Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido
por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 1: ÍNDICE GENERAL



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

DOCUMENTO 1: ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1 Objeto del proyecto **1**
1.1 Promotor del proyecto 1
1.2 Equipo redactor 1
1.3 Resumen descriptivo de la máquina a diseñar 2
2 Antecedentes **6**
2.1 Introducción histórica 6
2.2 Historia de los motores de competición para motocicletas 12
3 Bases del proyecto **15**
3.1 Directrices 15
3.1.1 Alcance del Proyecto, Objetivo del Proyecto 15
3.1.2 Condicionantes impuestos por el Promotor 17
3.2 Condicionantes del proyecto 18
3.2.1 Condicionantes impuestos por el promotor 18
3.2.2 Legislación 18
3.2.3 Condicionantes del entorno físico 19
3.2.4 Mercado de productos sustitutivos 20
3.2.4.1. Oferta 20
3.2.4.2. Demanda 21
3.2.4.3. Modelos sustitutivos existentes en el mercado. 22
3.2.4.4. Requerimientos de los posibles usuarios 23
3.2.4.5. Activos y pasivos disponibles, financiación. 24
3.3 Situación actual 25
3.3.1 Descripción detallada del problema a resolver 25
3.3.2 Descripción detallada de los sistemas actuales 27
3.3.3 Análisis de los productos sustitutivos 30
4 Estudios de alternativas del proyecto **34**
4.1 Introducción 34
4.2 Proceso de identificación de alternativas 34
4.3 Proceso de evaluación de alternativas 36
4.4 Resumen de las alternativas escogidas 37
5 Ingeniería del proyecto **38**
5.1 Introducción 38
5.2 Estudio termodinámico del ciclo 38
5.2.1 Introducción 38
5.2.2 Ciclo de Otto Mixto (Cp y Cv ajustados) 40
5.2.3 Definición del ciclo Otto por método gráfico 47
5.2.4 Interpretación de resultados 50
5.2.5 Conclusiones del estudio 59

5.3 Estudios de optimización del rendimiento 61
5.3.1 Introducción 61
5.3.2 Objetivos y variables del estudio 63
5.3.3 Metodología de los ensayos 64
5.3.4 Resultados del estudio 70
5.3.5 Conclusiones del estudio 72
5.4 Diseño del mecanismo principal 78
5.4.1 Introducción 78
5.4.2 Equilibrado del conjunto 79
5.4.3 Estudios de concentración de tensiones en elementos 86
5.4.4 Estudios modales de cargas y elementos 88
5.4.5 Estudios de cargas sobre elementos 92
5.4.6 Estudios a fatiga de elementos 101
5.4.7 Cálculo de engranajes 104
5.4.8 Diseño del bloque motor 106
5.4.9 Efectos térmicos y ajustes de componentes 107
5.5 Diseño de la culata 108
5.5.1 Introducción 108
5.5.2 Diseño de las válvulas y de sus muelles 109
5.5.3 Estudios de resistencia y fatiga sobre los árboles de levas 111
5.5.4 Cálculo de piñones de la distribución 113
5.5.5 Cálculo de la distribución 115
5.5.6 Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución 118
5.5.7 Cálculo de uniones desmontables 120
5.5.8 Criterios constructivos en el diseño de la culata 120
5.6 Sistemas de refrigeración y lubricación 123
5.6.1 Introducción 123
5.6.2 Diseño del sistema de lubricación 124
5.6.3 Especificaciones del sistema de refrigeración 126
5.7 Diseño de la caja de cambios 129
5.7.1 Introducción 129
5.7.2 Diseño de la caja de cambios 131
5.8 Diseño de elementos estáticos 134
5.6.1 Introducción 134
5.6.2 Cálculo de elementos 135
5.6.3 Diseño de los semicárteres y de las tapas motor 136
5.6.4 Vistas del motor 139
6 Justificación de normativas específicas **140**
6.1 Introducción 140
6.2 Cumplimiento del artículo 1º 140
6.3 Cumplimiento del artículo 2º 140
7 Programación temporal (PERT) **141**
7.1 Introducción 141
7.2 Fases de la producción y programación temporal 141

8 Evaluación Financiera **144**
8.1 Introducción 144
8.2 Plan financiero 144
8.3 Vida útil del proyecto 145
8.4 Estudio de evaluación financiera, exposición de resultados 145
8.5 Conclusiones del estudio 148
9 Hoja resumen del presupuesto **149**
10 Conclusiones del Proyecto **150**
11 Agradecimientos **152**
12 Fuentes Bibliográficas del proyecto **154**

ÍNDICE DE FIGURAS DE LA MEMORIA

Figura 1	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	3
Figura 2	Bomba de agua de una Honda CBR1000RR. [84]	4
Figura 3	Mirilla de aceite de una Kawasaki Z1000 SX. [85]	4
Figura 4	Planos del primer MACI desarrollado por Nikolaus Otto.[2]	6
Figura 5	Anuncio de uno de los primeros modelos de motor Otto	7
Figura 6	Primeros modelos de motor Otto comercializados en los Estados Unidos	7
Figura 7	Tipos de arquitecturas empleadas en MACI.[4]	8
Figura 8	Vista en sección de la admisión de una Yamaha R1 del año 2010.[5]	9
Figura 9	Motor Nissan RB26DETT, montado en el modelo Skyline GTR R34.[6]	10
Figura 10	Motor V8 basado en dos bloques I4 de Suzuki GSXR 1300.[7]	11
Figura 11	Motor Derbi de 50cc, de 1969.[8]	12
Figura 12	Motor V4 2T 500cc de una Honda NSR500, de 1995.[9]	13
Figura 13	Motor V5 4T 990cc de una Honda RCV211, de 2002.[9]	14
Figura A.1	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	22
Figura A.2	Motor Oral Engineering (2014), para Moto3 [12]	22
Figura B.1	Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.	25
Figura B.2	Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]	27
Figura B.3	Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008.	28
Figura B.4	Render del motor de una BMW F800 del año 2009	29
Figura B.5	Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]	30
Figura B.6	Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]	32
Figura D.1	Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]	39
Figura D.16	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado	43
Figura D.17	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	44
Figura D.18	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado	45
Figura D.19	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado de un MACI que emplea encendido provocado	47
Figura D.26	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	48
Figura D.27	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	53
Figura D.28	Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor	53
Figura D.29	Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real	54
Figura D.30	Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa	55
Figura D.31	Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]	57
Figura D.32	Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]	58
Figura E.2	Culatas de una Ducati 848. [48]	62
Figura E.10	Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.	64
Figura E.16	Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.	65
Figura E.24	Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios	66
Figura E.25	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	66
Figura E.35	Diagrama Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape	67
Figura E.37	Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape	67
Figura E.40	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes	68
Figura E.59	Vista en Fluent la evolución de la malla.	69
Figura E.65	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes	70
Figura E.66	Diagrama de rendimiento volumétrico, para diferentes longitudes de colector de admisión	72
Figura E.67	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos	73
Figura E.68	Vista en Fluent de los vectores de velocidad en un plano de corte que por el conducto de admisión	74
Figura E.69	Vista en Fluent de los vectores de velocidad en un plano de corte que por el conducto de admisión	75

Figura F.1	Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]	78
Figura F.7	Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.	80
Figura F.8	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.	81
Figura F.9	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (4k rpm)	82
Figura F.10	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (8k rpm)	82
Figura F.11	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (14k rpm)	83
Figura F.19	Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela	84
Figura F.17	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	85
Figura F.22	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo	86
Figura F.24	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración	87
Figura F.34	Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga	88
Figura F.35	Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela	89
Figura F.36	Vista en Excel de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) con el régimen motor	90
Figura F.39	Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal.	90
Figura F.67	Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]	95
Figura F.68	Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]	96
Figura F.71	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela	98
Figura F.75	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).	99
Figura F.76	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones debidas a las cargas secundarias	99
Figura F.82	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes	100
Figura F.91	Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]	101
Figura F.110	Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.	104
Figura F.101	Vista en ProEngineer del bloque motor.	106
Figura F.104	Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.	106
Figura F.80	Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]	107
Figura F.105	Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.	107
Figura G.4	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).	109
Figura G.9	Fuerza ejercida por los muelles contra la leva de admisión, por la excentricidad, y neta de contacto.	110
Figura G.17	Vista en ProE del árbol de levas de admisión.	111
Figura G.26	Situación de la distribución, vista en alzado.	115
Figura G.27	Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]	116
Figura G.43	Vista en ProE del diseño de la culata.	120
Figura G.45	Conductos de refrigeración de la culata.	121
Figura G.46	Cierre de árboles de levas en culata.	122
Figura G.49	Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.	122
Figura C.24	Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]	123
Figura H.2	Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de las bombas de agua y de aceite	123
Figura H.3	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	124
Figura H.4	Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.	125
Figura H.6	Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.	126
Figura H.8	Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.	128
Figura C.14	Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]	129
Figura I.2	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	131
Figura I.3	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	131
Figura I.4	Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.	132
Figura I.5	Vista de la varilla de actuación del embrague.	132
Figura I.6	Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo casette.	133
Figura J.3	En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.	135
Figura J.6	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.	136
Figura J.9	Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.	137
Figura J.10	Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.	137
Figura J.11	Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.	138
Figura J.14	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.	139
Figura J.17	Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.	139
Figura L.1	Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.	142
Figura L.2	Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.	143

ÍNDICE DE TABLAS DE LA MEMORIA

Tabla A.1	Fabricantes actuales de motores para Moto3	20
Tabla A.2	Fabricantes actuales de motores para motocross	22
Tabla B.1	Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]	31
Tabla B.2	Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]	33
Tabla C.9	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.	36
Tabla D.11	Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto	42
Tabla D.12	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.	43
Tabla D.13	Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.	50
Tabla D.14	Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.	51
Tabla D.15	Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.	51
Tabla D.16	Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.	52
Tabla D.17	Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.	56
Tabla E.5	Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.	63
Tabla E.9	Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.	76
Tabla F.3	Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.	80
Tabla F.5	Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.	85
Tabla F.6	Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.	89
Tabla F.7	Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.	91
Tabla F.10	Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.	92
Tabla F.23	Material empleado por cada componente del mecanismo principal.	94
Tabla F.29	Porcentajes totales de rangos de régimen motor.	101
Tabla F.31	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	102
Tabla F.33	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.	102
Tabla F.35	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.	103
Tabla F.36	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	103
Tabla F.38	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.	103
Tabla F.39	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.	105
Tabla G.5	Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.	111
Tabla G.9	Frecuencias propias del árbol de levas de escape.	112
Tabla G.7	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.	112
Tabla G.11	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.	112
Tabla G.13	Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]	116
Tabla I.1	Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.	130
Tabla L.1	Tabla de prelaciones elaborada para la planificación de las actividades de ejecución material	142
Tabla L.4	Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.	143
Tabla M.5	Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.	145
Tabla M.6	Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.	147

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

ANEJO A CONDICIONANTES DEL PROYECTO 1

A.1 Introducción 1
A.2 Condicionantes impuestos por el promotor 1
A.3 Legislación y normativas 3
A.4 Condicionantes del entorno físico 3
A.5 Mercado 5
A.5.1 Oferta 5
A.5.2 Demanda 6
A.5.3 Modelos sustitutivos 7
A.6 Requerimientos de los posibles usuarios 8
A.7 Activos y pasivos disponibles, fuentes de financiación 9

ANEJO B SITUACIÓN ACTUAL 10

B.1 Descripción del problema a resolver 10
B.2 Descripción detallada de los sistemas empleados actualmente 12
B.3 Análisis de los productos sustitutivos 17
B.3.1 Motor Honda Moto3 (NSF250R) 17
B.3.2 Motor KTM Moto3 (RC250R-M32) 19
B.3.3 Motor Oral Engineering Moto3 21
B.3.4 Motor Mahindra Moto3 23
B.3.5 Motor Husqvarna FE250 25
B.3.6 Motor Yamaha YZF250 27
B.3.7 Motor Suzuki RMZ250 29
B.3.8 Motor Kawasaki KXF250 31

ANEJO C ESTUDIO DE ALTERNATIVAS 32

C.1 Introducción 32
C.2 Interpretación del Reglamento Técnico 34
C.2.1 Motor 34
C.2.2 Admisión y sistema de alimentación de combustible 36
C.2.3 Sistema de escape 37
C.2.4 Transmisión 37
C.2.5 Materiales 38
C.3 Estudios de alternativas 39
C.3.1 Aspectos fundamentales de diseño 39
C.3.1.1 Alternativas al diámetro 39
C.3.1.2 Alternativas al tipo de carcasas 41
C.3.1.3 Alternativas al tipo de cárter 42
C.3.1.4 Alternativas a la integración en el chasis 43
C.3.1.5 Tipo de distribución 45
C.3.1.6 Alternativas a la relación de compresión 47
C.3.1.7 Elección de alternativas, justificación del criterio 48

C.3.2 Culata y conductos de admisión 50
C.3.2.1 Geometría de los conductos 51
C.3.2.2 Acabado de los conductos 53
C.3.2.3 Disposición y cantidad de válvulas 54
C.3.2.4 Disposición de la o las bujías 55
C.3.2.5 Tipo de anclaje al bloque 56
C.3.2.6 Interferencias entre soluciones adoptadas 58
C.3.2.7 Soluciones adoptadas 58
C.3.3 Pistón, biela y cigüeñal, bloque motor 59
C.3.3.1 Pistón 60
C.3.3.2 Biela 64
C.3.3.3 Cigüeñal 67
C.3.3.4 Bloque motor 69
C.3.4 Transmisión y embrague 71
C.3.4.1 Transmisión 71
C.3.4.2 Embrague 76
C.3.5 Sistema de refrigeración 83
C.3.6 Sistema de lubricación 86
C.3.7 Sistemas eléctricos y electrónicos 87
C.3.8 Alternativas al proceso productivo 88
C.3.8.1 Identificación de alternativas 88
C.3.8.1.1. Proceso Lineal. 89
C.3.8.1.2. Proceso intermitente 90
C.3.8.1.3. Proceso por proyecto 92
C.3.8.1.4. Fabricación para inventario 93
C.3.8.1.5. Fabricación para surtir pedidos 95
C.3.8.2 Restricciones impuestas por los condicionantes 97
C.3.8.3 Efectos de las alternativas sobre los objetivos. 98
C.3.8.4 Evaluación de alternativas. 99
C.3.8.4.1. Criterios de evaluación, justificación 99
C.3.8.5 Evaluación de las alternativas, justificación 101
C.3.8.6 Elección de alternativas a desarrollar 103
C.3.9 Resumen de las alternativas escogidas 104

ANEJO D ESTUDIO DEL CICLO TERMODINÁMICO 106

D.1 Introducción 106
D.2 Definición de parámetros 108
D.3 Definición del Ciclo Otto ideal 111
D.4 Definición del Ciclo Otto aire-combustible 124
D.5 Definición del Ciclo Otto mixto 133
D.6 Definición del Ciclo Otto aire-combustible (Cp y Cv ajustados) 142
D.7 Definición del Ciclo Otto mixto (Cp y Cv ajustados) 150
D.8 Definición del Ciclo Otto por método gráfico 157
D.9 Interpretación de los resultados del estudio 166
D.10 Conclusiones del estudio 181

ANEJO E ESTUDIOS DE OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO 183

E.1 Introducción 183
E.2 Objetivos y variables del estudio 186
E.2.1. Objetivos del estudio 186
E.2.2. Diámetro de las válvulas 187
E.2.3. Forma de los conductos de admisión 189
E.2.4. Comportamiento de las válvulas de admisión 193
E.2.5. Comportamiento en función del régimen de giro y la carga 200
E.2.6. Resumen de parámetros 201
E.3 Metodología en la creación de los volúmenes (ProEngineer, CAD) 202
E.4 Tratamiento previo de las geometrías para CFD (Gambit) 210
E.5 Estudios de cinemática de la distribución y del movimiento del pistón 218
E.5.1. Cinemática del pistón 218
E.5.2. Cinemática de las válvulas de admisión y escape 226
E.6 Mallado de las geometrías previo al estudio CFD (Gambit) 236
E.7 Configuración del cálculo CFD (Fluent) 241
E.8 Configuración de la malla dinámica en CFD (Fluent) 251
E.9 Resultados de los cálculos 261
E.10 Resultados del estudio 273
E.11 Conclusiones del estudio 274

ANEJO F DISEÑO DEL MECANISMO PRINCIPAL 283

F.1 Introducción 283
F.2 Estudio de las fuerzas alternativas de inercia 285
F.3 Equilibrado básico de las fuerzas alternativas de inercia 298
F.4 Reequilibrado de las fuerzas alternativas de inercia 310
F.5 Estudios sobre concentración de tensiones en elementos 316
F.6 Estudios modales de cargas y elementos 330
F.6.1. Estudio de las frecuencias propias de la carga 332
F.6.2. Estudio de las frecuencias propias de los componentes 337
F.7 Estudios de cargas de elementos 342
F.7.1. Introducción 342
F.7.2. Caracterización de cargas sobre los elementos del mecanismo 343
F.7.3. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el pistón 347
F.7.4. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la biela 356
F.7.5. Estudio de la biela a pandeo 364
F.7.6. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el bulón 373
F.7.7. Estudio a fatiga de los pernos de biela 377
F.7.8. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la brida de biela 390
F.7.9. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el cigüeñal 393
F.7.10. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el contrarrotante 401
F.7.11. Estudio de la inserción de cojinetes 404
F.7.11. Conclusiones de los estudios estáticos 414

F.8 Estudios a fatiga de los elementos 415
F.8.1. Selección de materiales para los componentes 416
F.8.2. Estudio a fatiga del pistón 424
F.8.3. Estudio a fatiga de la biela 441
F.8.4. Estudio a fatiga del cigüeñal 445
F.8.4. Estudio a fatiga del contrarrotante 447
F.8.5. Conclusiones de los estudios a fatiga de los elementos 448
F.9 Cálculo de engranajes del mando del contrarrotante 449
F.9.1. Cálculo de la tensión en la base del diente 451
F.9.2. Estudio de la resistencia a fatiga de la base de los dientes 457
F.9.3. Estudio de la resistencia a rotura de los flancos 458
F.10 Cálculo de engranajes del mando del embrague 461
F.11 Diseño del bloque motor 466
F.12 Efectos térmicos y ajustes de componentes 470
F.13 Rediseño del contrarrotante 473
F.14 Recalculado de engranajes 477

ANEJO G DISEÑO DE LA CULATA Y LA DISTRIBUCIÓN 480
G.1 Introducción 480
G.2 Diseño de las válvulas y sus muelles 481
G.3 Diseño de los árboles de levas 495
G.4 Estudio de resistencia y fatiga de los árboles de levas 506
G.4.1. Estudio de la resistencia del árbol de levas de admisión 508
G.4.2. Estudio de la resistencia del árbol de levas de escape 512
G.5 Cálculo de los piñones de distribución 515
G.6 Cálculo de la fijación de los árboles de levas a la culata 522
G.7 Cálculo de la distribución 529
G.8 Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución 541
G.8.1. Cálculo del piñón inferior de la distribución 542
G.8.2. Cálculo del piñón superior de la distribución 546
G.9 Cálculo de uniones desmontables 549
G.9.1. Cálculo de la unión del piñón de distribución con el mando de árboles de levas 542
G.9.2. Cálculo de la inserción de los piñones de árboles de levas a los árboles 546
G.9.3. Cálculo del eje y los rodamientos de soporte del piñón doble 557
G.9.4. Cálculo de los rodamientos principales de los árboles de levas 564
G.10 Criterios constructivos en el diseño de la culata 566
G.11 Estudio de resistencia de la culata 570

ANEJO H DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y LUBRICACIÓN 573
H.1 Introducción 573
H.2 Especificaciones del sistema de lubricación 577
H.3 Especificaciones del sistema de refrigeración 583

ANEJO I DISEÑO DE LA CAJA DE CAMBIOS 587
I.1 Introducción 587

ANEJO J DISEÑO DE ELEMENTOS ESTÁTICOS 600

J.1 Introducción 600
J.2 Cálculo de los pernos del bloque motor 601
J.2.1. Cálculo de los pernos cortos 605
J.2.2. Cálculo de los pernos largos 608
J.3 Cálculo de los rodamientos del cigüeñal 611
J.4 Cálculo de los rodamientos de la caja de cambios 614
J.4.1. Cálculo de rodamientos de caja de cambios 614
J.4.2. Cálculo del rodamiento de agujas de la campana del embrague 617
J.5 Cálculo de los rodamientos de los contrarrotantes 620
J.6 Diseño de los semicárteres y las tapas motor 622
J.7 Vistas del motor 633

ANEJO K JUSTIFICACIÓN DE CUMPLIMIENTO DE LAS NORMATIVAS ESPECIFICAS 638

K.1 Introducción 638
K.2 Cumplimiento del Artículo 1 638
K.3 Cumplimiento del Artículo 4 640

ANEJO L PROGRAMACIÓN TEMPORAL (PERT) 641

L.1 Introducción 641
L.2 Fases de la producción 642
L.3 Definición de la tabla de prelaciones, grafo PERT y matriz de Zaderenko 645
L.4 Matriz de holguras y definición del camino crítico 647
L.5 Horario de actividades 649

ANEJO M EVALUACIÓN FINANCIERA 650

M.1 Introducción 650
M.2 Plan financiero 650
M.3 Vida útil 653
M.4 Estudio de evaluación financiera 653
L.4.1 Tabla de ingresos 653
L.4.2 Tabla de gastos 654
L.4.3 Totalizados 655
L.4.4 Resultado de la evaluación financiera 656
L.5 Conclusiones al estudio 658

ANEJO N ANEJO DE JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS 659

M.1 Objeto 659
M.2 Justificación de precios de la mano de obra 659
M.3 Justificación de precios de la materia prima 660
M.4 Justificación de precios de la maquinaria 660
M.5 Justificación de precios de componentes adquiridos 661
M.6 Justificación de precios descompuestos 662

ÍNDICE DE FIGURAS DE LOS ANEJOS

Fig. A.1	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	7
Fig. A.2	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	7
Fig. B.1	Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.	10
Fig. B.2	Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]	12
Fig. B.3	Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008.	15
Fig. B.4	Render del motor de una BMW F800 del año 2009.	16
Fig. B.5	Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]	17
Fig. B.6	Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]	19
Fig. B.7	Motor Oral Engineering para Moto3, del año 2014. [17]	21
Fig. B.8	Motor Mahindra para Moto3, del año 2013. [18]	23
Fig. B.9	Motor Husqvarna modelo FE250, del año 2014. [11]	25
Fig. B.10	Motor Yamaha modelo YZF250, del año 2015. [19]	27
Fig. B.11	Motor Suzuki modelo RMZ250, del año 2013. [20]	29
Fig. B.12	Motor Kawasaki modelo KXF250, del año 2015. [21]	31
Fig. C.1	Ejemplos de esquemas de distribución permitidos por el reglamento.[22]	35
Fig. C.2	Motor de Yamaha R1, donde se puede ver una culata DOHC.[5]	45
Fig. C.3	Culata de Kawasaki Z750, donde pueden verse los puertos de admisión unidos.	51
Fig. C.4	Motor de Yamaha XT600, donde pueden verse dos puertos de admisión independientes.	51
Fig. C.5	Culatas de dos motores de F1 de Honda, empleados hasta 2008. [5]	53
Fig. C.6	Culata de una BMW G650GS, donde se aprecian dos huecos para las bujías. [26]	55
Fig. C.7	Culata de un motor Cosworth V6 de F1, del 1985. [27]	57
Fig. C.8	Pistón y biela de un motor F1, fabricados por Pankl. [28]	61
Fig. C.9	Juego de pistones para un motor RB26 de Nissan, fabricados por Tomei. [29]	61
Fig. C.10	Bielas con perfiles en “H”, “cruz” e “I” respectivamente (I a D).	65
Fig. C.11	Biela de F1, fabricada por Pankl, de perfil semi macizo. [28]	65
Fig. C.12	Diagrama de ensamblaje de una Honda NSF250 de Moto3.	68
Fig. C.13	Cigüeñal de una Honda CRF450, desmontable y con biela de una pieza. [30]	68
Fig. C.14	Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]	73
Fig. C.15	Vista lateral de una Suzuki GSXR750, donde se puede ver la varilla de la palanca de cambios.	76
Fig. C.16	Embrague antirrebote para Suzuki GSXR. [32]	77
Fig. C.17	Embrague multidisco de una Yamaha R1. [33]	78
Fig. C.18	Embrague monodisco empleado en automoción. [34]	78
Fig. C.19	Embrague multidisco en baño de aceite de una Yamaha R6. [35]	79
Fig. C.20	Motor de Yamaha M1, en el que se puede ver el embrague en seco. [36]	79
Fig. C.21	Modelado de los conductos de refrigeración en un motor BMW V10 de F1. [37]	83
Fig. C.22	Bomba de agua empleada en automoción. [38]	84
Fig. C.23	Motor de Yamaha YBR250, refrigerado por aire. [39]	85
Fig. C.24	Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]	86
Fig. C.25	ECU Dellorto homologada para moto3. [41]	87
Fig. D.1	Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]	107
Fig. D.2	Relación entre cilindrada total, unitaria y volumen de la cámara de combustión. [4]	109
Fig. D.3	Diagramas p-v y T-s para un ciclo Otto ideal. [4]	112
Fig. D.4	Diagrama de desplazamiento del pistón relativo al ángulo de cigüeñal para un motor alternativo	118
Fig. D.5	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo ideal de nuestro motor.	120
Fig. D.6	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo ideal de nuestro motor.	121
Fig. D.7	Método de aproximación por áreas trapezoidales.	122
Fig. D.8	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.	129
Fig. D.9	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible (Rojo) de nuestro motor, superpuesto al del ciclo teórico ideal (Azul).	130
Fig. D.10	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.	131

Fig. D.11	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo teórico mixto de un MACI. [4]	133
Fig. D.12	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.	138
Fig. D.13	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	139
Fig. D.14	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.	140
Fig. D.15	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible ajustado de nuestro motor.	147
Fig. D.16	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.	153
Fig. D.17	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	154
Fig. D.18	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.	155
Fig. D.19	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado, por método gráfico.	157
Fig. D.20	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado, trazado de rectas principales.	159
Fig. D.21	Trazo del primer punto de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado.	160
Fig. D.22	Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado.	160
Fig. D.23	Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de expansión del diagrama indicado del MACI.	161
Fig. D.24	Trazo de la curva que representa la presión en función del volumen, diagrama indicado del MACI.	162
Fig. D.25	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo ideal y el indicado para un motor alternativo	163
Fig. D.26	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	164
Fig. D.27	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	171
Fig. D.28	Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor	172
Fig. D.29	Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real.	173
Fig. D.30	Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa	176
Fig. D.31	Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]	179
Fig. D.32	Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]	180
Fig. E.1	Sección longitudinal de un cilindro en la que se esquematiza el proceso de avance del frente de llama.	184
Fig. E.2	Culatas de una Ducati 848. [48]	185
Fig. E.3	Disposición geométrica de las válvulas para máxima superficie en las válvulas y conductos de admisión.	188
Fig. E.4	Disposición geométrica de uno de los conductos de admisión para válvulas de 32,5mm de diámetro.	189
Fig. E.5	Tipología de cámara de combustión correspondiente al caso 4 de la tabla E.2. [43]	191
Fig. E.6	Diagrama tipo para el desplazamiento de una válvula. [4]	193
Fig. E.7	Diagrama tipo para los ángulos de apertura de las válvulas de admisión y escape en un MACI	194
Fig. E.8	Rendimiento volumétrico de un MACI en función de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas	195
Fig. E.9	Esbozo en ProEngineer de la geometría de un conducto de admisión.	203
Fig. E.10	Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.	204
Fig. E.11	Vista en ProEngineer de los conductos de admisión.	205
Fig. E.12	Vista en ProEngineer del esbozo de una válvula.	205
Fig. E.13	Vista en ProEngineer de las válvulas colocadas en posición.	206
Fig. E.14	Vista en ProEngineer de la superficie del pistón.	207
Fig. E.15	Vista en ProEngineer de las superficies modeladas del pistón y el volumen de la cámara de combustión	208
Fig. E.16	Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.	209
Fig. E.17	Vista en Gambit de diferentes opciones de importación de geometrías.	210
Fig. E.18	Vista en ProE de la geometría de los conductos de admisión.	211
Fig. E.19	Vista en Gambit de la definición de una cara en la geometría.	212
Fig. E.20	Vista en Gambit de la definición de un volumen en la geometría, a partir de las caras importadas de ProE	213
Fig. E.21	Vista en Autodesk CFD 2016 la simulación de un flujo de aire a través de un conducto rectangular	214
Fig. E.22	Vista en Gambit de la geometría ya con el pistón restado del cilindro.	215
Fig. E.23	Vista en Gambit del volumen total contenido por aire, seleccionado en rojo	216
Fig. E.24	Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios	217
Fig. E.25	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	220
Fig. E.26	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	221
Fig. E.27	Diagrama Excel de la posición del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	222
Fig. E.28	Diagrama Excel de la velocidad del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	223
Fig. E.29	Diagrama Excel de la aceleración del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	224
Fig. E.30	Vista en corte de una culata, en la cual pueden verse los elementos mencionados anteriormente	226

Fig. E.31	Diagrama de levantamiento, velocidad y aceleración para una válvula. [49]	227
Fig. E.32	Diagrama de posición de las válvulas de admisión en función del ángulo de la leva	230
Fig. E.33	Diagrama de posición de las válvulas de escape en función del ángulo de la leva	231
Fig. E.34	Vista en AutoCAD de los ángulos que forman las trayectorias de las válvulas	232
Fig. E.35	Diagrama de Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape	233
Fig. E.36	Vista en AutoCAD del cruce de trayectorias entre válvulas de admisión y escape	234
Fig. E.37	Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape	235
Fig. E.38	Vista en Gambit del control de creación de malla para volúmenes.	236
Fig. E.39	Vista en Gambit de la malla en la geometría con válvula de 32mm de diámetro	237
Fig. E.40	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes que conforman la geometría	238
Fig. E.41	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de las diferentes zonas de la geometría	239
Fig. E.42	Vista de la ventana de Fluent Launcher.	241
Fig. E.43	Vista de la malla, recién leída por Fluent (Sin edición alguna).	242
Fig. E.44	Vista en Fluent de la ventana para escalar el modelo.	243
Fig. E.45	Vista del log de Fluent, una vez comprobada la malla de manera satisfactoria.	244
Fig. E.46	Vista del log de Fluent, una vez comprobada la calidad de la malla.	245
Fig. E.47	Vista del control general de la solución en Fluent.	246
Fig. E.48	Vista del control de condiciones de contorno de la solución en Fluent.	247
Fig. E.49	Vista del control de condiciones de contorno de la zona Velocity Inlet definida previamente	247
Fig. E.50	Vista del control de los métodos de solución.	248
Fig. E.51	Vista del control de los parámetros de cálculo.	249
Fig. E.52	Vista de una malla alrededor de una compuerta cerrada. [52]	250
Fig. E.53	Vista de una malla alrededor de una compuerta en apertura. [52]	250
Fig. E.54	Vista en Fluent del panel de selección para la malla dinámica.	251
Fig. E.55	Vista en Fluent del panel de parámetros del módulo In-Cylinder.	253
Fig. E.56	Vista en Notepad del perfil de apertura de la válvula de admisión.	254
Fig. E.57	Vista en Fluent de la lectura del perfil de la válvula de admisión.	255
Fig. E.58	Vista en Fluent de la introducción de parámetros del pistón.	256
Fig. E.59	Vista en Fluent la evolución de la malla.	258
Fig. E.60	Vista en Fluent la creación de interfaces.	259
Fig. E.61	Vista en Fluent la lectura de la masa total introducida al cilindro durante la carrera de admisión	261
Fig. E.62	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 30mm de diámetro	264
Fig. E.63	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 28mm de diámetro	267
Fig. E.64	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 26mm de diámetro	269
Fig. E.65	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes	270
Fig. E.66	Diagrama de rendimiento volumétrico de un motor, para diferentes longitudes de colector	275
Fig. E.67	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos realizados	276
Fig. E.68	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte	277
Fig. E.69	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte	278
Fig. E.70	Gráfico de la potencia bruta en CV esperada para nuestro motor.	280
Fig. F.1	Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]	283
Fig. F.2	Biela de un motor FIAT junto con sus componentes auxiliares.[54]	287
Fig. F.3	Tipos de cojinetes de biela y cigüeñal.[55]	288
Fig. F.4	Pistón y biela de un motor 1.9 TDI del grupo VW.	290
Fig. F.5	Diseño preliminar del pistón para nuestro motor.	291
Fig. F.6	Diseño preliminar de la biela para nuestro motor.	292
Fig. F.7	Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.	294
Fig. F.8	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.	295
Fig. F.9	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (4k rpm)	296
Fig. F.10	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (8k rpm)	296
Fig. F.11	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (14k rpm)	297
Fig. F.12	Diagrama de potencias para un motor tipo Otto.[4]	298
Fig. F.13	Diagrama de rotores equivalentes para la compensación de las fuerzas de inercia	299
Fig. F.14	Vista en AutoCAD del brazo derecho del codo de cigüeñal.	303
Fig. F.15	Vista en AutoCAD del informe de propiedades del brazo derecho del codo de cigüeñal.	303
Fig. F.16	Vista en AutoCAD de uno de los dos contrapesos del cigüeñal.	306

Fig. F.17	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	308
Fig. F.18	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje X vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	309
Fig. F.19	Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela	310
Fig. F.20	Formas de mitigar la concentración de tensiones en cambios de sección para ejes	316
Fig. F.21	Vista en ProE de las tensiones sobre el pistón, al aplicarle una presión de 103bar	317
Fig. F.22	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, para una carga de 103bar de presión	318
Fig. F.23	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su segunda iteración	319
Fig. F.24	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración	320
Fig. F.25	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración	321
Fig. F.26	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración	322
Fig. F.27	Diagrama de carga sobre la biela para 4000rpm.	323
Fig. F.28	Diagrama de carga sobre la biela para 14000rpm.	324
Fig. F.29	Vista en ProE de la disposición de restricciones y cargas sobre el cigüeñal	325
Fig. F.30	Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal	326
Fig. F.31	Vista en ProE de la disposición de fuerzas y restricciones sobre el cigüeñal	327
Fig. F.32	Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal	328
Fig. F.33	Vista en Matlab de las componentes frecuenciales de una señal dada.	330
Fig. F.34	Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga.	333
Fig. F.35	Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela para un régimen de giro de 10000rpm	334
Fig. F.36	Vista de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) sobre la biela, en función del régimen	335
Fig. F.37	Vista en ProEngineer del mallado escogido para estudiar las frecuencias propias de resonancia del pistón	337
Fig. F.38	Vista en ProEngineer del listado de los modos propios de vibración para el pistón	338
Fig. F.39	Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal	339
Fig. F.40	Vista en ProEngineer de uno de los modos de vibración del cuerpo de la biela	340
Fig. F.41	KTM de Moto3 levantando rueda a la salida de una curva. [63]	346
Fig. F.42	Vista en ProE Mechanica, de la definición del vector de aceleración sobre la totalidad de la masa del pistón	349
Fig. F.43	Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a plena carga motor	350
Fig. F.44	Vista en ProE Mechanica, de los tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a sin carga motor	351
Fig. F.45	Diagrama de tensión máxima de Von Mises para el pistón, proveniente de la Tabla F.7, de Excel	352
Fig. F.46	Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre la cabeza del pistón para el caso de 8000 rpm a plena carga	354
Fig. F.47	Biela para un Nissan modelo GTR R35 de 2014. [64]	356
Fig. F.48	Vista de la modelización mediante WinMecc del mecanismo principal.	357
Fig. F.49	Diagrama de fuerza esperada sobre la biela en función del régimen motor.	359
Fig. F.50	Diagrama de la fuerza sobre el centro de masas de la biela, para una posición del mecanismo de 4,22º	360
Fig. F.51	Vista en ProE de la biela del mecanismo, junto con sus cargas y restricciones ya modelizadas	362
Fig. F.52	Vista en ProE de la biela del mecanismo, con su distribución de tensiones por colores	362
Fig. F.53	Tipos de restricciones generales en los extremos de una viga evaluada a pandeo.[61]	365
Fig. F.54	Curva de Euler y ajuste parabólico para columnas de longitud intermedia y carga centrada	366
Fig. F.55	Sección transversal de la biela tomada como referencia para el cálculo a pandeo.	367
Fig. F.56	Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (1/2).	367
Fig. F.57	Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (2/2).	368
Fig. F.58	Biela pandeada alrededor de su eje fuerte.[65]	369
Fig. F.59	Biela pandeada alrededor de su eje débil.[66]	369
Fig. F.60	Distribución de cargas simplificadas sobre un bulón.[49]	373
Fig. F.61	Vista en ProE de las superficies virtuales creadas para emplazar tanto las cargas como las restricciones	374
Fig. F.62	Vista en ProE de la malla creada mediante control de tamaño de elemento	375
Fig. F.63	Vista en ProE de la malla creada mediante AutoGEM sin restricciones	375
Fig. F.64	Vista en ProE de la distribución de tensiones sobre el bulón	375
Fig. F.65	Pernos de biela de aleación de acero.[67]	377
Fig. F.66	Modelo de montaje a emplear en el cálculo de los pernos de biela.	379
Fig. F.67	Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]	379
Fig. F.68	Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]	386
Fig. F.69	Fuerzas que actúan sobre la brida de la biela.	391
Fig. F.70	Mallado mediante ProE de la brida de la biela.	391
Fig. F.71	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela	392
Fig. F.72	Disposición de las líneas de acción y los brazos de palanca en la transmisión entre dos ruedas dentadas	396

Fig. F.73	Ejemplo de DSL para una rueda dentada con un ángulo de presión de 20º.	396
Fig. F.74	Vista en ProE del cigüeñal con todas sus cargas y restricciones asociadas.	398
Fig. F.75	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).	399
Fig. F.76	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones solamente debidas a las cargas secundarias	399
Fig. F.77	Vista en ProE de los valores de inercia obtenidos para el modelo del contrarrotante.	402
Fig. F.78	Vista en ProE de las cargas y restricciones para el modelo del contrarrotante.	403
Fig. F.79	Vista en ProE de la distribución de tensiones resultante para el modelo ensayado.	403
Fig. F.80	Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]	405
Fig. F.81	Vista en ProE de las cargas de montaje de los cojinetes sobre el pistón.	407
Fig. F.82	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes	407
Fig. F.83	Vista en ProE de la distribución de tensiones para el pistón a 4000rpm y plena carga.	408
Fig. F.84	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pistón	409
Fig. F.85	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela	411
Fig. F.86	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela	411
Fig. F.87	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo	412
Fig. F.88	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo	412
Fig. F.89	Evolución del límite elástico y del límite último de la Aleación de Aluminio 4019AE con la temperatura	417
Fig. F.90	Evolución del límite elástico, límite último y límite de fatiga estimado para la aleación de Aluminio 4019AE	419
Fig. F.91	Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]	424
Fig. F.92	Factores de modificación de la resistencia a fatiga kc en función del tipo de carga.[61]	425
Fig. F.93	Factor de concentración de tensiones para una pieza sin giro con cambio de sección	428
Fig. F.94	Dibujo mediante AutoCAD de un diagrama de rpm-velocidad para los desarrollos típicos de caja de cambios	431
Fig. F.95	Diagrama aproximado de aceleración en 1ª velocidad dado tiempo y rpm de motor.	433
Fig. F.96	Diagrama de fracción de resistencia a fatiga.[61]	435
Fig. F.97	Diagrama de factor de concentración de tensiones para un elemento agujereado transversalmente	442
Fig. F.98	Tabla para obtener el índice de fuerza y el coeficiente de carga.[77]	452
Fig. F.99	Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal.[77]	453
Fig. F.100	Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal (2).[77]	458
Fig. F.101	Vista en ProEngineer del bloque motor.	466
Fig. F.102	Vista en ProEngineer del bloque motor con la presión de inserción de la camisa.	468
Fig. F.103	Vista en ProEngineer del bloque motor mallado.	469
Fig. F.104	Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.	469
Fig. F.105	Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.	472
Fig. F.106	Vista del contrarrotante en una Honda CRF450.[87]	473
Fig. F.107	Vista comparativa de las ruedas dentadas del motor después de rediseñar la localización del contrarrotante	474
Fig. F.108	Vista en AutoCAD de la construcción del contrarrotante	475
Fig. F.109	Vista en ProE del conjunto del contrarrotante derecho.	476
Fig. F.110	Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.	477
Fig. G.1	Mando de distribución en el motor LC8 V2 990cc de KTM.[56]	482
Fig. G.2	Trazado de perfil de leva mediante arcos tangentes.	484
Fig. G.3	Segmentos empleados como puntos de tabulación de las levas de admisión y escape.	485
Fig. G.4	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).	486
Fig. G.5	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de escape (14000rpm).	489
Fig. G.6	Aspecto de las vibraciones internas que sufre un muelle.	491
Fig. G.7	Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de admisión.	496
Fig. G.8	Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de escape.	497
Fig. G.9	Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de admisión	498
Fig. G.10	Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de escape	499
Fig. G.11	DSL del sistema leva-seguidor para las válvulas de admisión de nuestro motor	501
Fig. G.12	Excentricidad de la carga de la leva de admisión sobre el seguidor	502
Fig. G.13	Excentricidad de la carga de la leva de escape sobre el seguidor	502
Fig. G.14	Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de admisión	503
Fig. G.15	Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de escape	504
Fig. G.16	Croquis empleado para la definición posicional de los elementos de los árboles de levas	506
Fig. G.17	Vista en ProE del árbol de levas de admisión.	507
Fig. G.18	Vista en ProE del árbol de levas de admisión con cargas y restricciones.	508

Fig. G.19	Vista en ProE del mallado del árbol de levas de admisión.	509
Fig. G.20	Vista en ProE de la distribución de tensiones en el árbol de levas de admisión.	510
Fig. G.21	Vista en ProE del árbol de levas de escape con cargas y restricciones.	512
Fig. G.22	Vista en ProE del mallado del árbol de levas de escape.	513
Fig. G.23	Disposición de los piñones de distribución (lila) en la culata.	515
Fig. G.24	En rojo, zona del árbol de levas de escape responsable de evitar su desplazamiento axial.	522
Fig. G.25	Situación de los pernos de cierre de los cojinetes de los árboles de levas.	523
Fig. G.26	Situación de la distribución, vista en alzado.	529
Fig. G.27	Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]	530
Fig. G.28	Dimensiones principales, alzado y perfil de una cadena de distribución según Norma DIN 8190	531
Fig. G.29	Tensor de cadena, en una Honda CBR600F. [80]	533
Fig. G.30	Vida de los rodillos de una cadena en horas, acorde a los datos disponibles en bibliografía [77]	539
Fig. G.35	Vista en AutoCAD de la disposición de tornillos para la unión entre el piñón conducido de la distribución	550
Fig. G.36	Vista en AutoCAD de las líneas de acción de las fuerzas externas sobre el eje de soporte del piñón doble	558
Fig. G.37	Vista en croquis de las fuerzas máximas sobre el eje de soporte del piñón doble de distribución.	558
Fig. G.38	Características fundamentales de un rodamiento Timken 9300WI de bolas y con 10mm de diámetro interior	560
Fig. G.39	Vista en ProE del modelo 3D del eje de soporte del piñón doble de distribución.	561
Fig. G.40	Vista en ProE del mallado del eje, listo para el MEF.	562
Fig. G.41	Vista en ProE de la distribución de tensiones en el modelo de estudio.	562
Fig. G.42	Vista del catálogo de Timken, para el rodamiento a emplear, modelo 9305WI.[81]	564
Fig. G.43	Vista en ProE del diseño de la culata.	566
Fig. G.44	Cierre de culata de una Yamaha YZ250F, donde pueden verse las conducciones de aceite para los cojinetes	567
Fig. G.45	Conductos de refrigeración de la culata.	567
Fig. G.46	Cierre de árboles de levas en culata.	568
Fig. G.47	Vista en ProE de la culata sin la tapa ni las juntas.	568
Fig. G.48	Vista en ProE de la culata completa, sin tornillos.	569
Fig. G.49	Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.	570
Fig. G.50	Vista en ProE de la culata mallada mediante Mechanica.	571
Fig. G.51	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la culata.	571
Fig. H.1	Esquema zonal de la ubicación de los ejes principales del motor.	575
Fig. H.2	Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de mando de las bombas de agua y de aceite	576
Fig. H.3	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	579
Fig. H.4	Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.	581
Fig. H.5	Vista en AutoCAD de la posición de los piñones de la bomba de aceite, en color verde los piñones	582
Fig. H.6	Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.	582
Fig. H.7	Vista en ProE del cómputo del área en contacto con los conductos de escape.	583
Fig. H.8	Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.	586
Fig. I.1	Calculadora de ratios de caja de cambios, desarrollada mediante Excel.	590
Fig. I.2	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	596
Fig. I.3	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	596
Fig. I.4	Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.	597
Fig. I.5	Vista de la varilla de actuación del embrague.	598
Fig. I.6	Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo casette.	599
Fig. J.1	Datos para el rodamiento escogido para el cigüeñal.[88]	611
Fig. J.2	Fuerzas de inercia sobre el apoyo del cigüeñal, una vez contrapesado.	612
Fig. J.3	En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.	617
Fig. J.4	Características del rodamiento de agujas a emplear en la campana del embrague.[89]	618
Fig. J.5	Características de los rodamientos de bolas a emplear en los contrarrotantes.[90]	620
Fig. J.6	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.	622
Fig. J.7	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona interior de la caja de cambios.	623
Fig. J.8	Vista en ProE del semicárter derecho, en la zona exterior de la caja de cambios.	624
Fig. J.9	Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.	625
Fig. J.10	Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.	625
Fig. J.11	Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.	626
Fig. J.12	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para cigüeñal y anejos.	627
Fig. J.13	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para centradores.	627

Fig. J.14	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.**	628
Fig. J.15	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, fuerzas sobre el modelo.**	628
Fig. J.16	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, mallado mediante Mechanica.**	629
Fig. J.17	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.**	629
Fig. J.18	**Vista en ProE del semicárter derecho, centradores de la pletina del cambio.**	630
Fig. J.19	**Vista en ProE de la pletina del cambio, centradores del semicárter derecho.**	631
Fig. J.20	**Vista en ProE de los piñones del motor, colocados en su lugar.**	632
Fig. J.21	**Vista en ProE de los piñones del motor, zona izquierda.**	632
Fig. J.22	**Vista en ProE del perfil izquierdo del motor.**	633
Fig. J.23	**Vista en ProE del perfil derecho del motor.**	633
Fig. J.24	**Vista en ProE de las vistas frontal (I) y trasera (D) del motor.**	634
Fig. J.25	**Vista en ProE de la vista superior del motor.**	634
Fig. J.26	**Vista en ProE de la vista inferior del motor.**	635
Fig. J.27	**Vista en ProE de la vista isométrica derecha frontal del motor.**	635
Fig. J.28	**Vista en ProE de la vista isométrica izquierda frontal del motor.**	636
Fig. J.29	**Vista en ProE de la vista isométrica derecha trasera del motor.**	636
Fig. J.30	**Vista en ProE de la vista isométrica izquierda trasera del motor.**	637
Fig. L.1	**Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.**	645
Fig. L.2	**Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.**	648

ÍNDICE DE TABLAS DE LOS ANEJOS

Tabla A.1	Fabricantes actuales de motores para Moto3	5
Tabla A.2	Fabricantes actuales de motores para motocross	8
Tabla B.1	Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]	18
Tabla B.2	Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]	20
Tabla B.3	Características técnicas del motor Oral Moto3. [17]	22
Tabla B.4	Características técnicas del motor Mahindra Moto3. [18]	24
Tabla B.5	Características técnicas del motor Husqvarna FE250. [11]	26
Tabla B.6	Características técnicas del motor Yamaha YZF250. [19]	28
Tabla B.7	Características técnicas del motor Suzuki RMZ250. [20]	30
Tabla B.8	Características técnicas del motor Kawasaki KXF250. [21]	32
Tabla C.1	Puntuación de criterios para la forma de los conductos del motor.	52
Tabla C.2	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad prod.(2)	62
Tabla C.3	Puntuación de criterios para el tipo de construcción del pistón.	63
Tabla C.4	Puntuación de criterios para el tipo de construcción del cigüeñal.	68
Tabla C.5	Puntuación de criterios para el tipo de bloque motor a emplear.	70
Tabla C.6	Puntuación de criterios para el número de velocidades a emplear.	74
Tabla C.7	Puntuación de criterios para el tipo de construcción a emplear.	74
Tabla C.8	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear (desbloqueo en marcha).	81
Tabla C.9	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.	81
Tabla C.10	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.	99
Tabla C.11	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.	100
Tabla C.12	Tabla de estudio de alternativas al flujo productivo.	101
Tabla C.13	Tabla de estudio de alternativas al tipo de servicio al cliente.	102
Tabla D.1	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo ideal.	119
Tabla D.2	Datos obtenidos para los 4 puntos fundamentales del ciclo ideal de nuestro motor.	119
Tabla D.3	Datos introducidos en Excel empleada para eldiagrama del ciclo aire-combustible.	128
Tabla D.4	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible para nuestro motor.	128
Tabla D.5	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo mixto para nuestro motor.	137
Tabla D.6	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto para nuestro motor.	137
Tabla D.7	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo aire-combustible ajustado.	146
Tabla D.8	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible ajustado para nuestro motor.	146
Tabla D.9	Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.	148
Tabla D.10	Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.	148
Tabla D.11	Datos introducidos en Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto.	152
Tabla D.12	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.	153
Tabla D.13	Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.	166
Tabla D.14	Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.	167
Tabla D.15	Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.	168
Tabla D.16	Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.	169
Tabla D.17	Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.	178
Tabla E.1	Parejas de diámetros a ensayar.	190
Tabla E.2	Diámetros de válvulas usuales según la aplicación del motor. [43]	191
Tabla E.3	Comparativa entre valores teóricos y estudiados para el diámetro de las válvulas.	192
Tabla E.4	Áreas de paso necesarias a través de las válvulas	199
Tabla E.5	Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.	201
Tabla E.6	Parámetros geométricos y cinemáticos de entrada parael conjunto pistón-biela-manivela.	219
Tabla E.7	Valores de masa de aire introducidos al cilindro para la geometría de 30mm en conducto.	262
Tabla E.8	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 30mm en conducto.	263
Tabla E.9	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 28mm en conducto.	266
Tabla E.10	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 26mm en conducto.	268
Tabla E.11	Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.	279
Tabla F.1	Ponderación de densidades para los cojinetes de biela-cigüeñal.	289
Tabla F.2	Ponderación de densidades para los cojinetes de pistón y de pie de biela.	290
Tabla F.3	Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.	294
Tabla F.4	Posición de las masas que componen la biela, respecto del eje de rotación de la cabeza.	311
Tabla F.5	Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.	334

Tabla F.6	Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.	341
Tabla F.7	Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.	352
Tabla F.8	Casos de estudio y fuerzas resultantes para la biela.	359
Tabla F.9	Casos de estudio y aceleraciones sobre el centro de masas de la biela.	361
Tabla F.10	Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.	363
Tabla F.11	Parámetros de los casos de estudio en el estudio del pandeo de la biela.	370
Tabla F.12	Resultados del estudio de pandeo en la biela.	370
Tabla F.13	Casos de estudio a pandeo mediante ProE.	371
Tabla F.14	Parámetros iniciales de cálculo de los pernos de biela.	380
Tabla F.15	Parámetros iniciales de cálculo del inserto de los cojinetes del pistón.	406
Tabla F.16	Parámetros iniciales de cálculo del inserto del cojinete del pie de biela.	410
Tabla F.17	Parámetros de la aleación de Aluminio 7034-T6.[72]	416
Tabla F.18	Parámetros de la aleación de Aluminio 4019AE.[73]	417
Tabla F.19	Parámetros de la fatiga de la aleación de Aluminio 4019AE previstos.	418
Tabla F.20	Parámetros de de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V 5ºG.[59]	420
Tabla F.21	Parámetros de de la aleación de acero AISI4140.[75]	421
Tabla F.22	Parámetros de de la aleación de acero AISI4150.[76]	422
Tabla F.23	Material empleado por cada componente del mecanismo principal.	423
Tabla F.24	Valores de tensión máxima y mínima del ciclo para diferentes valores de régimen de giro.	429
Tabla F.25	Valores de parámetros de tensión a fatiga para diferentes regímenes de giro de motor.	430
Tabla F.26	Distribución en porcentaje para el número de ciclos para cada velocidad engranada.	432
Tabla F.27	Tiempos entre rangos de régimen motor.	433
Tabla F.28	Porcentajes de rangos de régimen motor para cada velocidad engranada.	434
Tabla F.29	Porcentajes totales de rangos de régimen motor.	434
Tabla F.30	Modos de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	435
Tabla F.31	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	437
Tabla F.32	Parámetros característicos para el estudio de fatiga en el pistón, caso 2.	439
Tabla F.33	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.	439
Tabla F.34	Tensiones y parámetros de tensión variable previstos para la biela.	443
Tabla F.35	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.	444
Tabla F.36	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	446
Tabla F.37	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	448
Tabla F.38	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.	478
Tabla F.39	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.	479
Tabla G.1	Parámetros principales de los muelles de las válvulas de admisión y de la propia válvula.	487
Tabla G.2	Parámetros principales de los muelles de las válvulas de escape y de la propia válvula.	488
Tabla G.3	Parámetros mecánicos de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V de 5º Grado.	490
Tabla G.4	Fuerza máxima y mínima sobre la leva de admisión a cada régimen.	508
Tabla G.5	Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.	509
Tabla G.6	Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de admisión.	510
Tabla G.7	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.	511
Tabla G.8	Fuerza máxima y mínima sobre la leva de escape a cada régimen.	512
Tabla G.9	Frecuencias propias del árbol de levas de escape.	513
Tabla G.10	Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de escape.	514
Tabla G.11	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.	514
Tabla G.12	Parámetros de la unión del cierre de cojinetes de culata.	523
Tabla G.13	Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]	531
Tabla G.14	Vida de una cadena dentada acorde al desgaste de los rodillos. [77]	539
Tabla G.15	Características y parámetros del eje de soporte del piñón doble, a fatiga.	563
Tabla I.1	Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.	591
Tabla I.2	Datos y resultados del par de engranajes de la 1ª velocidad.	592
Tabla I.3	Datos y resultados del par de engranajes de la 2ª velocidad.	593
Tabla I.4	Datos y resultados del par de engranajes de la 3ª velocidad.	594
Tabla I.5	Datos y resultados del par de engranajes de la 4ª velocidad.	594
Tabla I.6	Datos y resultados del par de engranajes de la 5ª velocidad.	595
Tabla I.7	Datos y resultados del par de engranajes de la 6ª velocidad.	595

Tabla J.1	**Características geométricas de la caja de cambios.**	615
Tabla J.2	**Fuerza sobre cada rodamiento de la caja de cambios, para cada marcha engranada.**	615
Tabla J.3	**Características básicas de los rodamientos de la caja de cambios.**	616
Tabla J.4	**Cálculo de la vida prevista en horas para cada rodamiento.**	616
Tabla L.1	**Tabla de prelaciones para la planificación de las actividades de ejecución material.**	645
Tabla L.2	**Matriz de Zaderenko, asociada al grafo PERT para la ejecución material del proyecto.**	646
Tabla L.3	**Matriz de holguras con holgura total, libre y dependiente. Camino crítico marcado a la derecha.**	647
Tabla L.4	**Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.**	649
Tabla M.1	**Tabla de cobros extraordinarios.**	653
Tabla M.2	**Tabla de cobros ordinarios.**	654
Tabla M.3	**Tabla de pagos.**	654
Tabla M.4	**Tabla de totalizado de cobros y pagos.**	655
Tabla M.5	**Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.**	656
Tabla M.6	**Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.**	657
Tabla N.1	**Compras a realizar por unidad de motor fabricada.**	661

ÍNDICE DE ECUACIONES DE LOS ANEJOS

Ec. D.1	Carrera del motor	108
Ec. D.2	Relación de compresión	109
Ec. D.3	Exponente politrópico	111
Ec. D.4	Rendimiento térmico del ciclo	112
Ec. D.5	Proceso a volumen constante (1)	114
Ec. D.6	Proceso a volumen constante (2)	114
Ec. D.7	Proceso de compresión	114
Ec. D.8	Proceso de expansión	114
Ec. D.9	Relación de temperaturas y presiones	116
Ec. D.10	Volumen relativo 2	117
Ec. D.11	Ecuación de los gases ideales	117
Ec. D.12	Presión media	121
Ec. D.13	Presión media (2)	122
Ec. D.14	Potencia Motor	122
Ec. D.15	Calor aportado	125
Ec. D.16	Incremento térmico de la explosión	125
Ec. D.17	Calor aportado a volumen constante	134
Ec. D.18	Calor aportado a presión constante	134
Ec. D.19	Calor cedido	134
Ec. D.20	Calor aportado total	134
Ec. D.21	Presión máxima del ciclo	134
Ec. D.22	Relación de expansión	136
Ec. D.23	Construcción de Bauer	158
Ec. D.24	Coeficiente de variabilidad entre ciclos	174
Ec. D.25	Desviación estándar	174
Ec. E.1	Velocidad máxima del pistón	191
Ec. E.2	Velocidad de los gases a través de las válvulas	198
Ec. E.3	Área de paso a través de las válvulas	198
Ec. E.4	Radio del codo de cigüeñal	218
Ec. E.5	Relación lambda	218
Ec. E.6	Posición reducida del pistón	220
Ec. E.7	Velocidad reducida del pistón	220
Ec. E.8	Aceleración reducida del pistón	220
Ec. E.9	Fuerza de inercia	225
Ec. E.10	Masa aparente estática	225
Ec. E.11	Posición de la válvula	228
Ec. E.12	Velocidad de la válvula	228
Ec. E.13	Aceleración de la válvula	228
Ec. E.14	Sobreaceleración de la válvula	228
Ec. E.15	Posición de la válvula (2)	229
Ec. E.16	Velocidad de la válvula (2)	229
Ec. E.17	Aceleración de la válvula (2)	229
Ec. E.18	Sobreaceleración de la válvula (2)	229
Ec. E.19	Rendimiento volumétrico del motor	262
Ec. E.20	Potencia del motor	279
Ec. F.1	Aceleración Normal	285
Ec. F.2	Fuerza Centrípeta	285
Ec. F.3	Aceleración del pistón	293
Ec. F.4	Aceleración del pistón (2)	293

Ec. F.5	Fuerza alternativa	293
Ec. F.6	Fuerza alternativa de primer orden	293
Ec. F.7	Fuerza alternativa de segundo orden	293
Ec. F.8	Suma de masas de la biela	310
Ec. F.9	Suma de momentos de las masas de la biela	310
Ec. F.10	Carga crítica de compresión sobre la biela (Fórmula de Euler)	365
Ec. F.11	Carga crítica de compresión sobre la biela (Corregida)	365
Ec. F.12	Reordenación de la ecuación F.11 en función de nuevos parámetros	366
Ec. F.13	Reordenación de la ecuación F.12 en función de nuevos parámetros	366
Ec. F.14	Ajuste entre la Curva de Euler y la Curva de Johnson	368
Ec. F.15	Longitud efectiva de apriete	380
Ec. F.16	Longitud efectiva de apriete (2)	380
Ec. F.17	D1	381
Ec. F.18	D2	381
Ec. F.19	Rigidez de un elemento atornillado	382
Ec. F.20	D	382
Ec. F.21	Espesor de piezas atornilladas	383
Ec. F.22	Suma de resortes en serie	383
Ec. F.23	Constante de la unión	384
Ec. F.24	Fuerza de apriete	385
Ec. F.25	Coeficiente de la unión	385
Ec. F.26	Coeficiente de la unión (2)	386
Ec. F.27	Tensión media de la unión	387
Ec. F.28	Tensión alternativa de la unión	387
Ec. F.29	Criterio de Goodman modificado	387
Ec. F.30	Criterio de fallo por rotura del perno	388
Ec. F.31	Criterio de Gerber	388
Ec. F.32	Fuerza de reacción del árbol	397
Ec. F.33	Aceleración angular	401
Ec. F.34	Momento motor	401
Ec. F.35	Incremento del radio 1	406
Ec. F.36	Tensión circunferencial	406
Ec. F.37	Factor de superficie	425
Ec. F.38	Factor de modificación por temperatura	425
Ec. F.39	Factor de concentración del esfuerzo	427
Ec. F.40	Tensión alternativa	430
Ec. F.41	Tensión media	430
Ec. F.42	Relación de tensiones máxima y mínima	430
Ec. F.43	Relación de tensiones media y alternativa	430
Ec. F.44	Resistencia a fatiga	436
Ec. F.45	Factor a de resistencia	436
Ec. F.46	Exponente b de resistencia	436
Ec. F.47	Número de ciclos que resistirá el componente	436
Ec. F.48	Resistencia a fatiga por tensión alternativa	437
Ec. F.49	Factor de tensiones	437
Ec. F.50	Resistencia a fatiga	437
Ec. F.51	Número de ciclos de vida por la Regla de Miner	438
Ec. F.52	Fuerza periférica nominal	449
Ec. F.53	Fuerza específica de trabajo en el círculo primitivo	451

Ec. F.54 Fuerza específica de la carga en el círculo primitivo 451
Ec. F.55 Factor Kv 451
Ec. F.56 Fuerza periférica específica en el círculo primitivo 453
Ec. F.57 Recubrimiento del perfil del diente 453
Ec. F.58 Ángulo de engrane en servicio 454
Ec. F.59 Paso del engrane 454
Ec. F.60 Radio de base del engranaje 454
Ec. F.61 Radio del círculo de cabeza del engranaje 455
Ec. F.62 Diámetro del círculo del pie del engranaje 455
Ec. F.63 Esfuerzo de flexión en la base del diente 456
Ec. F.64 Factor de seguridad ante rotura por fatiga 457
Ec. F.65 Fuerza periférica específica en el círculo primitivo 458
Ec. F.66 Presión de Hertz 459
Ec. F.67 Factor de seguridad contra la formación de picaduras en las ruedas dentadas 459
Ec. F.68 Relación de tensiones entre pares de ruedas dentadas 464
Ec. G.1 Fuerza máxima a equilibrar por el muelle 483
Ec. G.2 Longitud de bloqueo del muelle 490
Ec. G.3 Tensión a torsión de la varilla del muelle 492
Ec. G.4 Frecuencia propia del muelle 494
Ec. G.5 Fuerza del muelle 496
Ec. G.6 Momento resistente 503
Ec. G.7 Vida en horas de un engranaje ante Presión de Hertz 520
Ec. G.8 Paso de la cadena 532
Ec. G.9 Relación de transmisión 532
Ec. G.10 Potencia de choque 532
Ec. G.11 Número de eslabones necesario 533
Ec. G.12 Longitud de cadena 534
Ec. G.13 Diámetro del círculo primitivo 534
Ec. G.14 Velocidad de la cadena 534
Ec. G.15 Fuerza de tracción en la cadena 535
Ec. G.16 Fuerza centrífuga de la cadena 535
Ec. G.17 Factor de seguridad dinámica de la cadena 536
Ec. G.18 Fuerza de tracción sobre el rodillo de la cadena 537
Ec. G.19 Fuerza máxima sobre el rodillo de la cadena 537
Ec. G.20 Duración de las articulaciones de la cadena 538
Ec. G.21 Valor característico de la articulación de la cadena 538
Ec. G.22 Factor de seguridad 542
Ec. G.23 Vida de los rodillos de la cadena 547
Ec. G.24 Vida de un rodamiento 559
Ec. G.25 Coeficiente a1 de vida de un rodamiento 560
Ec. H.1 Ecuación de Bernoulli 578
Ec. H.2 Relación entre caudal volumétrico y velocidad de un flujo incompresible 578
Ec. H.3 Potencia de una bomba 580
Ec. H.4 Flujo de calor hacia el refrigerante 584
Ec. H.5 Velocidad media del pistón 584
Ec. H.6 Caudal necesario de refrigerante 585

ÍNDICE DE PLANOS DEL PROYECTO

Nº	FOR	TITULO
1	A1	Semicárter izquierdo
2	A1	Semicárter derecho
3	A2	Tapa izquierda
4	A2	Tapa del embrague
5	A1	Tapa derecha
6	A4	Tapón de aceite
7	A4	Centrador
8	A4	Bulón del presostato
9	A4	Bulón de cierre izquierdo
10	A2	Cárter
11	A4	Filtro de aceite
12	A2	Bloque motor
13	A4	Junta inferior del bloque
14	A4	Junta de culata
15	A3	Camisa
16	A4	Pernos 1
17	A4	Pernos 1-2
18	A4	Pernos 2-1
19	A4	Pernos 2-2
20	A4	Centrador bloque-culata 1
21	A4	Centrador bloque-culata 2
22	A4	Tensor de la distribución
23	A4	Patín de la distribución
24	A4	Brida del bloque
25	A4	Aro superior
26	A4	Aro inferior
27	A4	Bulón
28	A4	Cojinetes del pistón
29	A2	Pistón
30	A2	Biela
31	A4	Cierre de la biela
32	A4	Centrador de la biela
33	A4	Cojinete de cabeza de biela 1
34	A4	Cojinete de cabeza de biela 2
35	A4	Cojinete del pie de biela
36	A1	Cigüeñal
37	A3	Volante de cigüeñal
38	A4	Mando de la bomba de aceite
39	A4	Mando del contrarrotante derecho
40	A4	Mando del contrarrotante izquierdo

41	A4	Mando de la distribución
42	A4	Mando del embrague
43	A4	Rueda de posición del cigüeñal
44	A4	Contrarrotante derecho
45	A4	Contrarrotante izquierdo
46	A1	Culata
47	A4	Válvula de admisión
48	A4	Válvula de escape
49	A4	Copa de la válvula
50	A4	Cierre de muelles
51	A4	Asiento de válvula de admisión
52	A4	Asiento de válvula de escape
53	A4	Cierre lateral
54	A4	Guia de válvula de admisión
55	A4	Guia de válvula de escape
56	A4	Tope de rodamientos de culata
57	A4	Tapones de cierre de culata
58	A2	Cierre de árboles de levas
59	A2	Tapa de la culata
60	A2	Junta de goma de tapa de culata
61	A3	Árbol de levas de admisión
62	A3	Árbol de levas de escape
63	A4	Piñón de árboles de levas
64	A4	Piñón de mando de árboles de levas
65	A4	Piñón superior de la distribución
66	A4	Bomba de aceite
67	A3	Toma de aceite
68	A3	Bomba de agua
69	A4	1a velocidad, eje primario
70	A4	1a velocidad, eje secundario
71	A4	2a velocidad, eje primario
72	A4	2a velocidad, eje secundario
73	A3	3a/4a velocidades, eje primario
74	A4	3a velocidad, eje secundario
75	A4	4a velocidad, eje secundario
76	A4	5a velocidad, eje primario
77	A3	5a velocidad, eje secundario
78	A4	6a velocidad, eje primario
79	A3	6a velocidad, eje secundario
80	A4	Separador de campana 1
81	A4	Separador de campana 2
82	A4	Separador 3,5mm
83	A4	Separador 4,5mm
84	A4	Separador 5,0mm

85	A4	Separador 7,0mm
86	A3	Horquilla eje primario
87	A3	Horquilla eje secundario
88	A4	Actuador del embrague
89	A3	Embrague
90	A3	Campana del embrague
91	A3	Disco de embrague (metal)
92	A3	Disco de embrague (fricción)
93	A3	Engranaje de campana
94	A3	Eje de horquillas
95	A3	Varilla del empujador del embrague
96	A2	Eje primario
97	A2	Eje secundario
98	A2	Pletina del cambio
99	A3	Tapa de rodamientos de la pletina
100	A2	Conjunto: Pistón
101	A2	Conjunto: Biela
102	A2	Conjunto: Cigüeñal
103	A1	Conjunto: Caja de Cambios
104	A1	Conjunto: Culata
105	A2	Conjunto: Bloque motor
106	A2	Conjunto: Tapa izquierda
107	A1	Conjunto: Carcasas
108	A1	Conjunto: Lateral izquierdo
109	A1	Conjunto: Lateral derecho
110	A1	Conjunto: General
111	A1	Vista de la sincronización de la distribución

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1 Objeto **1**
2 Condiciones a la ejecución **1**
3 Pliego de condiciones generales y económicas **2**
3.1 Condiciones generales de carácter facultativo, obligaciones y derechos del productor. *2*
3.1.1 Nombramiento de un responsable de producción 2
3.1.2 Presencia durante la producción 2
3.1.3 Listado de Órdenes 3
3.1.4 Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa 3
3.1.5 Recusación del responsable de producción 3
3.1.6 De la interpretación del proyecto 4
3.2 Condiciones a la ejecución del proyecto *4*
3.2.1 Condiciones generales 4
3.2.2 Subcontrataciones 5
3.2.3 De las modificaciones en el proceso productivo 5
3.2.4 Los defectos de fabricación 5
3.2.5 Defectos ocultos 6
3.2.6 Materiales y maquinaria 7
3.2.7 Uso de los materiales y la maquinaria 7
3.2.8 Medios productivos 8
3.3 Recepción de la maquinaria *9*
3.3.1 Recepción provisional 9
3.3.2 Recepción definitiva 9
3.3.3 Período de garantía 10
3.3.4 Conservación de los productos tras su recepción definitiva 11
4 Pliego de condiciones técnicas y particulares **12**
4.1 Condiciones particulares *12*
4.1.1 Contrato 12
4.1.2 Responsabilidades 12
4.1.2.1 Responsabilidades de la empresa constructora 12
4.1.2.2 Accidentes laborales 13
4.1.2.3 Exención de responsabilidades de la Dirección 13
4.1.3 Copia de documentación 14
4.1.4 Condiciones para la rescisión del contrato 14
4.2 Condiciones técnicas *16*
4.2.1 Condiciones para la aplicación de la garantía 16
4.2.2 Condiciones técnicas de los materiales 16
4.2.3 Pruebas y ensayos sobre los componentes y los materiales 17
4.2.4 Acciones que comprenden la producción 19
4.2.5 Condiciones de acabado 19
4.2.6 Casos no especificados en el presente documento 19
4.2.7 Condiciones técnicas impuestas durante la producción, montaje y embalaje. 20
4.2.7.1 Condiciones impuestas a la producción 20
4.2.7.2 Condiciones impuestas al montaje y ensamblaje 20
4.2.7.3 Condiciones durante el funcionamiento de la máquina 21
4.3 Presupuesto *22*
4.3.1 Errores de presupuesto 22

ÍNDICE DE LAS MEDICIONES

CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	1
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	2
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	3
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	5
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	6
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	9
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	10
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	11
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	13
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	13

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

CUADRO DE PRECIOS Nº1		1
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	1
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	2
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	3
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	5
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	6
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	10
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	11
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	12
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	15
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	15
CUADRO DE PRECIOS Nº2		16
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	16
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	17
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	18
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	20
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	21
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	25
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	26
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	27
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	30
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	30
PRESUPUESTO GENERAL		31
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	31
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	32
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	33
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	35
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	36
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	40
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	41
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	42
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	45
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	45
RESUMEN DEL PRESUPUESTO		46

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 2: MEMORIA



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

RESUMEN DEL PROYECTO

El presente proyecto, trata el diseño de un motor de motocicleta, concretamente pensado para su participación como propulsor en el Campeonato Mundial de Motociclismo, o campeonatos regionales cuya normativa técnica sea igual o similar a la adoptada para la categoría de Moto3.

El diseño se ha llevado a cabo partiendo de la parte termodinámica del funcionamiento del motor, para después obtener las solicitaciones sobre los elementos mecánicos, y los parámetros de geometría de la culata mediante análisis y optimización mediante software CFD.

El diseño mecánico, se ha realizado por áreas, incluyendo estudios estáticos, análisis modales y análisis de fatiga para todos los elementos sometidos a carga.

Se ha intentado optimizar el layout de todos los elementos presentes en el motor, de tal manera que la solución adoptada fuera la más compacta y robusta posible, siempre teniendo en cuenta la calidad de los materiales y de los acabados, ya que aunque el presupuesto total está acotado en 12000€ por reglamento, es muy necesario emplear aleaciones de primera calidad en los componentes para que puedan resistir las grandes solicitaciones a las que están sometidos sin un incremento excesivo de su peso, que nos reste rendimiento.

Gracias al MEF, dicha optimización y verificación ha sido posible para los elementos que han sido creados desde cero, y gracias a los manuales de diseño, se han podido calcular elementos ya normalizados.

Se ha tenido en cuenta, que el marco regulatorio nos impone unas restricciones técnicas en ciertos ámbitos, explotando la libertad de diseño en aquellas áreas no reguladas.

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

TÍTULO DEL PROYECTO:

"Diseño de un motor de explosión para la categoría de Moto3"

PERSONA FÍSICA O JURÍDICA QUE ENCARGA EL PROYECTO

Nombre: Yamaha Motorsports Ltd.

Dirección: Iwata, Prefectura de Shizuoka, Japón (JP)

AUTOR DEL PROYECTO

Nombre del autor: Álvaro Díez Sánchez

NIF: 71164280A

Estudios en curso: Máster en Ingeniería Industrial

Dirección: C/Vidal i Barraquer nº12 1º5ª, Constantí, 43120 (Tarragona)

Teléfono de contacto: +34 722 597 217

Correo electrónico: altgn92@gmail.com

PROYECTO ENCARGADO A:

Nombre: A10 S.A

CIF: 71727384-G

Dirección: C/Orosi nº5 1º2ª, 43004 TARRAGONA (Tarragona)

Teléfono: +34 977 172 172

Correo electrónico: a10ingenieria@gmail.com

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1 Objeto del proyecto **1**
1.1 Promotor del proyecto 1
1.2 Equipo redactor 1
1.3 Resumen descriptivo de la máquina a diseñar 2
2 Antecedentes **6**
2.1 Introducción histórica 6
2.2 Historia de los motores de competición para motocicletas 12
3 Bases del proyecto **15**
3.1 Directrices 15
3.1.1 Alcance del Proyecto, Objetivo del Proyecto 15
3.1.2 Condicionantes impuestos por el Promotor 17
3.2 Condicionantes del proyecto 18
3.2.1 Condicionantes impuestos por el promotor 18
3.2.2 Legislación 18
3.2.3 Condicionantes del entorno físico 19
3.2.4 Mercado de productos sustitutivos 20
3.2.4.1. Oferta 20
3.2.4.2. Demanda 21
3.2.4.3. Modelos sustitutivos existentes en el mercado. 22
3.2.4.4. Requerimientos de los posibles usuarios 23
3.2.4.5. Activos y pasivos disponibles, financiación. 24
3.3 Situación actual 25
3.3.1 Descripción detallada del problema a resolver 25
3.3.2 Descripción detallada de los sistemas actuales 27
3.3.3 Análisis de los productos sustitutivos 30
4 Estudios de alternativas del proyecto **34**
4.1 Introducción 34
4.2 Proceso de identificación de alternativas 34
4.3 Proceso de evaluación de alternativas 36
4.4 Resumen de las alternativas escogidas 37
5 Ingeniería del proyecto **38**
5.1 Introducción 38
5.2 Estudio termodinámico del ciclo 38
5.2.1 Introducción 38
5.2.2 Ciclo de Otto Mixto (Cp y Cv ajustados) 40
5.2.3 Definición del ciclo Otto por método gráfico 47
5.2.4 Interpretación de resultados 50
5.2.5 Conclusiones del estudio 59

5.3 Estudios de optimización del rendimiento 61
5.3.1 Introducción 61
5.3.2 Objetivos y variables del estudio 63
5.3.3 Metodología de los ensayos 64
5.3.4 Resultados del estudio 70
5.3.5 Conclusiones del estudio 72
5.4 Diseño del mecanismo principal 78
5.4.1 Introducción 78
5.4.2 Equilibrado del conjunto 79
5.4.3 Estudios de concentración de tensiones en elementos 86
5.4.4 Estudios modales de cargas y elementos 88
5.4.5 Estudios de cargas sobre elementos 92
5.4.6 Estudios a fatiga de elementos 101
5.4.7 Cálculo de engranajes 104
5.4.8 Diseño del bloque motor 106
5.4.9 Efectos térmicos y ajustes de componentes 107
5.5 Diseño de la culata 108
5.5.1 Introducción 108
5.5.2 Diseño de las válvulas y de sus muelles 109
5.5.3 Estudios de resistencia y fatiga sobre los árboles de levas 111
5.5.4 Cálculo de piñones de la distribución 113
5.5.5 Cálculo de la distribución 115
5.5.6 Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución 118
5.5.7 Cálculo de uniones desmontables 120
5.5.8 Criterios constructivos en el diseño de la culata 120
5.6 Sistemas de refrigeración y lubricación 123
5.6.1 Introducción 123
5.6.2 Diseño del sistema de lubricación 124
5.6.3 Especificaciones del sistema de refrigeración 126
5.7 Diseño de la caja de cambios 129
5.7.1 Introducción 129
5.7.2 Diseño de la caja de cambios 131
5.8 Diseño de elementos estáticos 134
5.6.1 Introducción 134
5.6.2 Cálculo de elementos 135
5.6.3 Diseño de los semicárteres y de las tapas motor 136
5.6.4 Vistas del motor 139
6 Justificación de normativas específicas **140**
6.1 Introducción 140
6.2 Cumplimiento del artículo 1º 140
6.3 Cumplimiento del artículo 2º 140
7 Programación temporal (PERT) **141**
7.1 Introducción 141
7.2 Fases de la producción y programación temporal 141

8 Evaluación Financiera **144**
8.1 Introducción 144
8.2 Plan financiero 144
8.3 Vida útil del proyecto 145
8.4 Estudio de evaluación financiera, exposición de resultados 145
8.5 Conclusiones del estudio 148
9 Hoja resumen del presupuesto **149**
10 Conclusiones del Proyecto **150**
11 Agradecimientos **152**
12 Fuentes Bibliográficas del proyecto **154**

ÍNDICE DE FIGURAS DE LA MEMORIA

Figura 1	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	3
Figura 2	Bomba de agua de una Honda CBR1000RR. [84]	4
Figura 3	Mirilla de aceite de una Kawasaki Z1000 SX. [85]	4
Figura 4	Planos del primer MACI desarrollado por Nikolaus Otto.[2]	6
Figura 5	Anuncio de uno de los primeros modelos de motor Otto	7
Figura 6	Primeros modelos de motor Otto comercializados en los Estados Unidos	7
Figura 7	Tipos de arquitecturas empleadas en MACI.[4]	8
Figura 8	Vista en sección de la admisión de una Yamaha R1 del año 2010.[5]	9
Figura 9	Motor Nissan RB26DETT, montado en el modelo Skyline GTR R34.[6]	10
Figura 10	Motor V8 basado en dos bloques I4 de Suzuki GSXR 1300.[7]	11
Figura 11	Motor Derbi de 50cc, de 1969.[8]	12
Figura 12	Motor V4 2T 500cc de una Honda NSR500, de 1995.[9]	13
Figura 13	Motor V5 4T 990cc de una Honda RCV211, de 2002.[9]	14
Figura A.1	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	22
Figura A.2	Motor Oral Engineering (2014), para Moto3 [12]	22
Figura B.1	Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.	25
Figura B.2	Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]	27
Figura B.3	Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008.	28
Figura B.4	Render del motor de una BMW F800 del año 2009	29
Figura B.5	Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]	30
Figura B.6	Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]	32
Figura D.1	Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]	39
Figura D.16	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado	43
Figura D.17	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	44
Figura D.18	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado	45
Figura D.19	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado de un MACI que emplea encendido provocado	47
Figura D.26	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	48
Figura D.27	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	53
Figura D.28	Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor	53
Figura D.29	Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real	54
Figura D.30	Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa	55
Figura D.31	Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]	57
Figura D.32	Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]	58
Figura E.2	Culatas de una Ducati 848. [48]	62
Figura E.10	Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.	64
Figura E.16	Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.	65
Figura E.24	Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios	66
Figura E.25	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	66
Figura E.35	Diagrama Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape	67
Figura E.37	Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape	67
Figura E.40	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes	68
Figura E.59	Vista en Fluent la evolución de la malla.	69
Figura E.65	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes	70
Figura E.66	Diagrama de rendimiento volumétrico, para diferentes longitudes de colector de admisión	72
Figura E.67	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos	73
Figura E.68	Vista en Fluent de los vectores de velocidad en un plano de corte que por el conducto de admisión	74
Figura E.69	Vista en Fluent de los vectores de velocidad en un plano de corte que por el conducto de admisión	75

Figura F.1	Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]	78
Figura F.7	Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.	80
Figura F.8	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.	81
Figura F.9	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (4k rpm)	82
Figura F.10	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (8k rpm)	82
Figura F.11	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (14k rpm)	83
Figura F.19	Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela	84
Figura F.17	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	85
Figura F.22	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo	86
Figura F.24	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración	87
Figura F.34	Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga	88
Figura F.35	Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela	89
Figura F.36	Vista en Excel de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) con el régimen motor	90
Figura F.39	Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal.	90
Figura F.67	Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]	95
Figura F.68	Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]	96
Figura F.71	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela	98
Figura F.75	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).	99
Figura F.76	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones debidas a las cargas secundarias	99
Figura F.82	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes	100
Figura F.91	Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]	101
Figura F.110	Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.	104
Figura F.101	Vista en ProEngineer del bloque motor.	106
Figura F.104	Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.	106
Figura F.80	Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]	107
Figura F.105	Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.	107
Figura G.4	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).	109
Figura G.9	Fuerza ejercida por los muelles contra la leva de admisión, por la excentricidad, y neta de contacto.	110
Figura G.17	Vista en ProE del árbol de levas de admisión.	111
Figura G.26	Situación de la distribución, vista en alzado.	115
Figura G.27	Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]	116
Figura G.43	Vista en ProE del diseño de la culata.	120
Figura G.45	Conductos de refrigeración de la culata.	121
Figura G.46	Cierre de árboles de levas en culata.	122
Figura G.49	Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.	122
Figura C.24	Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]	123
Figura H.2	Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de las bombas de agua y de aceite	123
Figura H.3	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	124
Figura H.4	Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.	125
Figura H.6	Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.	126
Figura H.8	Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.	128
Figura C.14	Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]	129
Figura I.2	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	131
Figura I.3	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	131
Figura I.4	Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.	132
Figura I.5	Vista de la varilla de actuación del embrague.	132
Figura I.6	Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo casette.	133
Figura J.3	En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.	135
Figura J.6	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.	136
Figura J.9	Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.	137
Figura J.10	Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.	137
Figura J.11	Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.	138
Figura J.14	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.	139
Figura J.17	Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.	139
Figura L.1	Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.	142
Figura L.2	Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.	143

ÍNDICE DE TABLAS DE LA MEMORIA

Tabla A.1	Fabricantes actuales de motores para Moto3	20
Tabla A.2	Fabricantes actuales de motores para motocross	22
Tabla B.1	Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]	31
Tabla B.2	Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]	33
Tabla C.9	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.	36
Tabla D.11	Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto	42
Tabla D.12	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.	43
Tabla D.13	Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.	50
Tabla D.14	Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.	51
Tabla D.15	Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.	51
Tabla D.16	Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.	52
Tabla D.17	Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.	56
Tabla E.5	Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.	63
Tabla E.9	Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.	76
Tabla F.3	Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.	80
Tabla F.5	Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.	85
Tabla F.6	Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.	89
Tabla F.7	Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.	91
Tabla F.10	Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.	92
Tabla F.23	Material empleado por cada componente del mecanismo principal.	94
Tabla F.29	Porcentajes totales de rangos de régimen motor.	101
Tabla F.31	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	102
Tabla F.33	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.	102
Tabla F.35	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.	103
Tabla F.36	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	103
Tabla F.38	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.	103
Tabla F.39	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.	105
Tabla G.5	Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.	111
Tabla G.9	Frecuencias propias del árbol de levas de escape.	112
Tabla G.7	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.	112
Tabla G.11	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.	112
Tabla G.13	Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]	116
Tabla I.1	Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.	130
Tabla L.1	Tabla de prelaciones elaborada para la planificación de las actividades de ejecución material	142
Tabla L.4	Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.	143
Tabla M.5	Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.	145
Tabla M.6	Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.	147

DOCUMENTO 2: MEMORIA

1. Objeto del proyecto:

1.1. Promotor del proyecto:

El promotor del presente proyecto es la división Yamaha Factory Racing, subsidiaria de Yamaha Motor Company, a su vez subsidiaria de Yamaha Corporation . Sus datos son:

Nombre completo: Yamaha Motor Co., Ltd.

Direción: Iwata, Prefectura de Shizuoka, Japón (JP)

1.2. Equipo redactor:

El equipo redactor es formado por un único alumno de la Universitat Rovira i Virgili, de 2º curso de Máster en Ingeniería Industrial. Sus datos son:

- Nombre completo: Álvaro Díez Sánchez
- NIF: 71164280-A
- Dirección: C/Vidal i Barraquer 12 1º5ª, 43120 Constantí (TA, ES)
- Estudios previos: Graduado en Ingeniería Mecánica (2010-14)

1.3. Resumen descriptivo de la máquina a diseñar:

El presente proyecto tratará el diseño de un motor alternativo de combustión interna, destinado a su uso en competición. En concreto, su uso se limita a aquellas competiciones mundiales o regionales que empleen como base reglamentaria la normativa técnica aprobada en 2011 por la FIM para la sustitución de los antiguos 125 2T que se utilizaron hasta la fecha.

El diseño tratará con mayor o menor profundidad todos los sistemas mecánicos de los cuales se compone un motor de motocicleta. Éste tipo de motores suelen integrar salvo raras excepciones, las siguientes máquinas:

- Alternador
- Bomba(s) de agua
- Bomba(s) de aceite
- Caja de cambios completa
- Embrague completo
- Conjunto pistón-biela-manivela más agregados

De ésta manera, el diseño que se pretende integra todos éstos sistemas, además de emplear datos de otros sistemas adyacentes al nuestro, y de tomar en cuenta directrices impuestas por reglamento, y sistemas estandarizados, tales como la admisión y sistemas de adquisición, gestión, y control electrónica del motor.

El alcance, se limitará mediante la compra de ciertos elementos mecánicos adquiribles por catálogo o comanda a un especialista, o bien se subcontratarán servicios en aquellos sistemas que puedan comprometer la fecha de entrega del proyecto.

Los componentes a comprar son los siguientes:

- Embrague: Se comprará el embrague a Suter, quien proporcionará las dimensiones para poder atornillar la campana del mismo al piñón de soporte.
- Válvulas, guías, muelles y elementos de retención de las válvulas: Se comprarán por catálogo a la marca 3B, mediante comanda dadas las dimensiones requeridas. Los ajustes entre componentes ya vienen predefinidos por el proveedor, por tanto se pueden montar los componentes de manera directa.
- Aros del pistón: Los aros, se encargarán a Pankl, ya que tienen una dilatada experiencia en el diseño de éstos componentes, que por otro lado son muy críticos para el buen funcionamiento del motor.
- Bomba de aceite: Se empleará la misma bomba de aceite que la de una Yamaha YZ450F, ya que cumple con el rango de caudales que será necesario. Dicha bomba de aceite es enteriza, por lo tanto solamente requiere de construirle el alojamiento y de conocer el caudal para asignarle un piñón de mando en función de las rpm del motor.
- Bomba de agua: Será surtida por catálogo por Gates, será de tipo centrífugo y externa, de carcasa enteriza.

En la siguiente imagen, podemos ver una bomba de aceite de una Yamaha YZ450F:



Figura 1: Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]

Para el caso de la bomba de agua de carcasa enteriza, podemos encontrar un ejemplo en la Honda CBR1000RR, como en otras muchas motos, en la siguiente imagen:



Figura 2: Bomba de agua de una Honda CBR1000RR. [84]

La bomba de agua, se situará en el punto más bajo posible de todo el circuito de refrigeración, asegurando el correcto funcionamiento del sistema al evitar la cavitación en la bomba. La de aceite, se situará directamente en el punto más bajo que permita el motor por construcción, ya que es primordial que el punto de succión quede lo más cercano posible a la bomba, o ésta por debajo del nivel de aceite. Suele ser un requisito de las mirillas de aceite de muchas motocicletas, que la marca de mínimo signifique que el nivel de aceite sumerge la aspiración de la bomba. Podemos ver dónde se sitúa dicha mirilla en la imagen siguiente:



Figura 3: Mirilla de aceite de una Kawasaki Z1000 SX. [85]

Podemos ver que en las motos con embrague en baño de aceite, el nivel del mismo suele ser el justo para poder lubricar y refrigerar éste elemento. El hecho de que la bomba de aceite quede sumergida, es inherente dadas las condiciones necesarias para mantener el embrague en condiciones correctas.

En cuanto a los estudios a subcontratar, se incluirán los siguientes:

- Diseño de la caja de cambios: Ésta, de tipo *casette*, será encargada a Zeroshift, ya que son especialistas en el desarrollo de engranajes ultraligeros para aplicación en competición. Se les darán las condiciones iniciales de diseño, tales como los ratios a emplear para cada velocidad, posición de los ejes, anchura máxima, y cualquier requisito constructivo que se estime necesario.
- Estudio del sistema de engrase. Tanto el diámetro de los conductos, como la posición y el diámetro de los agujeros intermedios que regularán la presión del circuito, las holguras entre cojinetes y ejes, y la velocidad de giro necesaria en la bomba, serán calculados y propuestos por un equipo redactor especializado de Yamaha.
- Estudio del sistema de refrigeración: La velocidad de giro necesaria para la bomba, se obtendrá mediante el caudal necesario y la altura del sistema (ésta última por un equipo especializado), y será comprada al fabricante, Gates.

2. Antecedentes:

2.1. Introducción histórica:

El motor alternativo de combustión interna (en adelante MACI), puede entenderse en todas sus variantes como una evolución de la máquina de vapor, en cuanto a su principio mecánico de funcionamiento.

El MACI atiende a muchas variables en cuanto a tipo de funcionamiento, por tanto es necesario especificar que la historia a tener en cuenta para nuestro diseño es la correspondiente al motor de 4 tiempos (4T), de encendido provocado, o como se dice coloquialmente, "motores de gasolina" o "motores de ciclo Otto".

El primer antecedente del principio físico de funcionamiento, a finales del Siglo XIX, se lo debemos al físico francés Alphonse-Eugéne Beau de Rochas, que adaptó el ciclo de la máquina de vapor de Watt, que era de combustión externa y poco eficiente, a un sistema en el cual se quemaba combustible en el interior de un recipiente cilíndrico, en el cual uno de los finales era fijo (culata), y el otro era móvil (pistón).[1]

Tan sólo 8 años después en 1872, Nicolaus Otto, en colaboración con Etienne Lenoir, diseñaría y fabricaría el primer MACI capaz de proporcionarnos una aplicación práctica. Sus motores se emplearían en un primer momento en fábricas, como sustitutos de las máquinas de vapor, y en 1884 se publicaría la patente del motor.[2]

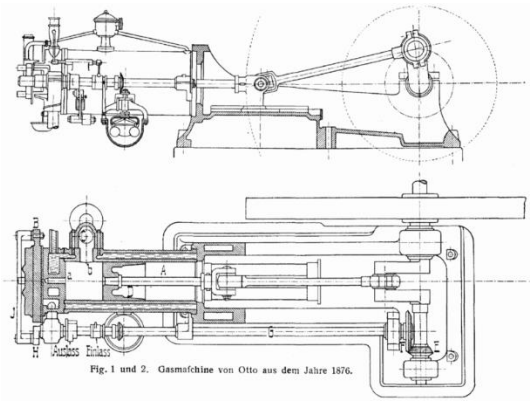


Figura 4: Planos del primer MACI desarrollado por Nikolaus Otto.[2]

Debe decirse que estos primeros intentos de desarrollar un motor que sustituyera a la máquina de vapor, sirvieron como base para otros tipos de ciclo, como el 4T Diesel. En un principio, los motores de tipo Otto empleaban gas como combustible.

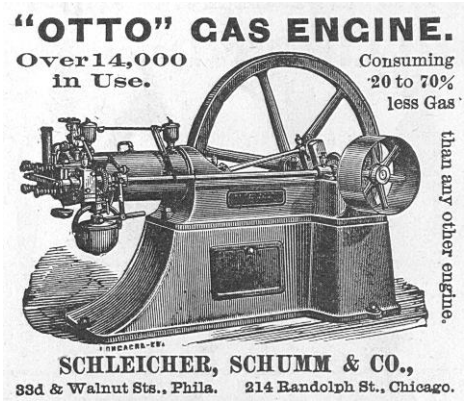


Figura 5: Anuncio de uno de los primeros modelos de motor Otto comercializados en los Estados Unidos.[3]

Éste modelo de motor, aunque emplea una biela partida, la cual no se aplica actualmente en el ámbito de los MACI para coches o motocicletas, ya presenta unas características muy similares a las que podemos encontrar en los motores actuales. Podemos ver una válvula para la admisión, otra para el escape, y un sistema de distribución mediante varilla rotatoria, el cual también ha quedado obsoleto salvo raras excepciones.

El éxito de estos motores fue tan masivo, que para 1906 ya se había desarrollado el primer motor de 4 cilindros en línea de manera satisfactoria.

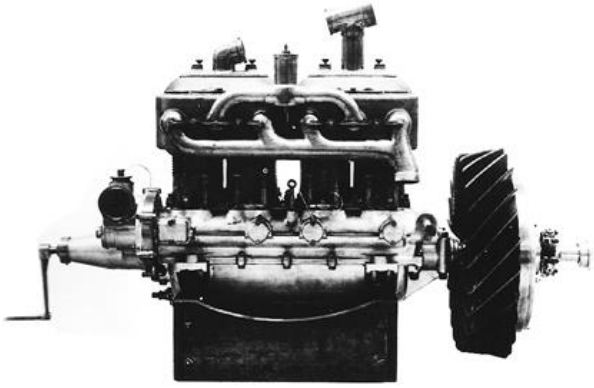


Figura 6: Anuncio de uno de los primeros modelos de motor Otto comercializados en los Estados Unidos.[1]

Los primeros modelos que se desarrollaron, entregaban potencias muy reducidas, del orden de tan sólo uno o dos caballos por litro de cilindrada. El desarrollo constante, en gran medida impulsado por su implantación masiva en el mundo del transporte de personas y mercancías, por tierra, mar y aire, nos ha llevado a potencias específicas mucho mayores y a niveles de fiabilidad muy superiores a los iniciales.

En concreto, en el mundo de la motocicleta, se ha llegado ya a potencias de 220Cv/litro en versiones comerciales, y en competición se están igualando o superando los 260Cv/litro, siempre hablando de motores atmosféricos, en los cuales el aire que entra al motor como comburente no es forzado sino que entra por sus propios medios al (los) cilindro (s).

Durante los años posteriores al desarrollo del primer motor de cuatro cilindros en línea, se empezaron a desarrollar también otros tipos de arquitecturas, todas ellas con una serie de ventajas e inconvenientes, las cuáles podemos ver en la siguiente figura:

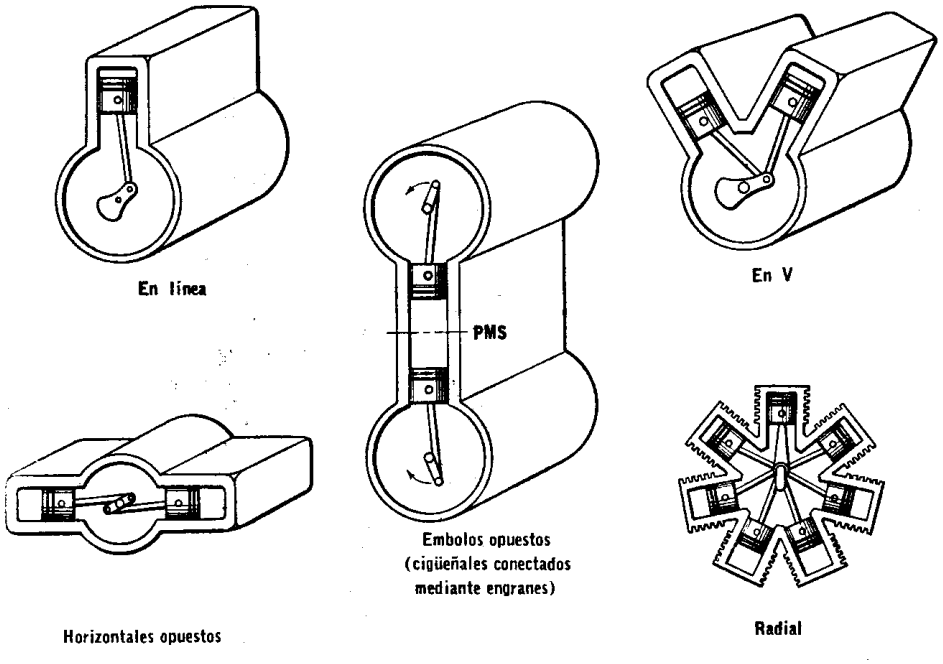


Figura 7: Tipos de arquitecturas empleadas en MACI.[4]

Cada tipo de arquitectura, solía responder a un tipo de transporte. Es lógico que se emplean siempre éstas alternativas con la intención de acumular muchos cilindros en el menor espacio posible. Por ejemplo, el motor en V se emplea en motocicletas de 2 cilindros comercialmente, y en motocicletas de 4 cilindros en determinados modelos de 1000cc o bien en competición. El motor en estrella o incluso en doble estrella se desarrolló en aviación, ya que las arquitecturas en línea daban como resultado bloques de cilindros demasiado largos y pesados. Tal y como se han desarrollado los componentes estrictamente mecánicos, también se han desarrollado de manera paralela los sistemas auxiliares del motor, tales como la refrigeración, la lubricación, los sistemas de control del encendido, o la inyección.

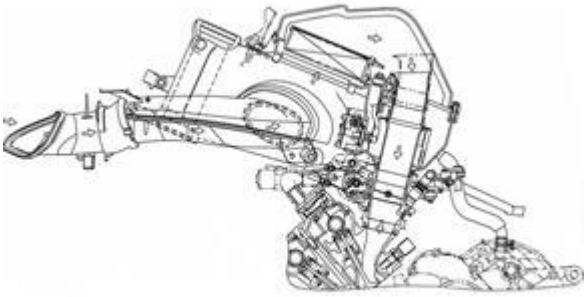


Figura 8: Vista en sección de la admisión de una Yamaha R1 del año 2010.[5]

Otro aspecto fundamental en el desarrollo de los MACI, es la evolución que han sufrido los combustibles empleados, ya que el control de la autoignición mediante diferentes aditivos a lo largo de la historia, ha permitido la implantación de relaciones de compresión cada vez más grandes, repercutiendo de manera favorable en las prestaciones de los motores. En la actualidad, podemos encontrar relaciones de 14:1 en todo tipo de motores de gasolina atmosféricos aplicados a automoción. Un ejemplo en coches es el Mazda 3, y en motos, cualquier modelo deportivo de 1000cc.

El resultado más extendido, por economía y fiabilidad, es el motor de 4 cilindros en línea de cigüeñal plano (calado a 180º), con 8 ó 16 válvulas, con simple o doble árbol de levas en culata (SOHC o DOHC respectivamente). La distribución suele ser por correa en coches, y por cadena en motocicletas.

Otra variante muy extendida y con mucho éxito en cuanto a fiabilidad y rendimiento, sobre todo en turismos deportivos y de alta gama de los años 80 y 90, fue el motor de 6 cilindros en línea DOHC, de alrededor de 3L, atmosféricos o turbo, que entregan alrededor de 200Cv de potencia. Son muy conocidos los modelos RB25 a RB26DETT de Nissan, y 1JZ y 2JZ de Toyota, o los empleados por BMW y Mercedes.



Figura 9: Motor Nissan RB26DETT, montado en el modelo Skyline GTR R34.[6]

En motocicletas, es muy raro ver motores con más de 4 cilindros, aunque hay ciertas excepciones como los V5 o 6 en línea que desarrolló Honda para sus motocicletas tanto de calle como de competición, e incluso hay casos de motores V6 o V12 artesanales.

Se ha demostrado que la ingeniería detrás del motor de motocicleta está más desarrollada que la de turismo, ya que cubicajes inferiores son capaces de producir potencias mucho mayores, dado que el diseño de un motor de motocicleta prevé una vida útil menor que el de un turismo.

De ésta coyuntura han surgido ciertos lazos entre ambos mundos. Un ejemplo muy llamativo es el motor V8 Hayabusa, que emplea dos bloques de 4 cilindros en línea de Suzuki GSXR 1300, para componer un V8 de 2,6L, que en su variante atmosférica puede llegar a entregar más de 500Cv a regímenes de 12000rpm. Dos ejemplos de implementación de éste propulsor en automóviles pueden ser el Caterham Super7 o el Ultima GTR. En rara ocasión (salvo F1) se puede llegar a ver un rendimiento de ésta clase en un motor ideado inicialmente para un turismo.



Figura 10: Motor V8 basado en dos bloques I4 de Suzuki GSXR 1300.[7]

En cuanto a motocicletas, se partió de la base de motores monocilíndricos para pasar a V2 y motores de 2 cilindros en línea en un principio, hasta desarrollar arquitecturas más complejas y de mayor rendimiento en la actualidad (de 4 tiempos):

- Monocilíndricos: Motocicletas de pequeña cilindrada, scooters y motos de campo (mayor cubicaje conocido, 710cc, Husqvarna)
- Bicilíndricas en V o en línea: Muy extendido en motocicletas de trail, custom y algunas naked de media cilindrada. Usado en deportivas por Ducati.
- Tricilíndricas en línea: Variante desarrollada por Triumph y desde el 2014 por Yamaha, motocicletas naked y trail de más de 600cc.
- Tetracilíndricas en línea: Motocicletas naked y deportivas de más de 250cc y hasta las más altas cilindradas, la opción más extendida.
- Tetracilíndricas en V: Opción exótica, empleada en competición y por Aprilia, Ducati y Honda en modelos deportivos de alta cilindrada.

2.2. Historia de los motores de competición para motocicletas:

Saltando ya al plano concreto de los motores estrictamente desarrollados para motocicletas de competición, nos encontramos con criterios de diseño que poco tienen que ver con los empleados en el resto de motores Otto 4T existentes, ya que éste tipo de motores son los que consiguen unas potencias específicas más altas, con lo cual también son los más extremos en cuanto a exigencias y a desarrollo.

El inicio del Campeonato Mundial, tal y como lo conocemos hoy en día con formato de Grandes Premios puntuables por la FIM, data de 1949. Durante las dos primeras décadas, el motor Otto de 4 tiempos fue el gran dominador de la categoría, pero la irrupción de los motores de 2 tiempos a principios de los 60 en cilindradas pequeñas, marcó un antes y un después en la competición.



Figura 11: Motor Derbi de 50cc, de 1969.[8]

El 2 tiempos, gracias a una potencia mayor a igualdad de cilindrada, y a su sencillez, dominó totalmente la competición, también debido a que los modelos comerciales que compraban los consumidores también eran 2T (véase por ejemplo la Kawasaki H2, o la Yamaha RD350).

Éste tipo de motor, emplea un tipo de funcionamiento bastante diferente al 4T, dado que tiene una explosión por cada vuelta de cigüeñal, carece (en principio) de válvulas para regular el flujo de gases, y el diseño de los conductos internos es fundamental para un buen rendimiento.

El 2T tuvo y tiene un desarrollo totalmente aparte del 4T, dado que es una tecnología distinta. Aun así, como parte de la historia del motociclismo, parte de la tecnología que se desarrolló con los 2T trascendió al 4T, como por ejemplo el embrague multidisco refrigerado por aire, o aleaciones y materiales, entre otros.

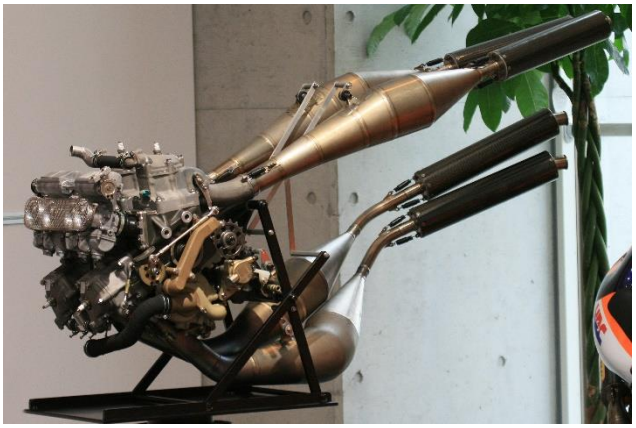


Figura 12: Motor V4 2T 500cc de una Honda NSR500, de 1995.[9]

Ya hacia el año 2000, la irrupción de la gestión electrónica y por ejemplo la implantación de la inyección directa en éstos motores, empezó a complicarlos. Todo ello unido a que las motos de 2T empezaron a desaparecer del ámbito comercial, quedando relegadas al motocross y a motos de 50 y 125cc, hizo que la FIM se plantease sustituir paulatinamente las categorías del momento, que eran 125, 250 y 500cc, por alternativas similares con motores 4T.

De ésta manera, para 2002, 500 pasaría a llamarse MotoGP, permitiéndose por último año el uso de motores 2T de 500cc, y abriéndose la puerta a motores 4T de hasta 990cc. El éxito de los motores 4T, que tenían una entrega de potencia similar al 2T pero más par y más dosificable, fue claro. 250 pasaría a ser Moto2 en 2010, adoptando el motor 4T de 600cc de la Honda CBR600 como alternativa única, y en 2012, 125 pasaría a convertirse en Moto3, adoptando motores monocilíndricos de 250cc, siendo éstos prototipos, no pudiendo derivarse de propulsores de calle.

La tecnología desarrollada en el ámbito del motociclismo de competición, nos ha dejado motores emblemáticos como joyas de la técnica, como el V5 990 de Honda, o el motor 4 en línea *crossplane* de Yamaha. Se han adoptado también soluciones técnicas más propias del automovilismo (F1), que en un principio del motociclismo, tales como el retorno de las válvulas mediante aire, o la distribución mediante engranajes. Todo ello nos ha llevado a que hoy en día, en términos de rendimiento específico, los motores prototipo (esto excluye a Moto2) presentes en el Campeonato del Mundo de Motociclismo, sean los más avanzados que existen.



Figura 13: Motor V5 4T 990cc de una Honda RCV211, de 2002.[9]

Está claro que el motociclismo de competición no se basa solamente en el Mundial, pero cabe decir que desde el punto de vista de la ingeniería de motores, es la única en la cual realmente se desarrollan propulsores desde cero exclusivamente para competir. El resto de campeonatos y categorías, suelen basar las motocicletas en modelos de calle, lo cual incluye los motores, que suelen presentar pequeñas modificaciones con el fin de aumentar su potencia, aunque en ningún caso alcanzan los niveles de rendimiento que alcanzan los motores prototipo.

3. Bases del proyecto:

3.1. Directrices:

El objetivo o finalidad última de este proyecto, es el desarrollo del diseño de un motor alternativo de combustión interna para Yamaha Corporation en última instancia, para su uso en aquellos campeonatos de motociclismo cuyas regulaciones técnicas se correspondan con el reglamento técnico del Campeonato Mundial de Moto3.

Yamaha Corporation hará los papeles tanto de promotor como de constructor de la máquina.

3.1.1. Alcance del proyecto, objetivos del proyecto:

El alcance del proyecto, comprende todos los elementos independientes que componen cualquier motor de motocicleta actual. Ello incluye, además del grupo térmico y de la caja de cambios, los sistemas de lubricación y refrigeración del motor, así como el sistema de generación de energía eléctrica.

Aunque la parte de inyección, encendido y sensores esté estandarizada en la categoría y no requiera de un diseño específico de los componentes, el motor deberá prever en su diseño el emplazamiento y el acople de los mismos.

No quedan previstos dentro del ámbito del proyecto el sistema de evacuación de calor del motor (parte del sistema de refrigeración, radiador y manguitos), ni la caja de admisión, sólo la tobera de admisión y el emplazamiento del (los) inyector (es) de combustible. El cableado eléctrico, como se ha dicho, es estándar, por tanto no requiere de un diseño específico. En cuanto al sistema de transmisión, se supondrán los datos necesarios para el diseño de la caja de cambios y la deducción de las relaciones de transmisión entre elementos del motor, pero queda excluido del alcance del proyecto el diseño específico de detalle de dicho sistema.

El diseño mecánico del motor parte desde cero, pero deben ser satisfechas las reglamentaciones que prevé el Reglamento Técnico de la FIM para motocicletas de la categoría de Moto3.

En dicho reglamento se desarrollan directrices técnicas que afectarán directamente al diseño de nuestro propulsor, así como quedan detallados aquellos componentes estandarizados que deben usarse en los sistemas eléctricos y electrónicos que gestionan el funcionamiento del mismo.

Todos los puntos del reglamento que puedan afectar al diseño que se desarrollará bajo el marco del alcance, quedarán definidos y relacionados en el Anejo "Estudio de Condicionantes", y serán resumidos para consulta rápida a continuación en el presente documento.

Los estudios y componentes a adquirir, se detallan en el primer capítulo de la memoria.

Los objetivos del proyecto son los siguientes:

- Desarrollar un propulsor funcional y fiable
- Conseguir un nivel de potencia que lo haga competitivo dentro de su categoría
- Contener los costes al máximo, para ajustarse al reglamento técnico
- Lograr una máquina fácil de mantener y reparar, buscar la sencillez
- Lograr un producto atractivo con el objetivo de vender unidades a equipos cliente

3.1.2. Condicionantes impuestos por el promotor del proyecto.

El promotor del presente proyecto, es Yamaha Corporation, y nos impone las siguientes condiciones al desarrollo del diseño y fabricación de la máquina a proyectar:

- Al estar destinada a competición, la máquina tiene que ser obligatoriamente estable a nivel funcional. La fiabilidad del motor deberá ser la suficiente como mínimo para cumplir con las limitaciones que exige la categoría en cuanto al número de propulsores por piloto y temporada.
- La máquina debe ser segura para su manipulación y mantenimiento por el personal cualificado encargado de dichas operaciones, con lo cual se exige el cumplimiento de la normativa CE o similar para el control y solución de aquellos defectos que pudieran ocasionar peligro o daños al entorno cercano de la máquina, tanto en parado como en funcionamiento.
- Ciertas partes susceptibles de ser sustituidas en operaciones de mantenimiento, deberán ser integradas en el conjunto de la máquina de tal manera que la operación citada sea lo más sencilla posible.
- El precio de venta de la máquina, entendiendo por éste concepto la parte mecánica del motor, sin contar cableados ni sensores, no podrá exceder los 12000€ de precio de venta, para satisfacer el reglamento de la FIM.
- La máquina debe cumplir con la totalidad de las reglamentaciones impuestas por la FIM para la categoría de Moto3, de tal manera que todos aquellos criterios de diseño que sean susceptibles de ser estudiados frente a otras alternativas, deberán estudiarse pero el resultado de dicho estudio será rígido para cumplir la normativa.
- El proyecto completo deberá ser presentado para fabricación antes del 1 de Junio de 2016.

3.2. Condicionantes del proyecto.

En el capítulo siguiente, se resumen los principales condicionantes del proyecto, para una completa lectura sobre el análisis de los mismos, dirigirse al Anejo A.

3.2.1. Condicionantes impuestos por el promotor del proyecto.

Dichos condicionantes, ya han sido expuestos en el apartado 3.1.2 de la presente memoria, o pueden encontrarse detallados en el apartado A.2 del Anejo A del proyecto.

3.2.2. Legislación y normativas específicas.

- Al tratarse de un artículo que se venderá en la UE, y fuera de la UE, la máquina deberá cumplir la directiva 98/37/CE, de tal manera que sea permitida su comercialización en la UE como mínimo, aunque generalmente el cumplimiento de la directiva CE suele capacitar un producto para su venta en todo el mundo. Si existe una normativa específica más restrictiva, será de aplicación ésta última, quedando las condiciones constructivas detalladas, en último caso, en el Pliego de Condiciones.
- En cuanto a normativas nacionales, la máquina deberá estar diseñada acorde a la aplicación del RD 1644/2008, de 10 de octubre de Normas de Comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- La máquina deberá cumplir con el Reglamento Técnico del Campeonato del Mundo de Motociclismo de Velocidad, organizado por la FIM, en la categoría de Moto3.

3.2.3. Condicionantes del entorno físico.

- Debido a que el motor a diseñar está pensado competición, deberá estar perfectamente sellado en cuanto a contaminación del aceite o del refrigerante. En el caso de la admisión de aire, se incorporará obligatoriamente un filtro entre la entrada de la admisión en el frontal del carenado de la motocicleta.
- Dado que el motor puede recibir impactos en caso de caída del motorista, deberá incorporar zonas de anclaje para dispositivos que eviten un impacto directo, o bien implementar un diseño lo suficientemente robusto como para que si una carcasa recibe un impacto, no exista una fuga de aceite a la pista.
- Una exposición a la humedad clara, hace necesario que todos los componentes que sean susceptibles de contactar con el aire ambiente, no puedan oxidarse ante su presencia. El ámbito de aplicación de éste condicionante solamente incluye un funcionamiento normal de la máquina, y en ningún caso deberá prever funcionamientos anormales, tales como la admisión de pequeñas o grandes cantidades de agua, en cuyo caso deberá ser el filtro de aire el que evite que esto ocurra.

3.2.4. Mercado de productos sustitutivos.

Los condicionantes del mercado, hacen referencia a aquellos que pueden afectar a la cantidad de ventas potenciales de nuestro producto, el cual, no debe olvidarse, debe poder ser suministrado a 15 pilotos como mínimo, incluyendo motores y recambios.

3.2.4.1. Oferta.

La oferta de MACI en la categoría de Moto3, incluye a varios fabricantes, entre los cuales podemos contar tanto a grandes fábricas, como a fabricantes más independientes. Ésta convivencia es posible gracias a la contención en el precio máximo del propulsor.

Tabla A.1: Fabricantes actuales de motores para Moto3

FABRICANTES DE MACI EN Moto3	TIPO
Aprilia	FABRICANTE
Honda	FABRICANTE
KTM	FABRICANTE
Triumph	FABRICANTE
Oral Engineering	INDEPENDIENTE
Mahindra	INDEPENDIENTE

Según los resultados del Campeonato del Mundo de 2014, y lo que llevamos del vigente Campeonato de 2015, sabemos que los mejores motores en combinación a sus motos, son los KTM y los Honda, ya que dominan las primeras 15 posiciones de la competición.
Los fabricantes más retrasados en la clasificación, no han conseguido un producto tan competitivo como los primeros, aunque también son objeto de guía, ya que podrían haber adoptado soluciones particulares que mejorarían nuestro diseño respecto a pasar por alto dichas alternativas.

3.2.4.2. Demanda.

Éste tipo de productos, están dirigidos directamente a aquellos equipos que vayan a tomar parte en competiciones Mundiales o regionales que queden reguladas bajo el marco de la Normativa Técnica inherente al Campeonato Mundial de Moto3.

Los fabricantes, suelen imponer precintos o cláusulas de confidencialidad sobre sus propulsores, de tal manera que se pueda evitar el espionaje industrial o la ingeniería inversa entre competidores.

El precio de compra, tanto del propulsor como de los recambios, debe ser cerrado, y deben establecerse con el cliente los plazos de entrega de los propulsores una vez se formaliza una comanda, así como facilitar un listado de recambios con precios y sus plazos de entrega.

Debe ser previsto como demanda el mercado de recambios también, ya que en ésta categoría se permite la reparación de los motores, no siendo así en Moto2 y MotoGP, donde quedan precintados hasta para los propios fabricantes aquellas unidades que son montadas y compiten.

3.2.4.3. Modelos sustitutivos existentes en el mercado.

Se entienden por modelos sustitutivos, todos aquellos que sean susceptibles de reemplazar al motor que se va a proyectar.

Podemos dividir los productos sustitutos de nuestro motor en dos grandes grupos de los cuales extraer información:

- Motores prototipo para Moto3: Aquellos que se diseñan expresamente para competición.
- Motores monocilíndricos de 250cc para motocross: Se diseñan también para altas prestaciones, y en cuanto a arquitectura y soluciones técnicas tienen ciertas similitudes con los motores que se emplean en Moto3.

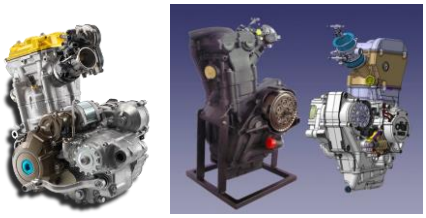


Figura A.1 (I): Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]

Figura A.2 (D): Motor Oral Engineering (2014), para Moto3 [12]

En la tabla siguiente, se omiten los fabricantes de motores prototipo de competición, ya que han sido expuestos en la tabla A.1, y se exponen aquellos motores comerciales que pueden ser analizados como sustitutivos en algún aspecto de su diseño o prestaciones:

Tabla A.2: Fabricantes actuales de motores para motocross

FABRICANTES DE MACI EN MX	MODELO
Husqvarna	FE250
Husaberg	FC250
Suzuki	RMZ250
Yamaha	YZF250
Kawasaki	KXF250

3.2.4.4. Requerimientos de los posibles usuarios.

Los usuarios potenciales de éste producto, básicamente van a poner como requerimientos que sea potente, y que sea fiable, ya que su cometido es el de ganar carreras. En este ámbito el factor máquina es bastante importante, con lo cual un buen motor puede marcar la diferencia entre dos chasis y dos pilotos muy ajustados.

Hoy en día existen varios fabricantes en la competición, con equipos oficiales incluso, de tal manera que puede decirse que la barrera de entrada al mercado es fuerte. De todas maneras, el fin de la fabricación de un motor de estas características, no es tanto el beneficio económico como puede serlo la imagen de marca y el prestigio de la misma, los cuales sí que repercuten en un beneficio económico al actuar como escaparate publicitario para la venta de motos de calle.

Teniendo un precio máximo fijado por reglamento, podemos decir que el coste del motor no es un factor decisivo para el usuario final del producto, sino que el mismo se fijará en primer lugar en el rendimiento que le pueda dar la máquina para sus aspiraciones deportivas.

El uso de estos motores fuera del ámbito de la competición será inexistente, ya que los fabricantes tenderán a proteger su tecnología de la copia.

Los usuarios, al igual que el promotor del proyecto, exigirán que el producto cumpla con todos los requisitos técnicos que prevea el reglamento, a fin de evitar posibles sanciones por parte de los organizadores de las posibles competiciones donde se usen los motores.

3.2.4.5. Activos y pasivos disponibles, o fuentes de financiación ajenas.

El proyecto será financiado íntegramente por Yamaha Corporation, con el fin de producir propulsores y de captar clientes en competición para su venta. Todos los gastos de desarrollo y de fabricación van a cargo de la marca, y el presupuesto en investigación no queda acotado. El requisito fundamental es contener el precio del producto final por debajo del marco reglamentario que impone la categoría de Moto3 y la FIM.

Yamaha Corporation ya dispone de todo el instrumental necesario para fabricar y ensayar los nuevos motores, dado que produce modelos de todo tipo, además del que vamos a diseñar.

3.3. Situación actual.

3.3.1. Descripción detallada del problema a resolver.

El problema a resolver por este proyecto, es la implantación de un nuevo modelo de motor para aquellos campeonatos de motociclismo de velocidad que queden técnicamente regulados por el Reglamento Técnico de Moto3, aprobado por la FIM en el año 2011.

Para cumplir con éste cometido, se partirá de cero en cuanto al diseño y planteamiento conceptual del propulsor, ya que el desarrollo de un motor cuyo único destino es la competición, imposibilita en cierta manera la adopción de soluciones implantadas en motores convencionales.

El diagrama de flujo que representa el plan de desarrollo para el motor, queda representado en la siguiente figura:

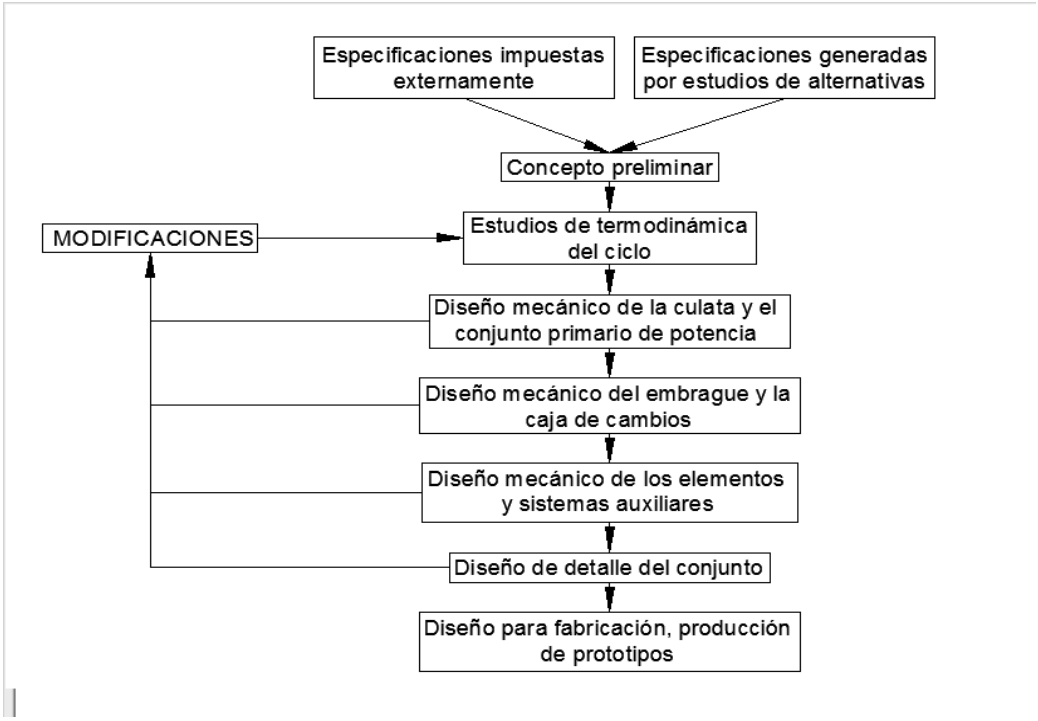


Figura B.1: Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.

Un proceso iterativo de éste tipo implícitamente suele llevarnos a la solución más óptima que nos permiten los condicionantes y la habilidad del equipo de desarrollo, aunque no debemos olvidar que existe un techo presupuestario que debe ser respetado en cumplimiento del Reglamento Técnico.

Generalmente, los costes de fabricación van muy en función de los materiales y de la dificultad que requiera fabricar los componentes del motor, ya que cuanto más se complica un diseño, más nos cuesta el proceso.

Éste factor nos lleva a ser conscientes de la necesidad de distribuir el presupuesto de manera correcta.

3.3.2. Descripción detallada de los sistemas actuales.

A día de hoy, es posible encontrar varias alternativas para solucionar el mismo cometido: propulsar motocicletas de competición.

El funcionamiento consiste en introducir aire y combustible en un cilindro, el cual contiene un pistón que se desplaza arriba y abajo. Baja para absorber la mezcla, sube para comprimirla, baja cuando la mezcla entra en combustión, y vuelve a subir para expulsar los gases producidos por la combustión, dando lugar a un nuevo ciclo.

Esto se conoce como ciclo de cuatro tiempos, que da lugar a una carrera de fuerza (explosión), por cada cuatro carreras de pistón.

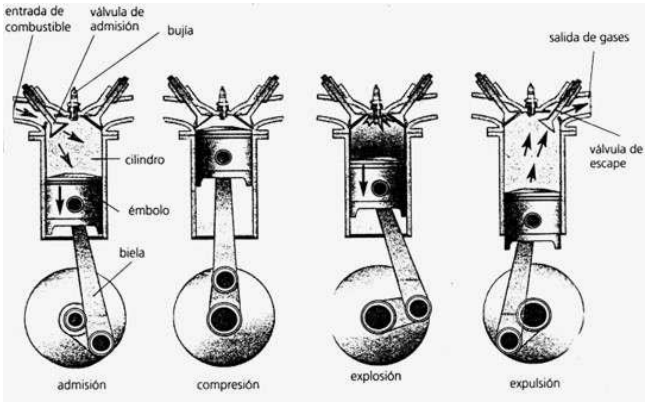


Figura B.2: Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]

El ciclo termodinámico, así como la mecánica de fluidos interna del motor, son de vital importancia para el rendimiento del motor.

Básicamente, es muy importante la geometría del cilindro. Los motores con carrera larga, suelen ser motores lentos, que entregan un buen par motor, pero que no suelen entregar grandes potencias. Los motores con un gran diámetro en los cilindros, gracias a disponer de un mayor espacio para las válvulas, permiten altos regímenes de giro, y suelen tener un menor par motor en comparación con los motores de carrera larga, aunque una mayor potencia. El motor cuadrado suele ser un compromiso entre ambos planteamientos.

Otros factores importantes para determinar el tipo de motor que acabaremos diseñando, pueden ser:

- Cruce de válvulas.
- Relación de compresión.
- Avance de encendido y punto de inyección.
- Geometría de los conductos de admisión y escape. Podemos ver que el funcionamiento de un motor, y los factores que definen su carácter, están muy ligados al diseño de la culata, y por tanto podemos decir que ésta necesita un gran número de horas de desarrollo para producir un motor que funcione acorde a las expectativas que definamos para él.

Los equipos de desarrollo suelen escoger éstos parámetros durante la fase de ingeniería básica o al inicio de la ingeniería de detalle.

En motocicletas, la caja de cambios y el embrague quedan integrados con el motor en sí, de tal manera que una vez que se produce potencia y par en el cigüeñal, ésta se envía mediante una transmisión de engranajes hacia un embrague que suele ser multidisco por cuestiones de área y espacio disponible. Del embrague el movimiento pasa a la caja de cambios, que suele emplear piñones que a la vez hacen de selectores, por cuestiones de ahorro en peso, y del eje secundario de la caja de cambios, se lleva la potencia hacia la transmisión y de ahí a la rueda trasera mediante cadena, y al suelo.



Figura B.3: Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008.

Los sistemas de refrigeración y de lubricación, suelen ir conectados mediante engranajes a cualquier piñón que siempre disponga de potencia.

En cuanto a la lubricación, suele emplearse cárter húmedo para prevenir falta de engrase debida a los movimientos de la moto, y se emplean cárteres profundos que contengan una cantidad suficiente de aceite para la aspiración por la bomba(s), la cual suele ser siempre de engranajes.

La bomba de agua, empleada de mover el fluido refrigerante, suele ocupar típicamente dos lugares. El primero es conectado a uno de los árboles de levas, y el segundo es conectado directamente al piñón de cigüeñal o al de la campana de embrague. La solución más extendida para el tipo de bomba, es de tipo centrífugo.



Figura B.4: Render del motor de una BMW F800 del año 2009, donde se puede apreciar la bomba de agua colocada en la culata. [14]

3.3.3. Análisis de los productos sustitutivos.

En este apartado se describirán las características técnicas y de rendimiento de motores semejantes al que deberemos desarrollar, de tal manera que podamos extraer cierta información de referencia para nuestro propio proyecto. Los motores serán analizados por modelo, sin agrupaciones, y se colocarán primero los motores existentes en Moto3, para acabar por aquellos dedicados al motocross. Tenemos el desarrollo completo en el Anejo B, quedando en la Memoria los dos modelos más relevantes para el diseño del propulsor, que son los siguientes:

- Motor Honda NSF250:

  Este motor, presenta la peculiaridad de haber sido diseñado de tal manera que tiene la admisión por la parte delantera del motor, y el escape por la parte trasera. Junto con el motor KTM, son los dos principales dominadores de la categoría Moto3 en el Mundial,.



Figura B.5: Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]

Las informaciones que se han obtenido externamente de éste motor, hablan de un propulsor capaz de entregar una gran potencia, a la vez que proporciona una gran fiabilidad, de tal manera que nos encontramos ante un producto muy optimizado para su función, y que cumple con los objetivos que nos planteamos para nuestro desarrollo.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.1:

Tabla B.1: Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]

Ficha técnica	Honda NSF 250R
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	78,0mm
Carrera	52,2mm
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	14,5:1
Potencia Máx	>50Cv @ 13000rpm
Par motor Máx	28Nm @ 10500rpm
Alimentación	Inyección Electrónica PGM-FI
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Vemos en éste motor, una clara referencia de inspiración en el motocross, ya que el preferente reciente más remarcable del uso de una culata girada (admisión delante), lo encontramos en la Yamaha YZ450 de motocross.

Ventajas del motor Honda NSF250R:

- Excelente integración en el chasis, por la posición de la admisión.
- Relación calidad/precio y prestaciones/precio.
- Motor muy fiable.
- Sencillez de diseño pero a la vez efectividad en muchos componentes.

Inconvenientes del motor Honda NSF250R:

- Muchas piezas que marcan la diferencia en cuanto a rendimiento son opcionales.

- Motor KTM RC250R-M32:

Este motor, es justo la competencia directa del motor Honda NSF250R, y tal y como se ha filtrado desde fuentes muy cercanas a ambas marcas, es el motor más potente de todos los que compiten en Moto3.

Se trata del motor con la carrera más corta de todos los competidores, de tal manera que podemos prever que la entrega de par y potencia se sitúa a altos regímenes de giro.

Otra peculiaridad que deja entrever que es un motor que entrega rendimiento a alto régimen, es el empleo de tomas de escape independientes, lo cual denota la necesidad del motor de "respirar".



Figura B.6: Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]

Las informaciones que se han obtenido externamente de éste motor, hablan de una gran fiabilidad, sencillez, y economía en el desarrollo de éste propulsor.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.2:

Tabla B.2: Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]

Ficha técnica	KTM RC 250R (M32)
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	81,0mm
Carrera	48,5mm
Cilindrada	249,9cc
Relac. Compresión	15,0:1
Potencia Máx	56Cv @ 13800rpm
Par motor Máx	N/D
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Vemos en éste motor, y según KTM, una clara inspiración en el motor V4 que desarrollaron para MotoGP y que debutó en 2005 para correr sólo 10 carreras. El conseguir una relación de compresión 15:1 en un motor 4T de gasolina, indica un potente desarrollo técnico en su culata y cámara de combustión.

Ventajas del motor KTM RC250R (M32):

- El motor más potente disponible en Moto3
- Relación calidad/precio y prestaciones/precio
- Motor muy fiable
- Avances técnicos en cuanto a la combustión provenientes de MotoGP

Inconvenientes del motor KTM RC250R (M32):

- Motor muy largo, poco compacto

4. Estudios de alternativas del proyecto.

4.1. Introducción.

El estudio de alternativas, trata la identificación, estudio, y clasificación de las diferentes alternativas al conjunto de ámbitos que componen la máquina y el funcionamiento interno de cada uno de sus subconjuntos.

El resultado final del estudio, es la definición básica de la solución a adoptar para realizar el diseño de la máquina y sus elementos, así como las definiciones preliminares de los ciclos termodinámicos que se producirán en su interior.

Aquellos elementos que estén sujetos a alguna restricción, serán estudiados en primer lugar, para ser estudiados en último lugar aquellos que tengan una definición libre.

4.2. Proceso de identificación de alternativas.

El proceso de identificación de alternativas, se ha basado en primer lugar en la interpretación del reglamento que nos hace de marco en el diseño del propulsor, y posteriormente, se han estudiado las diferentes opciones disponibles una vez se han establecido las restricciones impuestas por normativa técnica.

Se han estudiado los siguientes aspectos fundamentales del motor a diseñar:

- Aspectos fundamentales de diseño:
    - Diámetro de cilindro.
    - Tipo de semicárteres.
    - Tipo de cárter.
    - Integración en el chasis.
    - Tipo de distribución.
    - Relación de compresión.

- Culata y conductos de admisión.
    - Geometría de los conductos.
    - Acabado de los conductos.
    - Disposición y cantidad de válvulas.
    - Disposición de la(s) bujía(s).
    - Tipo de anclaje al bloque motor.
- Pistón, biela y cigüeñal, bloque motor.
    - Pistón.
    - Biela.
    - Cigüeñal.
    - Bloque motor.
- Transmisión y embrague.
    - Transmisión.
    - Embrague.
- Sistema de refrigeración del motor.
- Sistema de lubricación del motor.
- Sistemas eléctricos y electrónicos.
- Alternativas al proceso productivo.

4.3. Proceso de evaluación de alternativas.

Para escoger la opción a desarrollar en cada caso, hemos recurrido básicamente a tres casos fundamentales:

- Limitación por reglamento: Cuando el reglamento nos obliga a adoptar una solución concreta, o limita las opciones.
- Elección por similares: Cuando los sistemas similares o sustitutivos emplean con cierta unanimidad una solución concreta.
- Elección por estudio: Cuando entre varias opciones, se evalúa la que a nuestro entendimiento es la más óptima, atendiendo a criterios y ponderaciones, como puede verse en la siguiente tabla del Anejo C:

Tabla C.9: Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.

TIPO DE EMBRAGUE POR REFRIGERACIÓN					
Criterios de valor	Ponderación	AIRE	ACEITE	ACEITE	AIRE
Complejidad de diseño	1	9	10	9	10
Complejidad de realización	1	9	10	9	10
Precio	1	6	10	6	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	10	10	10
Rendimiento potencial	1	10	7	10	7
Complejidad de reparación	1	10	4	10	4
Integración en conjunto	1	10	8	10	8
			TOTAL	64	59
			MEDIA	9,14285714	8,42857143
			ELEGIDO	SI	NO

-

La puntuación de un criterio concreto, va de 0 a 10, teniendo en cuenta el criterio de valor más positivo como el 10, y el más negativo como 0. La ponderación busca dar mayor peso en las decisiones a aquellos criterios que creamos que son más críticos sobre el resultado final del producto.

4.4. Resumen de las alternativas escogidas.

Las alternativas elegidas son:

1. Diámetro, 81mm o cercano.
2. Carcasas de corte vertical.
3. Cárter húmedo.
4. Inclinación positiva.
5. Accionamiento con piñón intermedio en culata.
6. Relación de compresión 15:1.
7. DOHC, piñón intermedio en culata.
8. 4 Válvulas, 2 de admisión y 2 de escape.
9. Una sola bujía, centrada en la cámara de combustión, de tipo hemisférico.
10. Válvulas dispuestas en posición lo más radial posible.
11. Conductos pulidos, y unidos en entrada/salida de la culata.
12. Pernos de anclaje al bloque insertados en ángulo.
13. Pistón forjado y aligerado, de aleación de aluminio.
14. Biela de dos piezas, unidas por dos pernos, de perfil en I, H o semimacizo, de aleación de acero o Titanio.
15. Cigüeñal mecanizado y de una sola pieza.
16. Bloque motor independiente y desmontable.
17. Transmisión de 6 velocidades, tipo *casette.*
18. Embrague multidisco en seco, con mecanismo antirrebote, combinado con un sistema *quickshifter.*
19. Refrigeración líquida forzada por bomba centrífuga.
20. Sistema de lubricación convencional mediante bomba(s) de engranajes o lóbulos.
21. Centralita ECU y sensores estandarizados y homologados por la FIM para la categoría de moto3.
22. Proceso productivo de tipo lineal, para surtir pequeños pedidos.
23. Producción bajo pedido.

5. Ingeniería del Proyecto.

5.1. Introducción.

El presente capítulo de la Memoria, trata todo el desarrollo termodinámico y de optimización de fluidos del motor, y el diseño mecánico de todos los componentes comprendidos en el alcance del proyecto, lo cual es el núcleo del proyecto y donde se concentra toda la gran mayoría de la labor de ingeniería y de diseño, y la mayor cantidad de horas de desarrollo.

5.2. Estudio termodinámico del ciclo.

5.2.1. Introducción.

El estudio, trata la identificación, estudio y definición del ciclo termodinámico que llevará a cabo la máquina que vamos a diseñar. En definitiva, nuestro motor es una máquina que transformará la energía química disponible en las moléculas del combustible, en energía mecánica, a través de la combustión del combustible con el oxígeno del aire presente en la atmósfera.

El ciclo termodinámico desarrollado en el motor, nos dará ideas sobre cómo variará la presión en el cilindro en cada momento, y nos proporcionará información en forma de variables de entrada para la adopción de soluciones en cuanto al diseño de aquellos elementos que estén relacionados con la transferencia y distribución del calor, o refrigeración.

Los parámetros que han sido preestablecidos en el Anejo C, y que nos afectan de cara al estudio del ciclo termodinámico, son los siguientes:

- Diámetro: 81 mm
- Cilindrada: 250 cm^3 como máximo
- Relación de compresión: 15 a 1

Dado que la termodinámica del ciclo presenta una primera aproximación hacia el comportamiento del motor, el estudio se realiza normalmente sobre los parámetros máximos del motor, en cuanto a carga (apertura de acelerador) y potencia entregada.

Los cálculos sobre el ciclo termodinámico irán desarrollándose de manera que cada vez resulten más representativos del funcionamiento real del motor, comenzando por el ciclo teórico de tipo Otto, que nos da valores de referencia en cuanto a temperaturas y presiones para poder compararlos con hipótesis más realistas.

Tomaremos como fuente bibliográfica a Dante Giacosa [4] y a John B. Heywood, ya que aportan un marco de cálculo sólido, además de datos de referencia sobre ciertos parámetros que nos servirán como control de los modelos establecidos. En la figura D.1, podemos ver la comparativa entre varios tipos de ciclos tratados en la bibliografía:

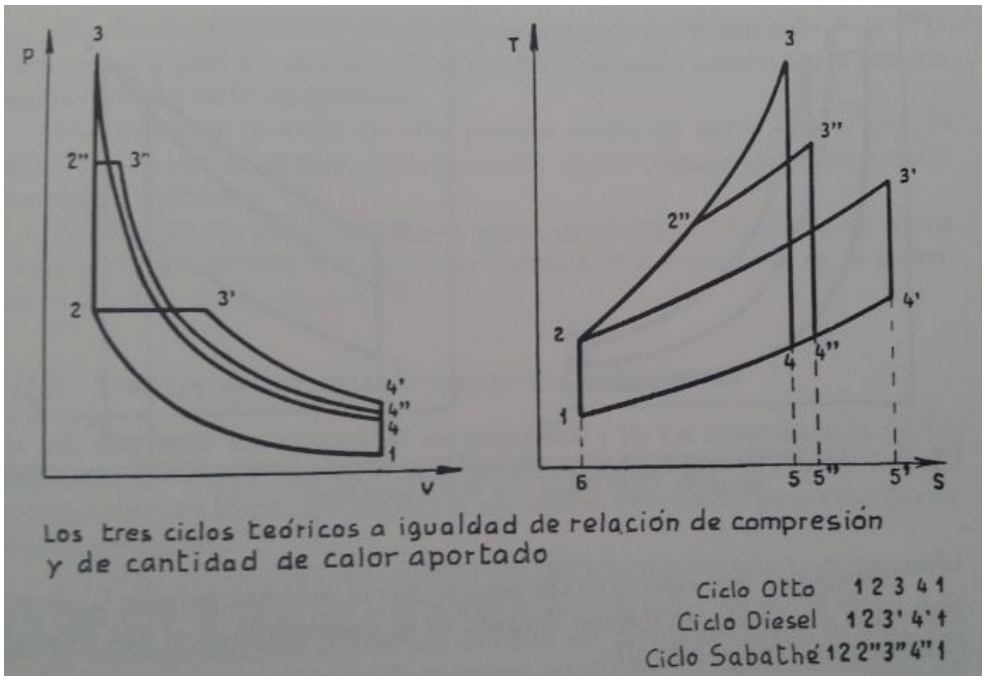


Figura D.1: Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]

5.2.2. Ciclo de Otto Mixto (Cp y Cv ajustados)

En éste cálculo, se parte de la base establecida en el capítulo D.5, pero los coeficientes politrópicos, así como los calores específicos, son evaluados en función de la temperatura de trabajo a la que opera el fluido, de tal manera que el incremento térmico del fluido en la fase en la cual se le aporta calor cambiará, al hacerlo c_{V0}, y también lo harán el resto de puntos del ciclo a partir de la ignición, dada la mayor precisión de los cálculos.

Volveremos a emplear la ecuación D.21 para establecer la presión máxima del ciclo, de tal manera, que siendo la relación de compresión 15 a 1, tendremos una presión máxima en bares de:

$$P_3 = 7(15) - 2 = 103\ bar$$

Si asumimos que el calor aportado al ciclo se corresponde con el calculado para el ciclo aire-combustible, tendremos que el aporte total de calor será de 2379,7 kJ/kg. En el caso del ciclo mixto, suele emplearse un exponente politrópico de 1,35 en la compresión [42], de tal manera que tendremos:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma_C = 1{,}35 \quad , \quad \gamma_E = por\ determinar$$

Así, al ser las condiciones iguales que para el ciclo aire-combustible ajustado, la presión y la temperatura del punto 2 son las siguientes:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma - 1} = 350 \cdot 15^{0{,}35} = 903{,}1\ K$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1{,}35} = 38{,}70\ bar$$

Sabiendo que la presión del punto 3 está limitada a 103 bar, podemos obtener la temperatura en el punto 3 como:

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 903{,}1 \cdot \frac{103}{38{,}7} = 2403{,}6\ K$$

De tal manera que el calor aportado al ciclo a volumen constante, para las condiciones de temperatura y dosado dadas [43] será de:

$$q_1' = c_V(T_3 - T_2) = 1{,}10 \cdot (2403{,}6 - 903{,}1) = 1650{,}6\ kJ/kg$$

Por tanto, si el calor aportado total es de 2379,7 kJ/kg, el calor aportado a presión constante será de:

$$q_1'' = q_1 - q_1' = c_P(T_4 - T_3) = 2379{,}7 - 1650{,}6 = 729{,}15\ kJ/kg$$

De tal manera, que si suponemos una c_p de 2,00 kJ/kgK para los gases de combustión (2500K, dosado 1,00 [43]), tendremos entonces que la temperatura 4 será:

$$T_4 = \frac{q_1'' + c_P T_3}{c_P} = \frac{729{,}15 + 2{,}00(2403{,}6)}{2{,}00} = 2768{,}17\ K$$

Siendo la presión igual a la del punto 3, o sea 103 bar. Y siendo v3 el volumen específico mínimo del ciclo, correspondiente a la posición 2, donde la relación de compresión es máxima, se tratará éste de 0,0661 m^3/kg. Por tanto, el volumen específico en el punto 4 será:

$$v_4 = 0{,}0661 \cdot \frac{2768{,}17}{2403{,}6} = 0{,}0761 \frac{m^3}{kg}$$

Y siendo v_5 igual a v_1, tendremos que la relación de expansión será de:

$$\tau = \frac{0{,}9913}{0{,}0761} = 13{,}02$$

De tal manera que sustituiremos la relación de expansión por la relación de compresión en las ecuaciones que nos permiten calcular las condiciones de temperatura y presión al final de la expansión (punto 5), y por tanto:

$$T_5 = \frac{T_4}{\tau^{\gamma-1}} = \frac{2768{,}17}{13{,}02^{0{,}18}} = 1744{,}06\ K$$

$$p_5 = \frac{P_4}{\tau^{\gamma}} = \frac{103}{13{,}02^{1{,}18}} = 5{,}00\ bar$$

Calcularemos el ciclo mediante Excel, introduciendo las modificaciones que afectan a su comportamiento, de tal manera que los datos iniciales introducidos serán los siguientes:

Tabla D.11: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,9203715	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,35	1,18	1,41	1,13	Plim (bar)
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	103
PCI COMB	DOSADO	LANGEN ΔT	τ	
43543	17,2	1861,4	13,02	

En cuanto a los resultados para los puntos clave del ciclo, hemos obtenido los siguientes:

Tabla D.12: Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.

Grados CI	CARRERA	Presion P	Temp. K	v esp m3/	Bar
180	ADMISION (1)	101325	350	0,99131792	1
360	COMPRESION (2)	3921387,97	903,025439	0,06608786	38,7010903
360	IGNICION (3)	10436875	2403,42544	0,06608786	103,003947
362	EXPANSION	10436875	2768,17	0,0763682	103,003947
540	EXPANSION (5)	506845,943	1745,01306	0,99131792	5,00218054

De tal manera, que vemos que cuadran los puntos clave del cálculo mediante Excel, con los datos obtenidos mediante el cálculo analítico desarrollado anteriormente. De nuevo, graficando la presión en el eje de ordenadas contra el volumen específico en el eje de abscisas, obtenemos el siguiente diagrama:

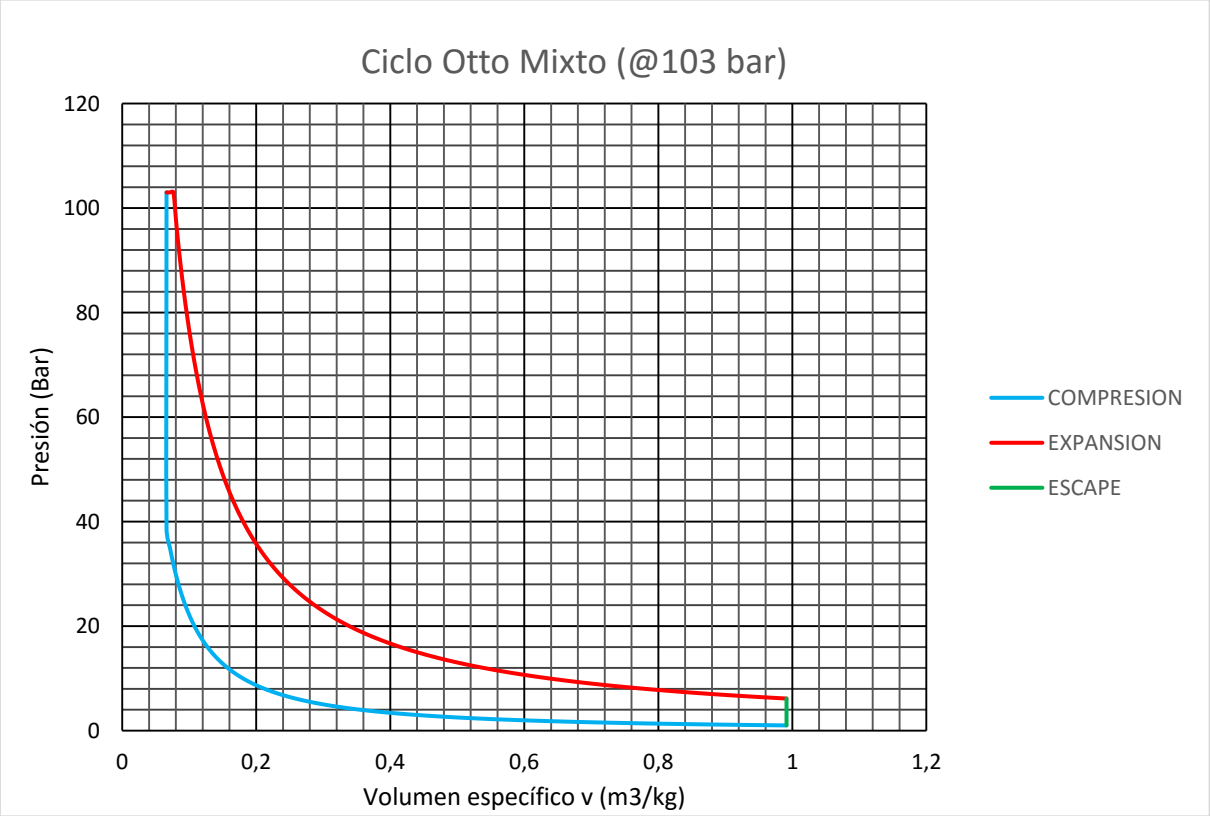


Figura D.16: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.

Vemos cómo el área del ciclo aumenta respecto del cálculo realizado para la hipótesis aire-combustible, de tal manera que es de esperar que la potencia que nos proporcione como resultado sea un valor mayor al de éste, y previsiblemente menor a la que obtuvimos para el ciclo de aire estándar (ideal).

Si graficamos los tres ciclos en conjunto, veremos las diferencias principales entre ellos, tal y como se ve en la siguiente figura:

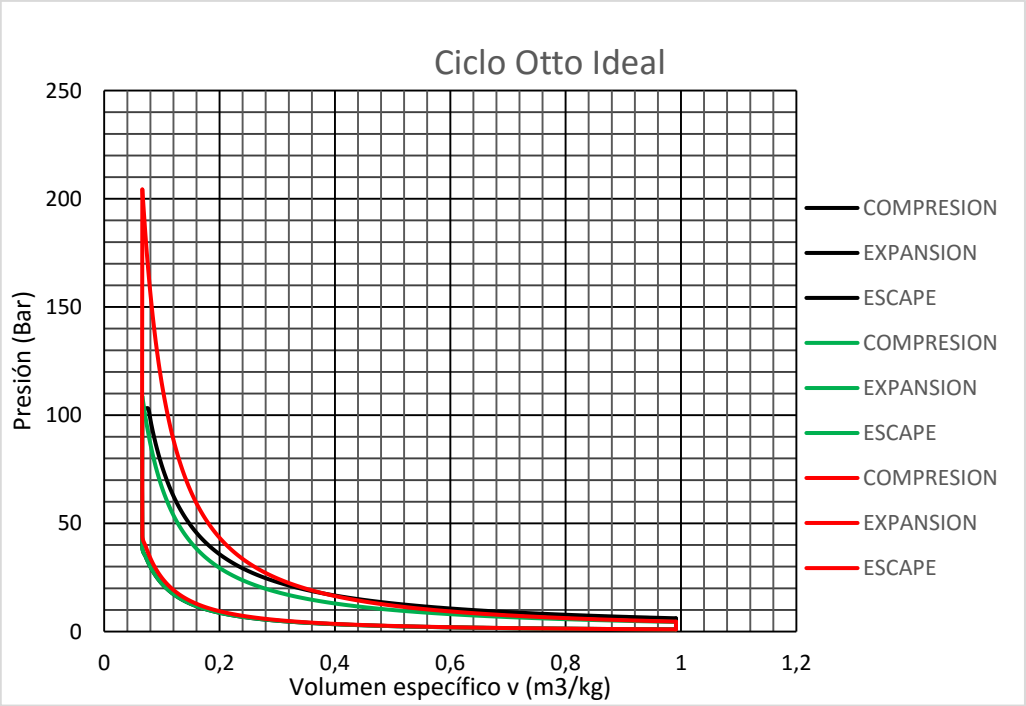


Figura D.17: Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor, siendo mostrado el mixto ajustado en negro, el aire-combustible ajustado en verde, y el ideal en rojo.

Podemos ver cómo el ciclo mixto genera una hipótesis cercana a la proporcionada por el ciclo aire-combustible ajustado, pero sin llegar a las presiones que se suponen en éste. En cuanto al comportamiento en la expansión y en la compresión, las hipótesis empleadas para el ciclo mixto son muy parecidas a las empleadas en el ciclo aire-combustible, de tal manera que el cálculo sea más realista que el ideal.

En cuanto a la combustión, se ha empleado la misma hipótesis que en el cálculo empleado en el ciclo aire-combustible, al ser la más realista de las disponibles, por tanto la potencia obtenida, a nivel térmico, se supone que será la más realista de todas las calculadas. La combustión, aunque mixta, emplea dos hipótesis ideales, pero realmente ni se produce a volumen constante, ni a presión constante, aunque el diagrama del ciclo real debería de quedar inscrito en el de éste cálculo, con las pérdidas de trabajo de ciclo que serán inherentes a éste fenómeno.

Por otro lado, no hemos tenido en cuenta las pérdidas por refrigeración ni las pérdidas mecánicas, ni tampoco las de bombeo, de tal manera que sería normal alcanzar valores de potencia por encima de 60Cv en ésta hipótesis, si queremos un motor con prestaciones similares a los que competirán con el nuestro, que rondan o superan los 50Cv al piñón de arrastre (con las pérdidas mecánicas de la caja de cambios incluidas).

Si trazamos el diagrama de presiones para dos vueltas de cigüeñal, tendremos:

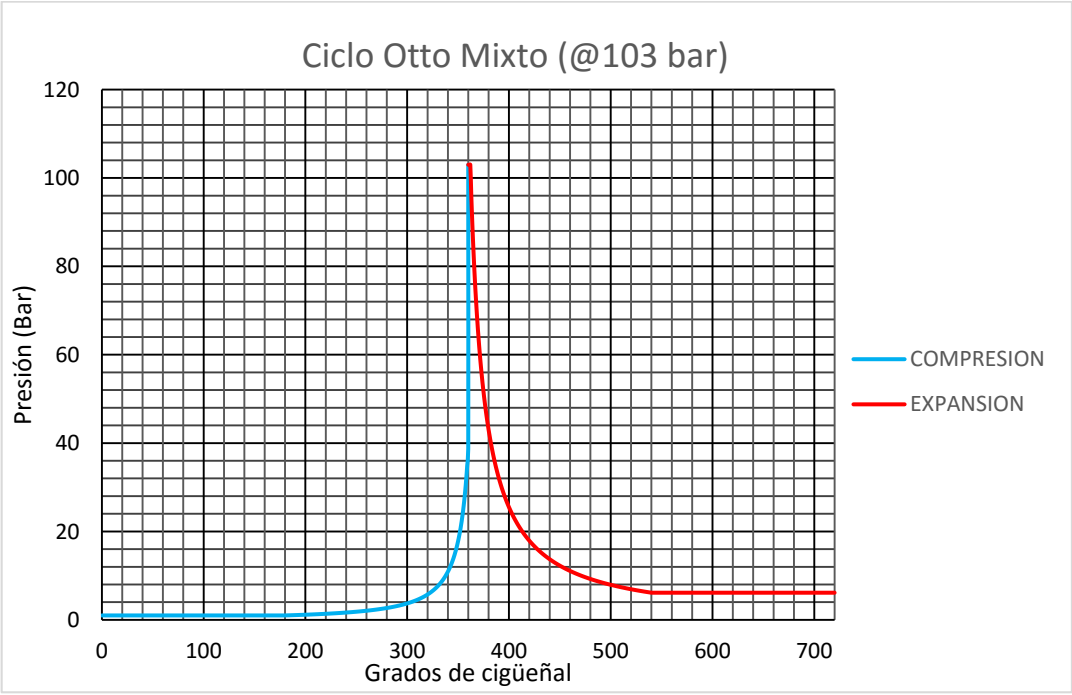


Figura D.18: Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.

La potencia esperada del ciclo, una vez calculada mediante Excel, haciendo uso de las ecuaciones D.12 a D.14, ambas incluidas, será de 407,00 Julios por ciclo, de tal manera que haciendo uso de la ecuación D.14, podemos obtener la potencia esperada del motor, tal y como sigue:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 407{,}00 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 47483{,}3\ W\ @\ 14000\ rpm$$

O sea, que tendremos una potencia de 47,5kW aproximadamente. Sabiendo que 1Cv es el equivalente a 736W, podremos obtener el valor de potencia esperada en ésta unidad de la manera siguiente:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 64{,}5\ Cv\ @\ 14000\ rpm$$

Repitiendo el procedimiento de los dos cálculos anteriores, calcularemos la presión media del ciclo de trabajo como:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{407{,}00}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1628521\ Pa$$

Lo cual, traducido a bares mediante la equivalencia pertinente, nos dará un resultado de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1628521}{101325} = 16{,}07\ bar$$

Si ponderamos presiones durante el ciclo completo, incluyendo admisión y escape, tendremos la siguiente presión media:

$$p_M = \frac{16{,}07 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 5{,}00 \cdot 180}{720} = 9{,}53\ bar$$

El rendimiento térmico será en éste caso de:

$$\eta_T = \frac{w_c}{q_1} = \frac{1506{,}73}{2379{,}7} = 0{,}633\ \ ,\ \ o\ bien\ 63{,}3\%$$

5.2.3. Definición del ciclo Otto por método gráfico.

Una manera bastante precisa de obtener el ciclo indicado que debería producir el motor cuando sea materializado, es el empleo del método gráfico descrito en el siguiente capítulo. Éste método sí que tiene en cuenta las pérdidas por bombeo, así como que la combustión no tiene un carácter instantáneo, sino que es progresiva. En cuanto al modo de funcionamiento para el cual es válido, se emplea carga máxima (acelerador al 100%) y máxima eficiencia (en nuestro caso, par máximo).

Podemos ver una muestra de dicha construcción en la figura siguiente:

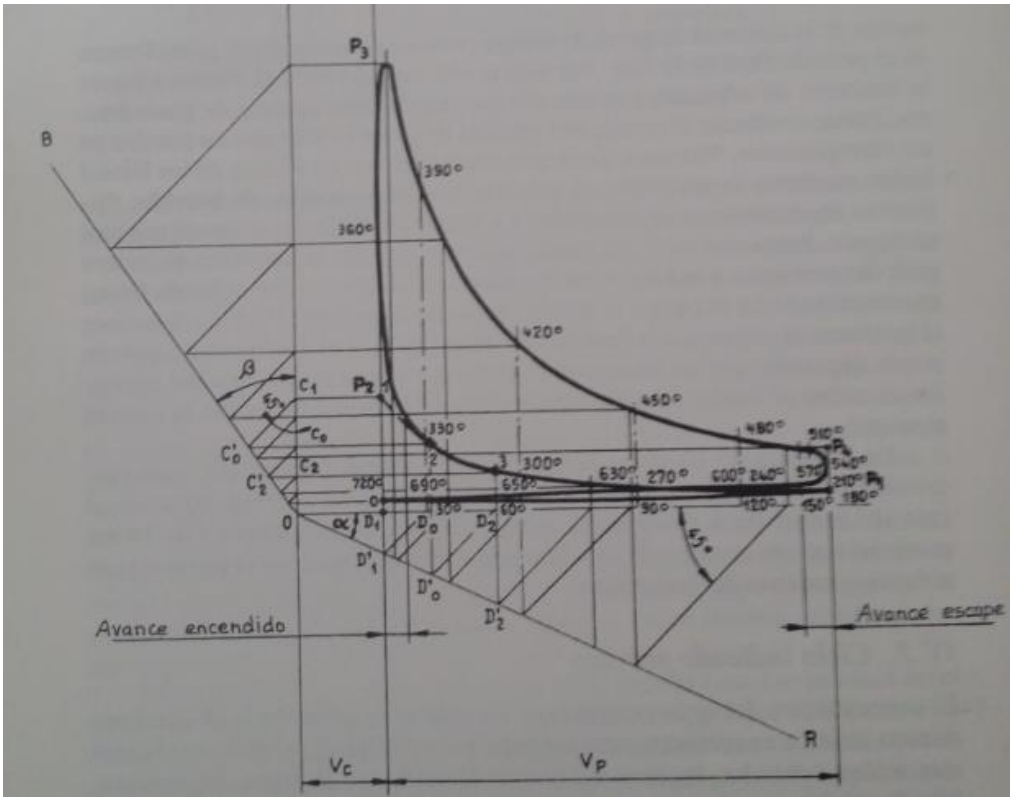


Figura D.19: Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado de un MACI que emplea encendido provocado, obtenido por método gráfico. [4]

La geometría de la construcción, así como la obtención de los puntos clave del ciclo, sigue las premisas que vemos a continuación [4]:

- p_1=presión al final de la admisión=0,9 a 1,0 bar
- p_2=presión al final de la compresión=$p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma C}$
- p_3=presión máxima en combustión=7ε-2
- p_4=presión al final de la expansión=$p_3/\varepsilon^{\gamma E}$

Siendo ɣC el exponente politrópico de la compresión, ɣE el exponente politrópico de la expansión, y ε la relación de compresión del motor.

Podemos ver además dos rectas llamadas B y R en la figura, que están situadas a ángulos β y α (alpha) de los ejes. Para un ángulo alpha dado, se define la relación con el ángulo β de la manera siguiente:

$$tg\ \beta\ = (1 + tg\ \alpha)^{\gamma} - 1 \qquad \text{(Ec. D.23)}$$

Siendo ɣ el exponente politrópico o bien de expansión o bien de compresión según el ángulo que introduzcamos como dado. Dicha construcción se llama *construcción de Bauer*. [4]

El resultado de dicha construcción, puede verse en la siguiente figura del Anejo D:

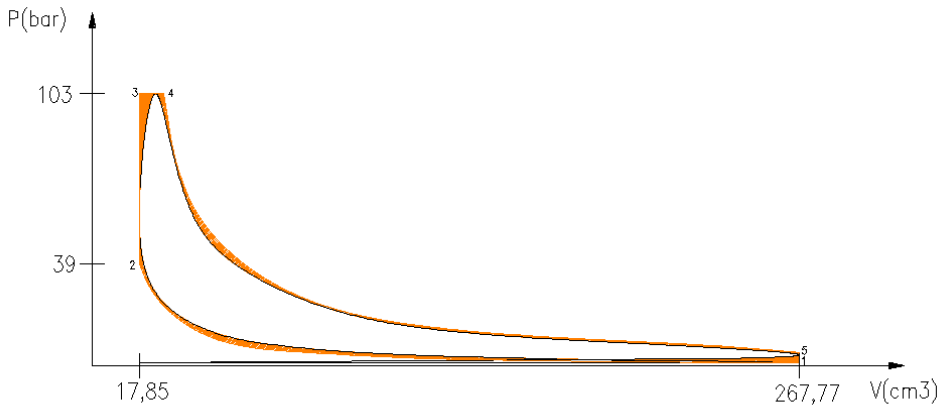


Figura D.26: Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.

La presión media del ciclo de trabajo, puede extraerse si evaluamos solamente el área útil (quitando el bombeo), extrayendo la potencia bruta del ciclo, de tal manera que:

$$W_C{}' = 3830{,}1\ [bar \cdot cm^3] \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3} \cdot \frac{101325Pa}{1bar} = 388{,}08\ J$$

$$P_M = 0{,}5 \cdot 388{,}08 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 45276{,}56\ W$$

De tal manera que la potencia bruta en Cv es de:

$$P_M[Cv] = 45276{,}56\ W \cdot \frac{1Cv}{736W} = 61{,}51Cv$$

Y si evaluamos la presión media del ciclo de trabajo, tendremos:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{388{,}08}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1552817\ Pa$$

Lo cual, traducido a bares mediante la equivalencia pertinente, nos dará un resultado de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1552817}{101325} = 15{,}32\ bar$$

Evaluando el trabajo específico que se extrae del ciclo, sabiendo que la masa total que se transforma por ciclo es de 0,00027012kg de mezcla, será de:

$$w_c = \frac{W_C}{m_c} = \frac{372{,}07}{0{,}00027012} = 1377424\frac{J}{kg} \quad , \quad o\ bien\ 1377{,}4\ kJ/kg$$

De tal manera que si el calor aportado es de 2379,7 kJ/kg como en el cálculo más pésimo en cuanto a aporte de calor, tendremos que el rendimiento térmico del ciclo será de:

$$\eta_T = \frac{w_c}{Q_1} = \frac{1377{,}4}{2379{,}7} = 0{,}579 \quad , \quad o\ bien\ 57{,}9\%$$

5.2.4. Interpretación de resultados.

Los datos obtenidos mediante los cálculos realizados empleando diferentes métodos, carecen de valor por sí solos, y por tanto deben ser analizados para ser validados, previa justificación, o bien descartados por algún motivo concreto.

En la siguiente tabla, como inicio del capítulo, se exponen los tipos de estudio realizados, y aquellos resultados que nos afectan en la futura toma de decisiones, o como datos de inicio en otros cálculos posteriores:

Tabla D.13: Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.

MÉTODOS	T1	T2	T3	T4	P1	P2	P3	P4
Unidad	K	K	K	K	bar	bar	bar	bar
Ideal	350	1034,0	4767,1	1613,8	1	44,3	204,3	4,6
Aire-Comb	350	903,1	2764,5	1226,9	1	38,7	118,5	3,5
Mixto	350	903,1	3269,9	1591,6	1	38,7	103,0	4,6
Aire-Comb (Ajustado)	350	903,1	2535,6	1557,4	1	38,7	108,7	4,5
Mixto (Ajustado)	350	903,1	2768,2	1744,1	1	38,7	103,0	5,0

Podemos ver en amarillo, los datos más relevantes del ciclo termodinámico que se desarrolla en un motor alternativo de combustión interna, que son la temperatura máxima y la presión máxima del ciclo. Nos interesa conocer éstos valores, ya que mediante ellos, deberemos de calcular los esfuerzos sobre todos los componentes, por tanto si empleamos valores que sean superiores a los que podemos esperar de la realidad, sobredimensionaremos el conjunto, perdiendo potencia, y si escogemos valores menores a los que realmente deberíamos tener, correremos un grave riesgo de rotura en el motor.

Primeramente, expondremos los valores clave obtenidos para cada hipótesis, en la tabla siguiente:

Tabla D.14: Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Ideal	204,29	4767,07	80,3	20,0	69,8
Aire-Comb	118,46	2764,5	46,1	11,5	66,8
Mixto	103	3269,9	74,0	18,4	52,6
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3
Gráfico	103	2750	59,0	15,3	57,9

Primeramente, es posible realizar descartes directos por motivos de peso que nos inciten a pensar que la hipótesis no es realista. Estos métodos, son los siguientes:

- Ciclo ideal.
- Ciclo aire-combustible y ciclo mixto.

En cuanto a la comparación entre ciclos con coeficientes ideales y ajustados, podemos emplear la siguiente tabla para visualizar las diferencias existentes:

Tabla D.15: Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Aire-Comb	118,46	2764,5	46,1	11,5	66,8
Mixto	103	3269,9	74,0	18,4	52,6
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3

Vemos que en el caso del ciclo aire-combustible, aunque se espere del ciclo una mayor potencia, el rendimiento esperado es menor. La mayor potencia, se explica dado que al ser el exponente politrópico de expansión en el caso ajustado, menor que en el caso idealizado, la presión al final del ciclo será mayor y por tanto el área de trabajo positivo también.

De la misma manera, cualitativamente se puede ver que al ser el diferencial de presión mayor en la zona comprendida en los puntos 4 y 1, también será más grande el calor que cede el ciclo en su parte final. En cuanto al trabajo negativo, se considera igual en ambos casos, pero en el caso del cálculo ajustado, el aporte de calor es menor dado el mayor c_V, porque se tiene en cuenta que la mezcla está más caliente al final de la compresión que a su inicio, para el cálculo del incremento térmico mediante la fórmula de Langen.

Podemos ver en la tabla siguiente, los valores característicos para cada tipo de cálculo:

Tabla D.16: Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3
Gráfico	103	2750	59,0	15,3	57,9

Podemos ver en éste caso, que tanto en términos de rendimiento, como de potencia esperada para el ciclo, es el método gráfico que muestra un resultado que representa un término medio entre el método aire-combustible ajustado, y el método mixto ajustado.

De ésta manera, el método gráfico representa una evolución del método mixto ajustado, al inscribir la curva de trabajo del ciclo dentro del ciclo previsto para éste método analítico.

Es necesario que para que se cumplan las condiciones esperadas, se diseñe la culata de la manera correcta, en cuanto a diámetros y formas, para que las condiciones expuestas sean las que realmente se den en el motor real una vez construido. El estudio en profundidad del diseño de la culata mediante mecánica de fluidos, y las justificaciones pertinentes, serán demostradas en un anejo específico, así como las condiciones fisicoquímicas de la combustión.

Para obtener el diagrama de presiones del método gráfico, podemos medir por puntos la curva del ciclo, asignándole un ángulo a cada valor, tal y como se ve en la imagen siguiente, donde la carrera de compresión ha sido coordenada:

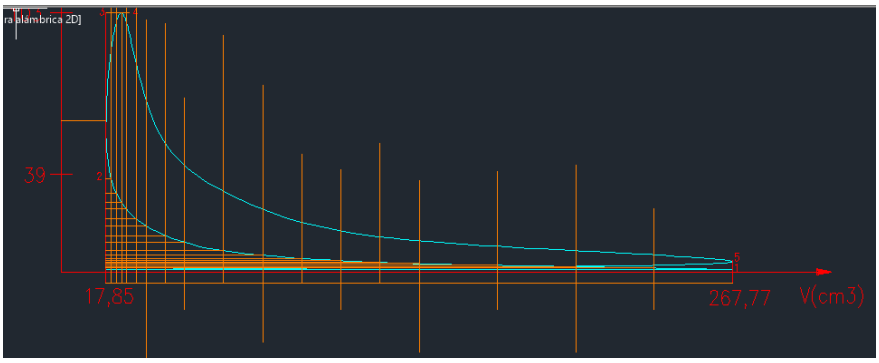


Figura D.27: Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.

Éste procedimiento nos permitirá almacenar los datos en Excel, de tal manera que podamos representar el diagrama de presiones mediante éste software. Tendremos el siguiente diagrama de presiones dentro del cilindro:

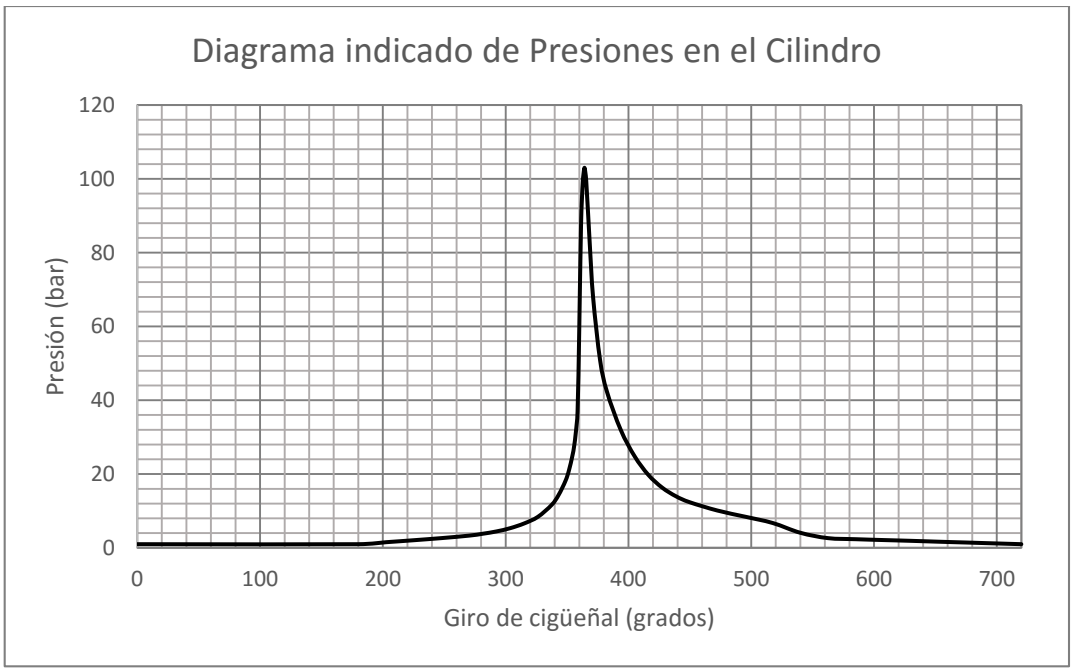


Figura D.28: Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor, obtenido por método gráfico.

Vemos perfectamente el pico de presión que se produce en el cilindro, y de ésta manera podemos entender que la carga sobre el mismo será cíclica y no estática, ya que para cada ciclo tendremos un pico. Por tanto sabemos que intervendrá la fatiga en los elementos que soporten ésta carga.

Pero el valor de presión dado por éste diagrama, no será el de cálculo, dado un fenómeno conocido como variación cíclica [43], y que puede ser ilustrada mediante la siguiente figura:

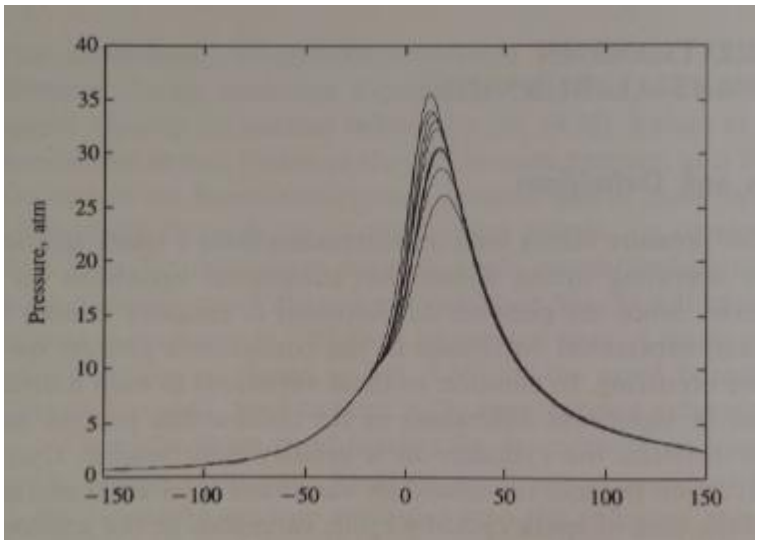


Figura D.29: Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real. El eje de abscisas representa el ángulo de cigüeñal, donde el 0 es el punto muerto superior.[43]

Una vez tenemos valores que ya podemos emplear como cargas efectivas sobre el pistón, podemos seguir con la justificación del método gráfico. Según bibliografía, podemos encontrar una relación entre la relación de compresión de un motor de encendido por chispa, su rendimiento teórico de aire estándar, y su rendimiento esperado real [4], en la siguiente tabla realizada mediante los datos facilitados:

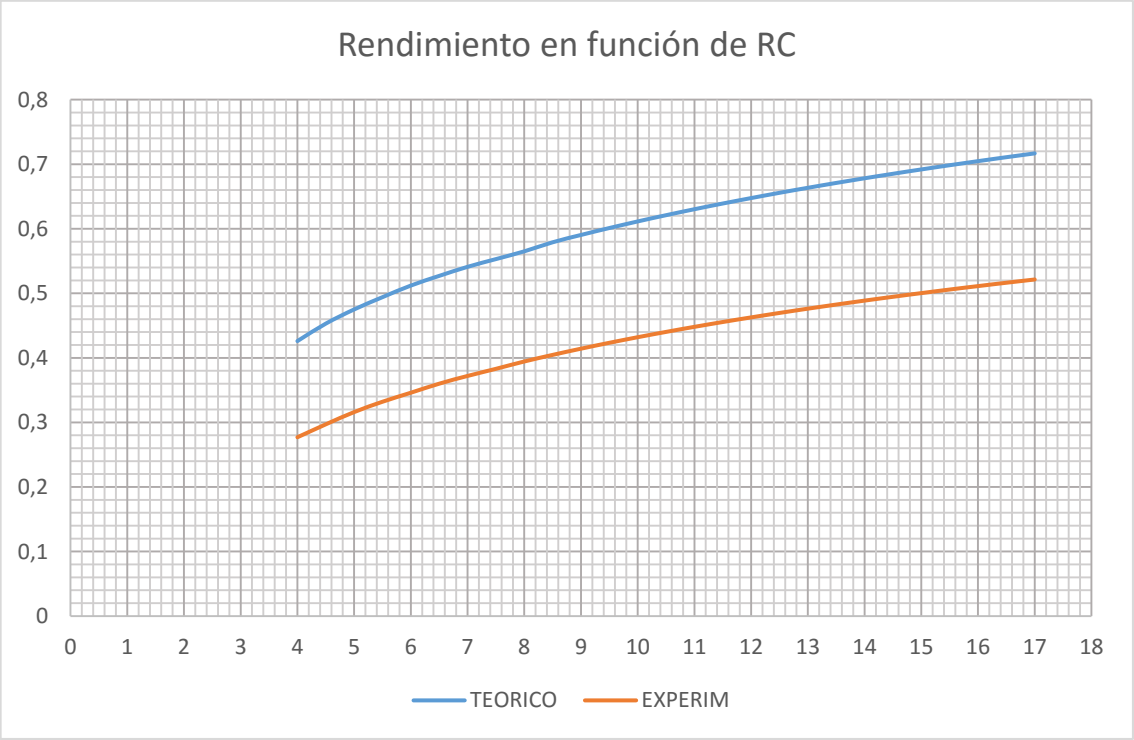


Figura D.30: Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa, en función de su relación de compresión.

Como podemos ver, una relación de compresión de 15 a 1, tiene asignado un rendimiento térmico teórico de entre el 69 y el 70%, así como el mismo motor en la práctica daría un rendimiento del 50% aproximadamente. El ciclo indicado obtenido por método gráfico, nos da un rendimiento de aproximadamente el 58%, pero no olvidemos que las pérdidas por bombeo solamente se han contabilizado para la carrera de escape, sin tener en cuenta que en la fase de admisión suele existir presión por debajo de la atmosférica en el cilindro, generando aún más pérdidas y restando cierta potencia al motor. Es por ello que en resumidas cuentas, es probable que el diagrama obtenido por método gráfico sea realmente representativo del ciclo, sobre todo en lo que a carga pico sobre el pistón se refiere, aunque la potencia real esperada sea ligeramente menor a la calculada inicialmente.

Otra manera efectiva de comprobar si la potencia que hemos calculado es realista, es comparar el motor que queremos diseñar con motores semejantes. Sabemos que el motor KTM entrega 58Cv, aunque no queda claro si ésta potencia la entrega en estático o en movimiento. No es trivial, ya que mediante sistemas tipo *ram-air* en la admisión, se pueden conseguir incrementos del 5 al 15% en la potencia máxima del motor [44].

Si miramos con detenimiento el mundo de la motocicleta, existen muchos ejemplos para comparar a nuestro motor, lo que ocurre es que a primera vista no llaman la atención. Éstos son los motores de 4 cilindros de 1000cc. Tienen las siguientes características en común al nuestro:

- Semejante relación de compresión
- Semejantes cotas
- Semejante régimen de giro
- Igual cilindrada unitaria

Por tanto, nos basta con coger la potencia de cualquiera de éstos motores, y dividirla por 4, para saber cuál podría ser la potencia que entregaría uno solo de sus cilindros, de 250cc de cubicaje. La siguiente tabla, nos muestra 4 ejemplos de superdeportivas de 1000cc con sus datos, y las compara con nuestro motor, en cuanto a los datos enumerados anteriormente:

Tabla D.17: Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.

Marca	Modelo	D (mm)	C (mm)	cm3	RC (a 1)	Cu (cm3)	Z (cilindros)	P (Cv)	Pu (Cv)	Rpm
Kawasaki	ZX10R	76	55	998,1	13,2	249,5	4	200	50,0	13500
BMW	S1000RR	80	49,7	999,5	13,1	249,9	4	199,0	49,8	13500
Aprilia	RSV4 APRC	78	52,3	999,6	13,6	249,9	4	201	50,3	13570
Suzuki	GSX-R 1000	74,5	57,3	999,1	12,9	249,8	4	190	47,5	13700
Yamaha	M25	81	48,5	249,9	15,0	249,9	1	59	59,0	14000

Podemos ver cómo todas las motocicletas analizadas, para valores semejantes de rpm e igual cilindrada unitaria, obtienen valores de potencia de en torno a los 50Cv. Podemos explicar que nuestro motor obtenga algo más de potencia, dado que es un motor con la carrera algo más corta y gira más rápido, de tal manera que su rendimiento volumétrico óptimo, se encuentra a más rpm dado que permite conductos de admisión y escape ligeramente más grandes.

Por tanto, estos valores no nos sirven solamente como comparativa sino como guía para nuestro diseño, ya que los datos sobre motores comerciales están mucho más abiertos que los datos sobre motores de competición, y nos será relativamente sencillo encontrar valores sobre avances de encendido y cruces de válvulas.

Al ser motores que necesitan respirar, o sea que al girar muy rápido requieren de grandes volúmenes de aire para alimentarlos, los conductos de admisión suelen ser muy grandes, aprovechando todo el espacio disponible que nos deja una cámara de tipo hemisférico con bujía centrada, y además suelen ser lo más rectos posible, minimizando las pérdidas de carga. Podemos ver en la siguiente imagen una vista en corte del motor Honda NSF250:

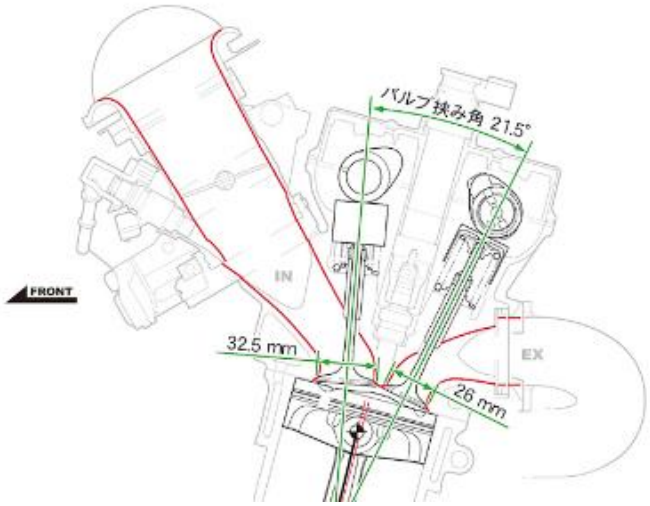


Figura D.31: Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]

Se pueden apreciar unos conductos de admisión que son lo más anchos y rectos que nos permite la propia geometría del motor, y si nos fijamos en la misma vista para un motor de entre los analizados anteriormente como comparativa, tenemos:

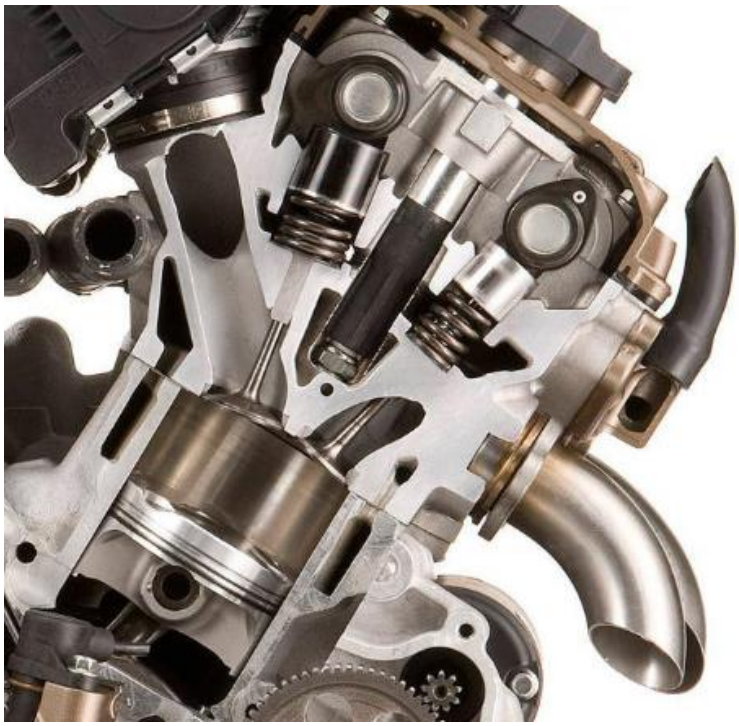


Figura D.32: Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]

Podemos ver claramente cómo el método constructivo de la culata es el mismo que para el tipo de motor de competición que se emplea en Moto3, de tal manera que podemos emplear ésta disposición como ejemplo para nuestro propio diseño. Dado que existen múltiples coincidencias entre todos los datos para la comparativa dada anteriormente, y además se ha probado de diferentes maneras que el método gráfico y los datos que proporciona como resultados son los más semejantes a la realidad, podemos decir que el método de cálculo queda validado, así como sus resultados.

5.2.5. Conclusiones del estudio.

Tras estudiar la termodinámica del ciclo desarrollado en el motor a proyectar, ha quedado claro que el abanico de hipótesis de cálculo es amplio, pero que la problemática a la hora de determinar cuál de todos se ajusta más a la realidad no es un asunto tan trivial como pudiera parecer. Está claro que podemos decantarnos por una opción si es la que más nos interesa, pero lo difícil es demostrar que nos podemos fiar de nuestra elección.

Hemos de tener en cuenta la importancia que tienen los valores que nos genera el estudio escogido, ya que son el input de carga para el sistema mecánico encargado de transformar los incrementos de presión en el interior del cilindro, en movimiento.

Por tanto, una elección errónea, en el mejor de los casos nos llevará a sobredimensionar el conjunto, restándole potencia al añadir inercia al sistema, o en el peor de los casos, no tendrá la resistencia suficiente para aguantar las cargas a las que quedará sometido, obligándonos al replanteo total de todo el diseño, ya que una vez el motor se materialice, con casi toda seguridad romperá en las primeras pruebas.

Otro aspecto a tener en cuenta, es que los valores de potencia son dados para un determinado régimen de giro, pero para que esto sea real, tendremos que provocar, mediante un diseño adecuado de la culata, que el rendimiento volumétrico máximo a plena carga se dé a dicho régimen, de tal manera que realmente el ciclo de trabajo producido en el motor se ajuste a lo calculado.

Los criterios de diseño de la culata, además de ser dictados por la bibliografía de manera orientativa [4][43], pueden ser estudiados mediante software CFD, para evaluar el llenado del cilindro para diferentes regímenes de giro, carga, tiempos de apertura de válvulas, y distancia de apertura de las mismas. De ésta manera podremos seleccionar la opción óptima para nuestro caso concreto.

Sobre todo, la redacción de éste capítulo ha servido como aprendizaje sobre los procesos termodinámicos que tienen lugar dentro de un motor de combustión interna, así como todos los factores que los influencian, afectando al desempeño del mismo. También nos han puesto sobre aviso en torno a la diferencia existente entre hipótesis analíticas y la realidad existente en los motores, y cómo quedan afectados por fenómenos de dispersión (variaciones cíclicas [43]) que han de ser tenidos en cuenta.

Por último, se ha definido un ciclo y unas cargas sobre el sistema mecánico del motor, y la potencia esperada nos da un valor competitivo respecto del resto de motores existentes en Moto3, de tal manera que uno de los objetivos del proyecto, una vez se complete el diseño, estará cumplido.

5.3. Estudios de optimización del rendimiento.

5.3.1. Introducción.

El estudio, trata la identificación, estudio y definición de aquellos parámetros constructivos de nuestro motor que influyen sobre su rendimiento, la entrega de potencia, y la manera de la cual lo hace.

El elemento encargado de introducir la mezcla hacia el cilindro, y de evacuar los gases residuales de escape, así como de confinar la combustión y de regular el flujo de gases, es la culata.

Aquellos parámetros de elementos mecánicos que nos permiten regular su funcionamiento, y que son susceptibles de ser optimizados en una dirección concreta, son los siguientes:

- Diámetro de los conductos de admisión
- Forma de los conductos de admisión
- Tiempos, distancia y desarrollo de la apertura y el cierre de las válvulas de admisión (diseño de las levas de admisión)

Los conductos de escape, suelen ser siempre más estrechos que los de admisión, y generalmente tienen una forma bastante típica. El "cruce" de válvulas suele ser función de los ángulos de cigüeñal entre los que se desarrolla la apertura de las válvulas de admisión.

Todos éstos parámetros, y otros que se comentarán a continuación, influirán de una manera directa sobre la cantidad de mezcla fresca que conseguiremos introducir en el cilindro en cada ciclo. A más mezcla, más energía disponible, de tal manera que más potencia si se dan los factores adecuados. El parámetro que describe hasta qué punto es óptimo el llenado de los cilindros de un MACI se conoce como rendimiento volumétrico, y es variable con el régimen de motor, su carga, y todos los parámetros comentados anteriormente sobre la culata.

Otro factor limitante en cuanto al diseño de los conductos y de los órganos inherentes a ellos, se encuentra en el diámetro del pistón, y en la capacidad que tienen las válvulas de escape y la propia culata para evacuar el calor sin sobrecalentarse.

Cuando la relación de compresión que se busca es extrema (por encima de 12:1), todas las superficies que componen la cámara de combustión son trabajadas y suavizadas en busca de satisfacer las premisas anteriores, como podemos ver en la figura siguiente:

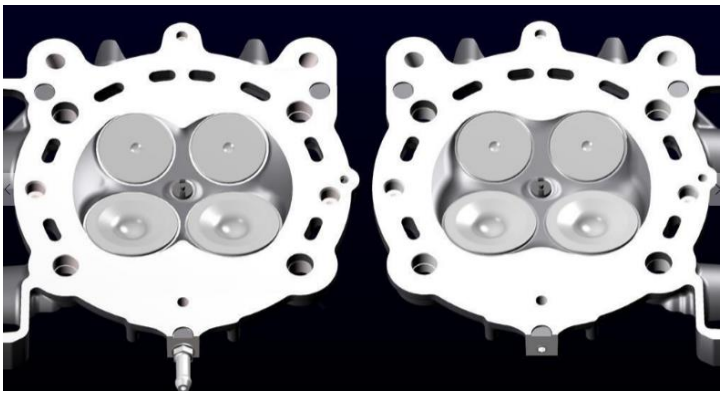


Figura E.2: Culatas de una Ducati 848. [48]

5.3.2. Objetivos y variables del estudio.

Mediante éste estudio, se pretende optimizar el diseño de la culata, de tal manera que la entrega de par y potencia se dé en la zona más extensa posible a alto régimen, que es donde se empleará éste motor, diseñado para competición.

Para ello, se definirán ciertas combinaciones de ciertas variables, con el fin de estudiar cómo afecta cada variable y cada combinación de las mismas al *performance* del motor. Una vez se completen los estudios, se escogerá aquel paquete de valores para las variables que nos garantice un comportamiento lo más cercano posible al definido como objetivo.

Los ensayos, realizados mediante ordenador, emplearán ProEngineer para el CAD, ANSYS Gambit para el mallado de la geometría CAD, y ANSYS Fluent para la resolución de las simulaciones por mecánica de fluidos computacional (CFD). La metodología empleada en cada uno de ellos será explicada y definida en el presente Anejo.

Se tratarán las siguientes variables en el estudio:

- Diámetro de las válvulas (y de los conductos)
- Forma de los conductos de admisión.
- Comportamiento de las válvulas de admisión.
- Comportamiento en función del régimen de giro y el grado de carga.

Por tanto, los parámetros a ensayar, son los siguientes:

Tabla E.5: Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.

	mm	mm	mm
OPCIÓN	D valvula	D conducto	LIFT
1	26,5	24,0	11,7
2	28,5	26,0	11,1
3	30,5	28,0	10,5
4	32,5	30,0	10

En cuanto al régimen de giro, evaluaremos desde 4000 a 14000 rpm cada uno de los 4 casos cada 2000 rpm ambos incluidos.

Para los ángulos de las válvulas de admisión, tendremos:

- Apertura: 30º antes del punto muerto superior en la carrera de escape.
- Cierre: 50, 60 y 70º después del punto muerto inferior en la carrera de compresión, con ángulo óptimo a buscar en el rango establecido si fuera necesario.

La condición de carga a ensayar será del 100% para el caso más óptimo obtenido mediante las combinaciones de variables anteriores, y para plena carga se omitirá la existencia de la mariposa dando por hecho que el motor ha sido puesto a plena carga previamente (acelerador al 100%) y en el conducto ya se ha superado el transitorio debido al cambio de área que se produce al abrir el acelerador.

5.3.3. Metodología de los ensayos.

En primer lugar, necesitaremos crear un volumen mediante ProEngineer, que represente la geometría de cada caso de ensayo que queramos llevar a cabo. Dicha operación, puede verse en proceso en la imagen siguiente:

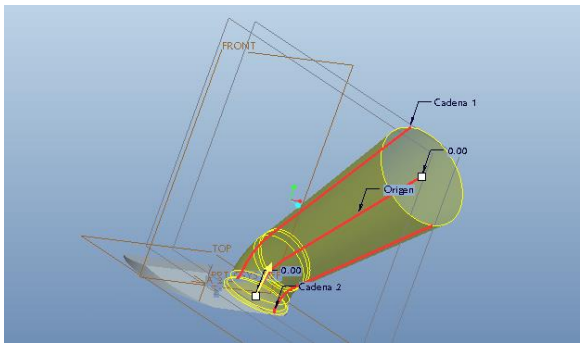


Figura E.10: Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.

Una vez creado el volumen, que incluye las válvulas de admisión en posición, guardaremos el volumen en formato .stp, de tal manera que sea legible por el mallador de Fluent, que se llama Gambit, de tal manera que una vez éste traduce el archivo a código nativo, tenemos el resultado siguiente:

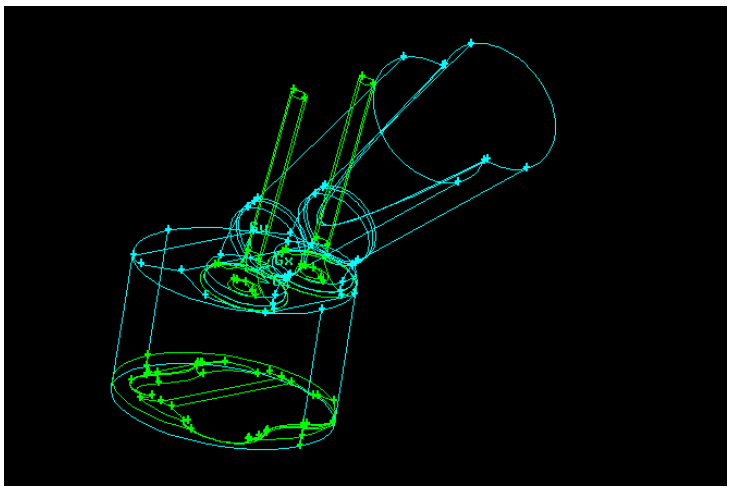


Figura E.16: Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.

Deberemos, mediante dicha geometría, retocar los parámetros de ciertas partes del modelo, de tal manera que cuando exportemos el mismo a Fluent, éste interprete dichos parámetros. Por ejemplo, aquellas zonas de la geometría que sean paredes, deberán ser definidas como Wall, o aquellas que sean susceptibles de movimiento, y que representen un crecimiento de la malla a lo largo de su superficie, deberán ser definidas como Interfaces.

Tras tratar la geometría, vemos que es mucho más óptimo en términos de volúmenes de cálculo y de tiempo invertido en ellos, el hecho de partir la geometría por su plano de simetría, y asignar a aquellas caras que estén contenidas en dicho plano, la condición Symmetry.

Por tanto, uno de los modelos creados, a modo de ejemplo, tiene el aspecto siguiente:

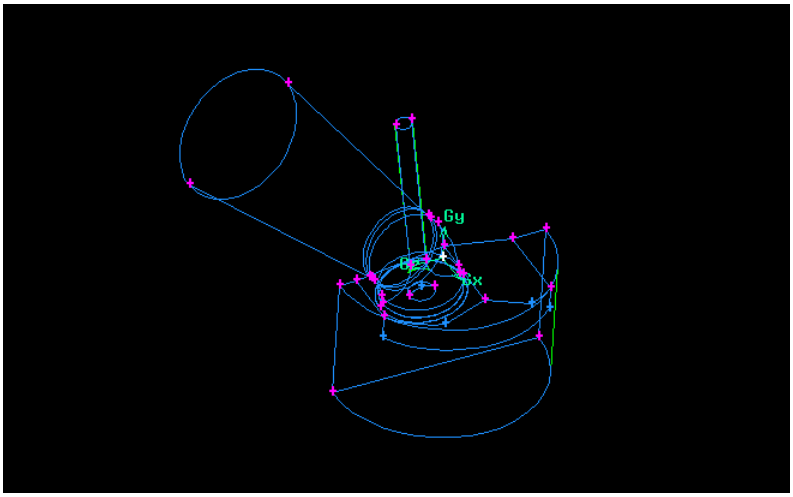


Figura E.24: Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios, con sus cortes por simetría, y con la geometría de la cabeza del pistón simplificada como plano.

Para asignar movimiento al pistón y a las válvulas, y obtener una simulación completa del proceso de admisión, necesitamos primero conocer la cinemática de las válvulas y del pistón, al menos de manera preliminar, para poder asignar perfiles de movimiento a las caras de la geometría implicadas.

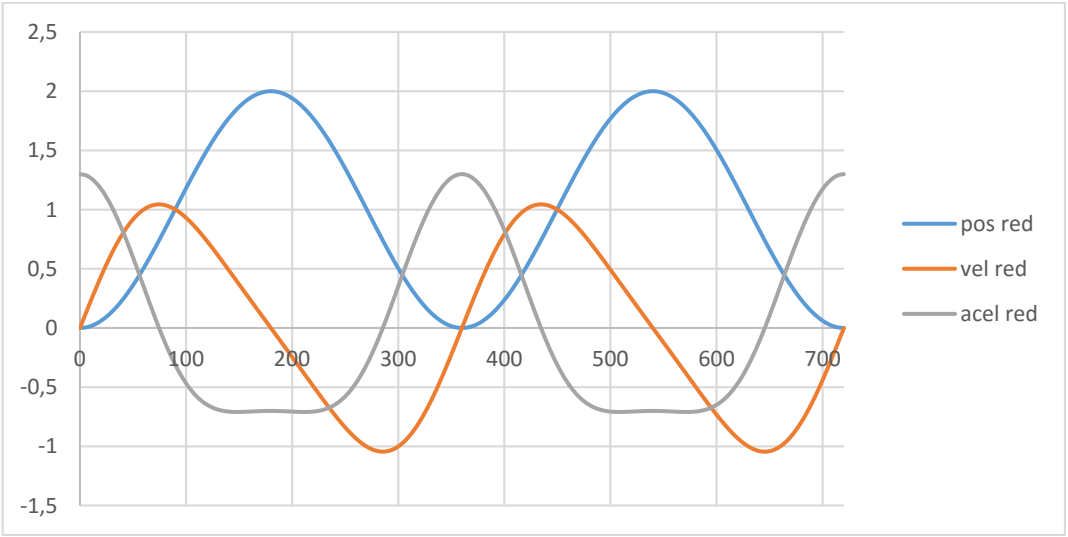


Figura E.25: Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y acel

Para la modelización del movimiento de las válvulas de escape, se ha partido de un perfil de movimiento común según bibliografía, de tal manera que podemos ver la posición de todos los elementos implicados en la cadena cinemática pistón-válvulas, en el siguiente diagrama:

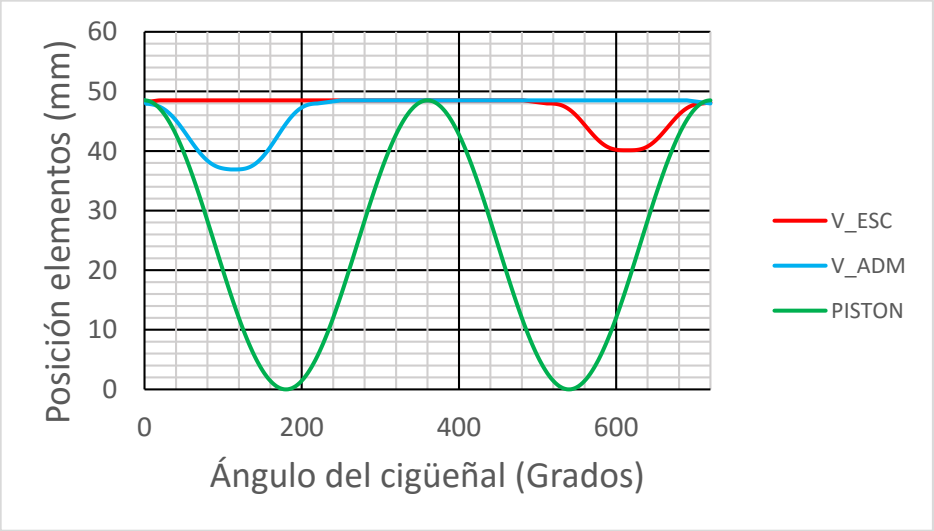


Figura E.35: Diagrama de Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape en función del ángulo girado por el cigüeñal.

Se prueba la interferencia entre las válvulas de admisión y escape, evaluando el desplazamiento horizontal de las mismas, y conociendo el espacio disponible, de tal manera que:

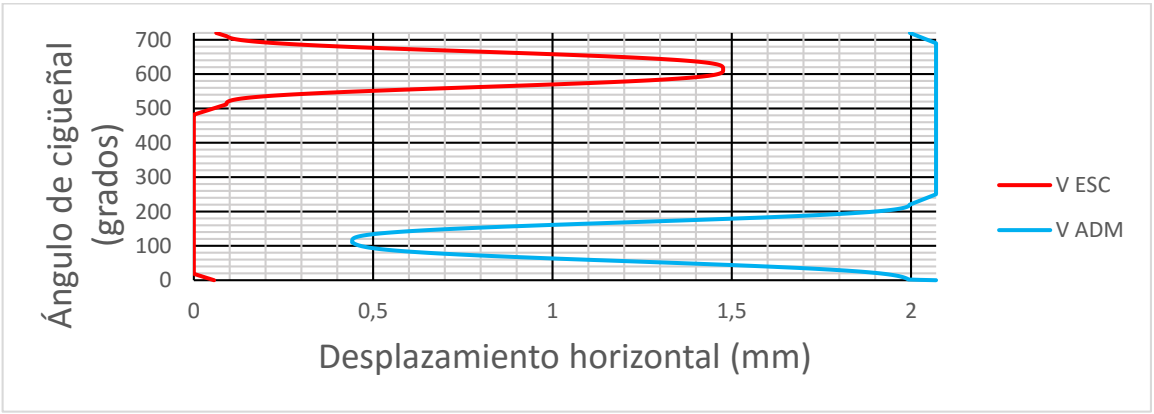


Figura E.37: Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape en función del ángulo girado por el cigüeñal.

Tras éste paso, se malla el volumen de la geometría, de tal manera que le proporcionemos a Fluent una matriz de nodos con restricciones de frontera para que pueda realizar los cálculos CFD que necesitamos:

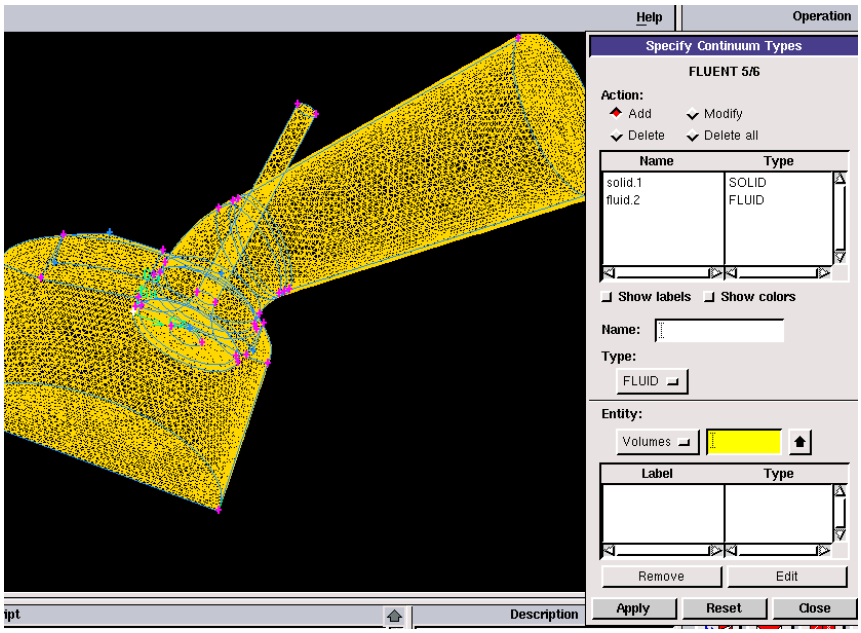


Figura E.40: Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes que conforman la geometría a estudiar.

Tras realizar la malla y parametrizarla de manera completa, la exportamos a Fluent, que ya incorpora una extensión llamada *In Cylinder*, que sirve precisamente para ensayar motores de combustión interna, y que por ejemplo, nos permite definir el movimiento del pistón sin la necesidad de aportarle un perfil tabulado de posición, sino que nos calcula él el movimiento mediante la carrera, la longitud de la biela, y el régimen de giro.

Será necesario configurar una malla dinámica, que cree elementos a medida que todos los componentes se desplazan, y por tanto, deberemos hacer uso de todas las condiciones aplicadas en Gambit para cada una de las superficies del modelo.

En la siguiente vista, y tras configurar una malla dinámica, podemos ver cómo se ha regionalizado la malla, de tal manera que la previsualización de su movimiento es la siguiente:

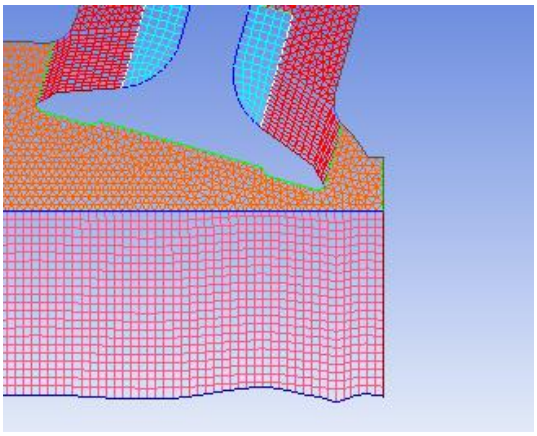


Figura E.59: Vista en Fluent la evolución de la malla.

Al final, la variable que nos interesa a nivel de resultados, es la cantidad de aire que conseguimos introducir al cilindro con cada modelo de admisión probado, y además, mediante vista *fringe*, podemos ver también cómo se llena el cilindro en cada caso, ya que la distribución del flujo dentro del mismo es también de vital importancia a la hora de la combustión de la mezcla.

5.3.4. Resultados del estudio.

Tras la realización del estudio, los resultados obtenidos, son los expuestos en el siguiente diagrama (los más relevantes):

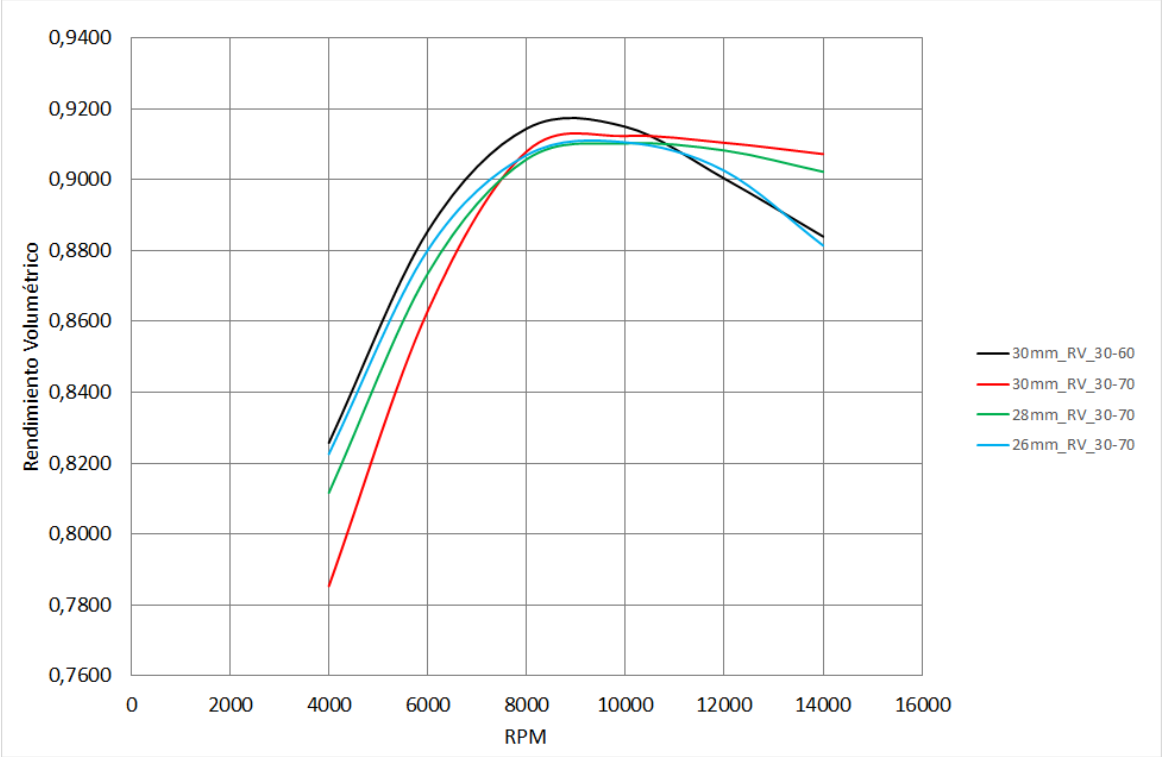


Figura E.65: Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes para su posible implantación.

En cambio, las geometrías de 28 y 30mm de diámetro, a tiempo de apertura máximo, consiguen mantener el rendimiento de manera uniforme en altos, y por ello responden mejor al propósito que tenemos para nuestro motor.

Como elección final, escogeremos la geometría de 28mm de diámetro, dado que presenta las siguientes ventajas:

- Da mejor rendimiento en bajos
- Mantiene el rendimiento en altos

Aun existiendo el siguiente inconveniente:

- El rendimiento entregado en medios y altos, es ligeramente inferior al de la geometría de 30mm.

Si realizamos un análisis puramente cuantitativo, de la zona media-alta de funcionamiento del motor, podemos ver cómo en teoría la opción de mayor diámetro debería ser la escogida, pero debemos pensar que el motor que estamos diseñando va a ser empleado en circuitos. Y en éstos no solamente se acelera, ni siempre llevamos el motor a alto régimen, sino que existen las curvas lentas, por poner un ejemplo, una horquilla.

5.3.5. Conclusiones del estudio.

Al haber realizado un estudio detallado en busca de la optimización de las geometrías presentes en la culata, hemos aprendido que el hecho de cambiar los parámetros de estudio no influye en exceso en el valor máximo del rendimiento que va a entregar el motor, sino más bien en cómo lo hace.

El hecho es que en la fase de diseño de un motor, no podemos aventurarnos a escoger un diámetro por imitación o de manera arbitraria, porque si lo hacemos no vamos a comprender cómo funciona y como rinde la máquina desde el punto de vista fluidodinámico, y podemos encontrarnos con un resultado opuesto al esperado, o simplemente deficiente.

En nuestro caso, la lógica decía que debíamos emplear unos conductos lo más anchos posibles, ya que el motor giraría a alto régimen, pero nos hemos encontrado que si empleamos un diámetro ligeramente menor, sacrificaremos un poco de rendimiento a alto régimen para obtener una mejora significativa en bajos, lo cual es un aspecto positivo de cara a la aplicación práctica deseada para nuestro motor.

La longitud de la tobera de admisión, repercute en el rendimiento volumétrico de un motor de la manera siguiente:

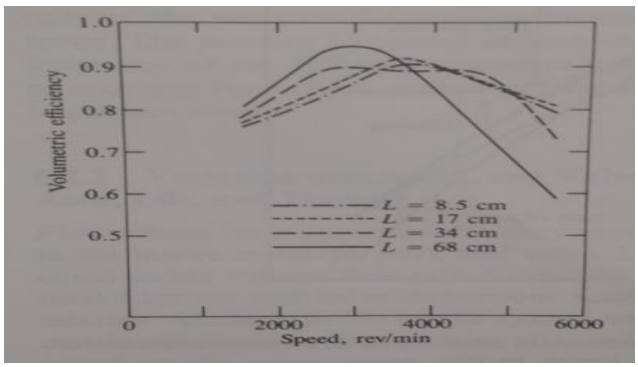


Figura E.66: Diagrama de rendimiento volumétrico de un motor, para diferentes longitudes de colector de admisión (Colector en culata+Tobera).[43]

Vemos que se verifica que en motores rápidos nos interesan colectores anchos y cortos, y que en cambio en motores lentos, es preferible emplear colectores más estrechos y largos.

En nuestro caso, podremos regular la entrega de potencia del motor simplemente cambiando la tobera de admisión, lo cual es una operación mucho más sencilla que cambiar una culata por otra manteniendo dicho componente.

Otro aspecto fundamental, es escoger una longitud de levantamiento de las válvulas adecuada, ya que cuando los gases pasan por la zona de la válvula, se incrementa la velocidad y las pérdidas de carga con ella. Una manera de ver qué ocurre en el entorno de una válvula, es mostrar cómo se comporta el fluido respecto de su velocidad al pasar a través de ella, como podemos ver en la figura siguiente:

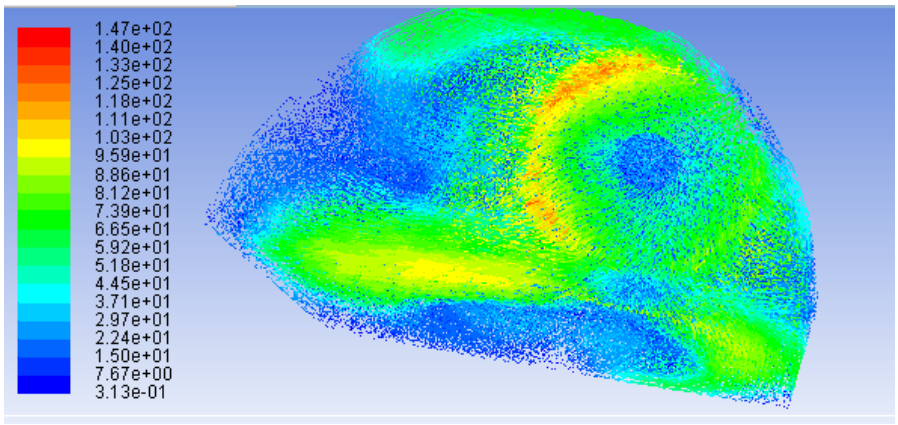


Figura E.67: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos realizados para el presente estudio.

Como podemos ver, la velocidad se incrementa en la zona de paso del fluido por la válvula, siendo los vectores de color amarillo y rojo, y alcanzando los valores máximos de velocidad para todo el modelo.

Una manera de ver dicho fenómeno, pero más analizable desde el punto de vista de la distribución de velocidades, es visualizar dichos vectores pero representados sobre un plano de corte que atraviese el conducto de admisión.

En la siguiente figura, podemos apreciar lo comentado anteriormente:

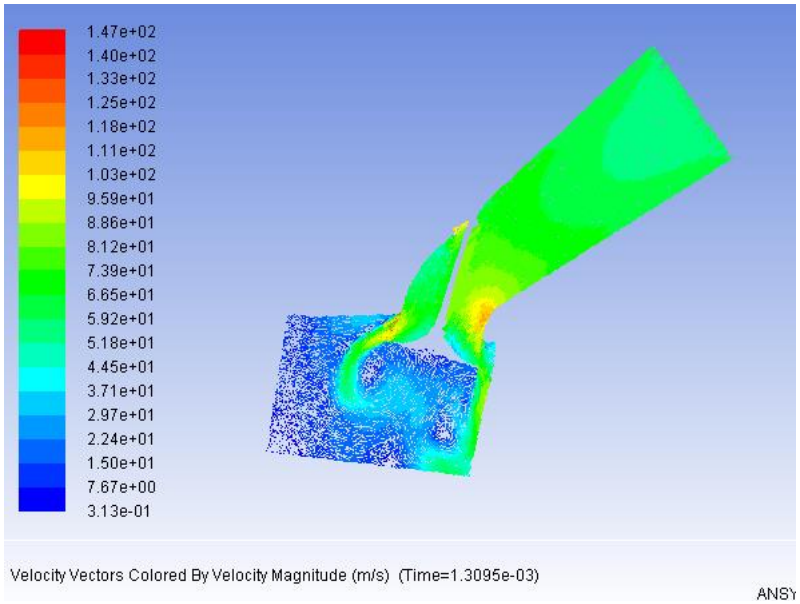


Figura E.68: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte que atraviesa el conducto de admisión, en uno de los ensayos del presente estudio. Régimen 14000rpm.

En ésta vista, que es bidimensional, podemos ver cómo el flujo se va acelerando a medida que la sección de paso se estrecha, creándose zonas de alta velocidad en las inmediaciones de la cabeza de la válvula, dadas por los cambios de trayectoria y de área de paso que existen en dicho entorno.

Otro aspecto que nos permite comprobar dicha vista, además de la tridimensional, es cómo se llena el cilindro de mezcla, de tal manera que podemos ver si el lift escogido para nuestra geometría es el correcto.

Si ensayamos la geometría escogida, pero con un lift de 11,7mm en lugar de 11,1 mm, ocurre lo siguiente en cuanto a la trayectoria del flujo al llenar el cilindro:

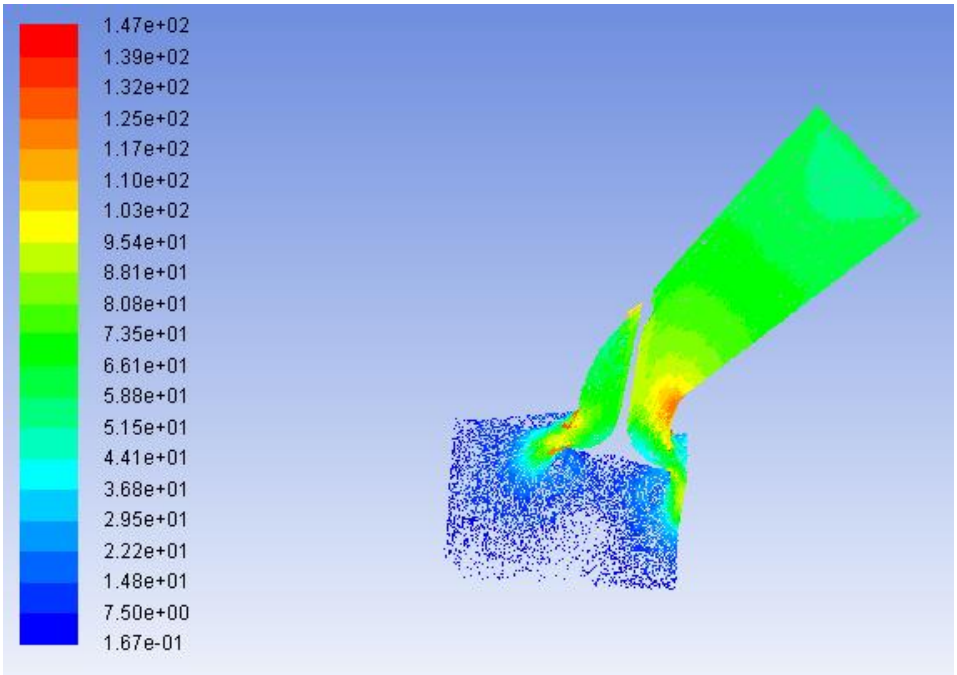


Figura E.69: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte que atraviesa el conducto de admisión, cuando se aumenta el valve lift. Régimen 14000rpm.

Podemos ver claramente cómo bajo la cabeza de la válvula se crea una zona sin velocidad, lo que quiere decir que el remolino que se genera al paso del aire por la válvula no es lo suficientemente rápido como para llenar dicha zona. Éste comportamiento puede afectar negativamente a la uniformidad de la combustión, al no quedar los gases bien repartidos y homogéneos por todo el cilindro, lo cual aumentará el riesgo inherente de detonación de la mezcla sobre todo a bajo régimen, donde la velocidad de los gases de entrada será aún más lenta.

La siguiente tabla de valores, nos muestra la potencia entregada antes de pérdidas para cada régimen de giro, siguiendo el procedimiento anteriormente explicado:

Tabla E.9: Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.

	30-70		W	Cv
rpm	rend vol	Trab neto	Pot bruta	Pot bruta
4000	0,8117	330,343443	11011,4481	14,9612066
6000	0,8735	355,509258	17775,4629	24,1514441
8000	0,9057	368,631422	24575,4281	33,3905274
10000	0,9102	370,448303	30870,6919	41,9438749
12000	0,9082	369,643091	36964,3091	50,223246
14000	0,9022	367,20087	42840,1015	58,2066597

TRAB CICLO	407,0000	J

Como podemos ver, acorde al rendimiento volumétrico esperado para el ciclo, se generan unas pérdidas, que dejan el aporte de trabajo para el ciclo, en un máximo de aproximadamente 370,5 J/ciclo. Vemos que el valor obtenido se corresponde con los 372 J/ciclo que estábamos obteniendo mediante método gráfico. Dado que la diferencia fundamental entre el método mixto y el gráfico residía en que las aperturas y cierres de válvulas no eran instantáneas, algo que éste estudio si que tiene en cuenta, podemos decir que el método gráfico nos daba valores correctos.

Éste estudio, ya al margen de los resultados, nos ha ayudado a aprender el uso del CFD para resolver problemas de ésta índole, de tal manera que implícitamente hemos aprendido a resolver problemas más sencillos. Dicho aprendizaje, nos será muy útil a la hora de simular los circuitos de refrigeración y de lubricación, para así poder verificar los cálculos analíticos que les van a preceder.

El CFD es una herramienta de análisis muy potente en el campo de las máquinas térmicas, ya que nos permite simular procesos que no podrían ser calculados manualmente, y por tanto supone un gran ahorro en costes de producción.

Por ejemplo, de no haber dispuesto de dicha herramienta, habríamos tenido que producir todas las combinaciones geométricas como prototipos, instrumentarlas, y analizar los datos obtenidos, para así tener una conclusión cualitativa de cuál es la mejor opción para implantar.

Dicha problemática, característica de la producción de motores antes de la irrupción del cálculo computacional, además de disparar los costes productivos, nos hace perder tiempo, e incluso limita nuestra flexibilidad en el diseño si tenemos un presupuesto acotado, porque quedamos limitados en cuanto a cuántos prototipos podemos fabricar.

Operando mediante ordenadores, conseguimos poder ensayar pequeñas variaciones y múltiples combinaciones de geometrías, repercutiendo solamente en el tiempo necesario para el análisis, lo cual se puede solucionar dedicando a varias personas a realizar dichos estudios, trabajando éstas en paralelo y uniendo los resultados al final, sin variar la fecha de entrega del primer prototipo, aunque aumentando los costes asociados a la mano de obra técnica implicada en el proyecto.

Una vez finalizado el estudio, seguimos cumpliendo con el objetivo principal del proyecto, que es producir un motor competitivo dentro de su ámbito. Con los datos obtenidos, podemos pasar al diseño material de algunas áreas del motor, dejando atrás la etapa de cálculos preliminares en busca de las solicitaciones mecánicas sobre el conjunto dinámico que compondrá el propulsor.

5.4. Diseño del mecanismo principal.

5.4.1. Introducción

El Anejo F, trata el diseño y optimización del mecanismo principal, que estará compuesto por el pistón, la biela, el cigüeñal y demás órganos que afecten directamente al mecanismo principal, como por ejemplo, el o los árboles contrarrotantes. Éste mecanismo tiene como propósito la transformación del movimiento alternativo del pistón, que aprovecha la presión producida por las explosiones para desplazarse, en movimiento rotativo en el cigüeñal, mediante una biela que los conecta a ambos.

Cada uno de los órganos que componen dicho mecanismo, tiene asociados elementos auxiliares, no por ello menos importantes, que requieren de cálculo y de consideraciones propias para su correcto funcionamiento. El mecanismo principal, podemos verlo en la imagen siguiente:



Figura F.1: Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]

Para llevar a cabo el diseño de dicho mecanismo, suele partirse de la base de diseñar el pistón y la biela, ya que son los elementos más sensibles del sistema.

Si revisamos la cinemática de cada elemento, podemos ver el tipo de movimiento que experimenta cada uno de los órganos integrantes del mecanismo como:

- Pistón: Movimiento puramente alternativo
- Biela: Movimiento alternativo y rotatorio
- Cigüeñal: Movimiento puramente rotatorio

Como primera aproximación al cálculo de las fuerzas que afectan al mecanismo, suele asumirse que una parte de la biela corresponde a masa alternativa, y la otra parte restante, corresponde a masa rotatoria.

De ésta manera, se puede obtener una solución analítica al sistema de fuerzas presente en el mecanismo, y posteriormente, se puede tratar el equilibrado de las mismas mediante la adición de contrapesos en el cigüeñal y contrapesos montados en un árbol contrarrotante.

5.4.2. Equilibrado del conjunto.

Las fuerzas de carácter alternativo que sufre el conjunto, debido a que el pistón y la biela suben y bajan, provocando fuerzas de inercia en el mecanismo, pueden descomponerse en fuerzas de primer orden y de segundo orden según las ecuaciones F.6 y F.7:

$$Primer\ orden:\ \ F_{A1} = m_A \cdot r \cdot \omega^2 \cdot cos\theta \qquad \text{(Ec. F.6)}$$

$$Segundo\ orden:\ \ F_{A2} = m_A \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta \qquad \text{(Ec. F.7)}$$

De tal manera, que si desarrollamos dichos términos en una hoja de Excel, podremos conocer, para cada punto en el que se sitúe el pistón (y toda la masa alternativa), qué fuerza debida a la inercia de las masas actuará sobre él.

Si realizamos un desglose de masas con los elementos uno por uno, tendremos en primer lugar:

Tabla F.3: Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.

			Volumen	Material	Densidad	Masa	Masa			
		Uds	mm3	---	g/cm3	g	kg			
PISTON	Pistón	1	64677,8	AlSi	2,76	178,5	0,1785	0,2568	ALTERNATIVA	
	Cojinete pistón	2	974,5	Tri-Metal	9,72	18,9	0,0189			
	Aros pistón	2	225,2	Acero-Si	7,85	3,5	0,0035			
	Bulón	1	7026,34	Acero	7,85	55,2	0,0552			
	Circlip bulón	2	40,5485	Acero	7,85	0,6	0,0006			
PIE BIELA	Pie de biela	1	1590	Ti-6Al-4V	4,42	7,0	0,0070	0,0113	ALTERNATIVA	
	Mitad cojinete pie biela	1	435,7625	Tri-Metal	9,72	4,2	0,0042			
CUERPO BIELA	Mitad cojinete pie biela	1	435,7625	Tri-Metal	9,72	4,2	0,0042	0,1891	0,0630	ALTERNATIVA
	Cuerpo biela sin pie	1	34156	Ti-6Al-4V	4,42	151,0	0,1510			
	Pernos biela (cuerpo)	2	1107,95	Acero	7,85	17,4	0,0174		0,1260	ROTATIVA
	Cojinete bie-cig superior	1	1836,05	Tri-Metal	8,97	16,5	0,0165			
CABEZA BIELA	Brida biela	1	13055,7	Ti-6Al-4V	4,42	57,7	0,0577	0,0942	ROTATIVA	
	Pernos biela (Brida)	2	1274,12	Acero	7,85	20,0	0,0200			
	Cojinete bie-cig inferior	1	1840,73	Tri-Metal	8,97	16,5	0,0165			

Por tanto, el total de masa alternativa es de 0,331 kg, y por tanto, si aplicamos las ecuaciones F.6 y F.7, podemos ver en el siguiente diagrama las fuerzas alternativas sobre el pistón, que serán, a 14000rpm:

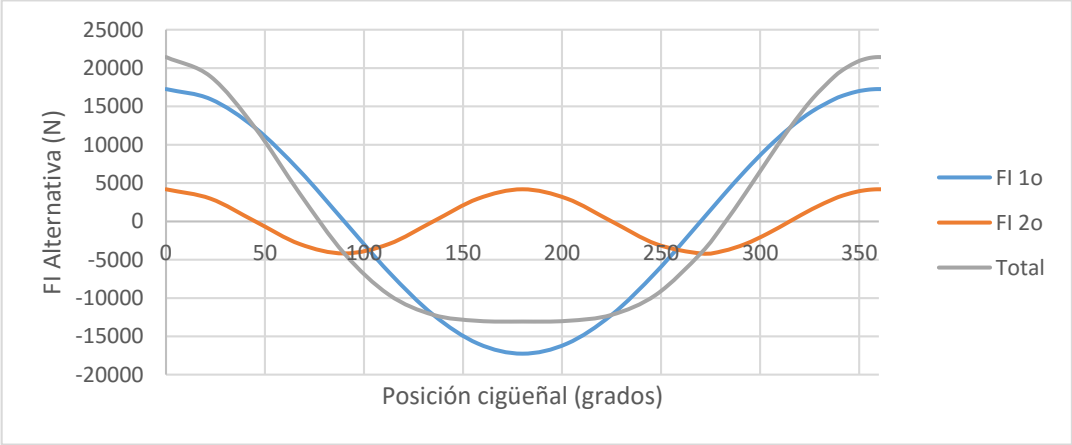


Figura F.7: Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.

Podemos trasladar dichas fuerzas a presión, si dividimos la fuerza por el área del pistón [4], y de ésta manera, podremos saber la potencia mecánica que perdemos, respecto de la presión que ejercen los gases sobre el pistón, obteniendo la potencia del motor al eje cigüeñal.

Si trazamos el diagrama de presiones obtenido en el Anejo C, por método gráfico, y modificamos el signo de la presión en función de si actúa a favor o en contra del movimiento, tendremos:

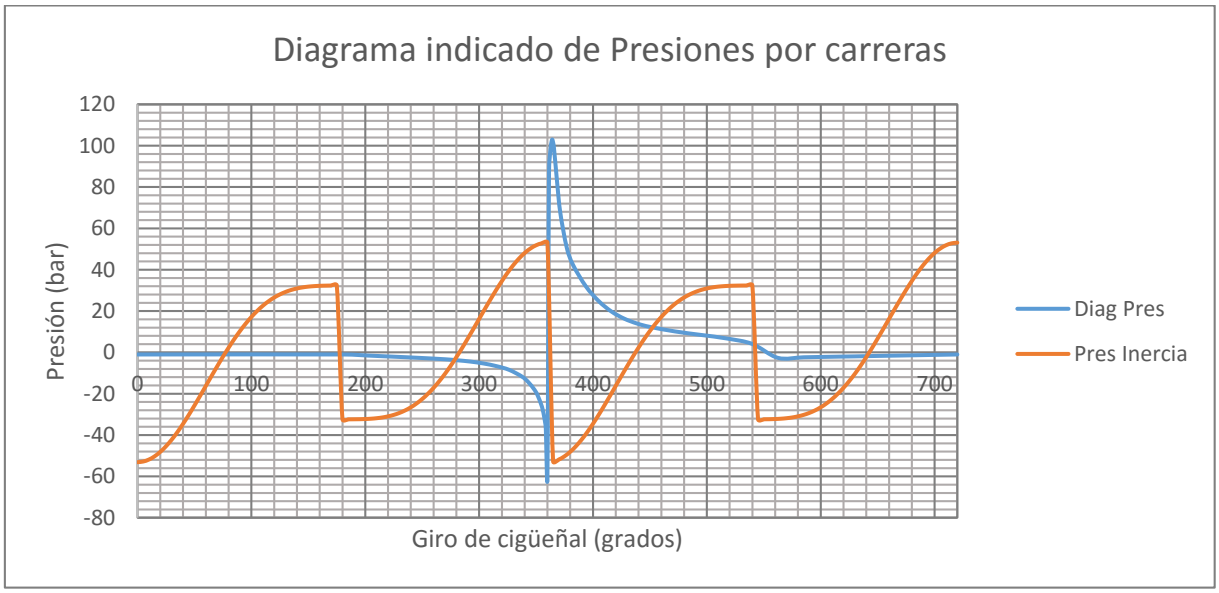


Figura F.8: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.

Si combinamos la fuerza ejercida por los gases sobre el pistón, con la fuerza de inercia resultante sobre el mismo a cada régimen, tendremos una curva que será combinación de las dos anteriores, y que representará la carga neta sobre el pistón. Podemos evaluar dicha carga a cada régimen de motor, en busca de qué efecto tiene la velocidad de giro del motor sobre la carga aplicada sobre el pistón.

En las siguientes figuras, podemos ver graficadas la presión que ejercen los gases sobre el pistón, la presión de inercia, y la combinación de ambas, para 4000, 8000 y 14000rpm respectivamente:

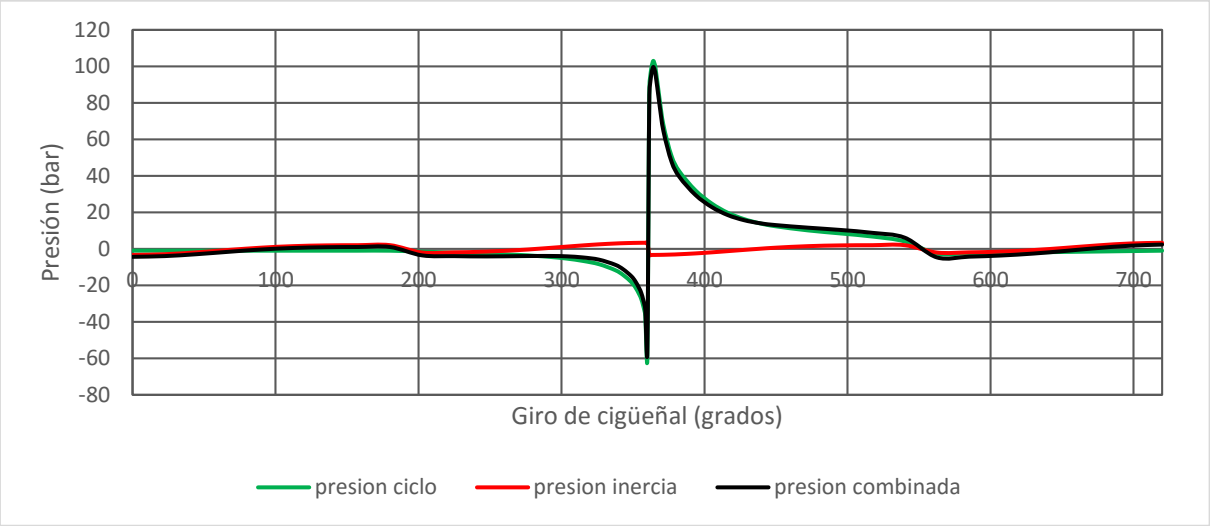


Figura F.9: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 4000rpm.

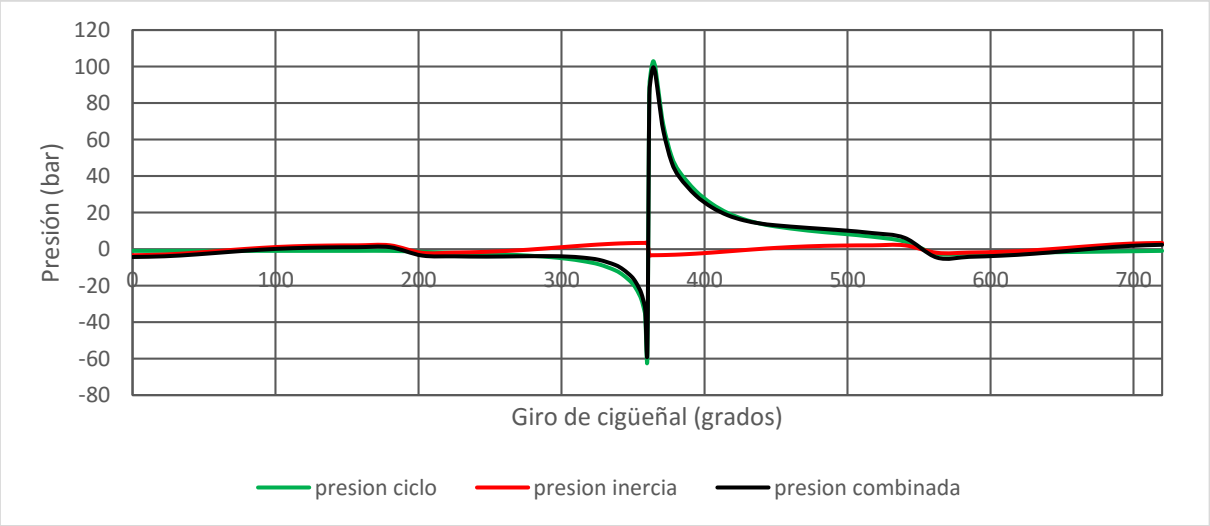


Figura F.10: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 8000rpm.

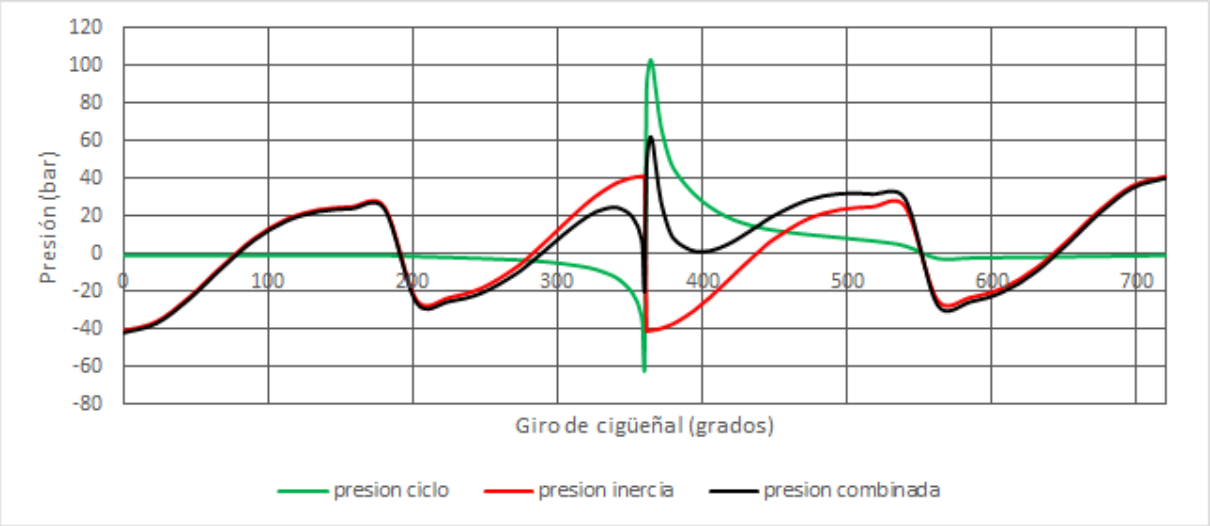


Figura F.11: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 14000rpm.

Podemos ver, cómo las fuerzas de inercia cada vez cobran una mayor relevancia sobre la fuerza que sufre el pistón, dejándonos dos tipos de carga fundamentales. La carga a bajo régimen, de tipo impulsivo (un solo pico cada dos vueltas de cigüeñal) y muy intensa en cuanto a magnitud, y la carga a alto régimen, que no es muy intensa en cuanto a magnitud, pero es de tipo periódico y se da a una frecuencia más elevada que la primera.

Tras aplicar el método 1/3 2/3, que asigna dichas proporciones de masa de la biela a masa alternativa y rotativa respectivamente, nos damos cuenta de que podemos obtener un cálculo más preciso si tratamos la biela como dos masas concentradas en los ejes de rotación, a unas determinadas distancias del centro de masas del modelo de la biela.

Para ello, volveremos a modelizarla en dos masas, pero conociendo de antemano la posición del centro de masas respecto del eje entre centros de la biela, y plantearemos el sistema de ecuaciones siguiente:

$$m_1 + m_2 = m_B \quad \text{(Ec. F.8)}$$

$$m_1 \cdot d_1 = m_2 \cdot d_2 \quad \text{(Ec. F.9)}$$

Que correspondería al sistema siguiente:

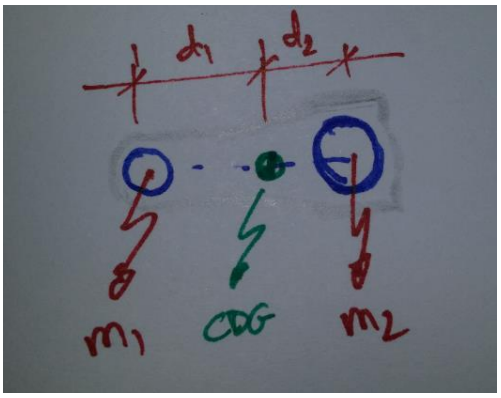


Figura F.19: Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela con respecto a su centro de masas.

Tendremos que:

$$m_1 = 233{,}33g\ , concentrados\ en\ el\ pie\ de\ la\ biela.$$

$$m_2 = 61{,}22g\ , concentrados\ en\ la\ cabeza\ de\ la\ biela.$$

Entonces, asumiendo que la masa de la biela rotativa es de 233,33g en total, y la masa alternativa es de 61,22g, si realizamos una comparación con el caso simplificado, veremos que la diferencia entre ambos métodos será de:

Tabla F.5: Diferencias en el reparto de masas entre métodos.

masa en g	Método 1	Método 2	Diferencia
ALTERNATIVA	74,2865	61,22	13,0665165
ROTATIVA	220,2674	233,33	13,0625639
SUMA (g)	294,55	294,55	0,0039526

Tras hallar dichos valores, deberemos repetir el contrapesado inicial del cigüeñal, que consiste en contrapesar una mitad de las fuerzas de inercia alternativas de primer orden mediante contrapesos en el mismo, y la otra mitad mediante contrarrotantes para equilibrar la componente horizontal de dichas fuerzas. Esto lo realizamos mediante productos masa·distancia, ponderando los productos de cada elemento para equilibrarlos a ambos lados del eje de rotación del cigüeñal, anulando la reacción primaria sobre el apoyo del cigüeñal. Tras el equilibrado, la resultante corresponde a la fuerza de inercia alternativa de segundo orden:

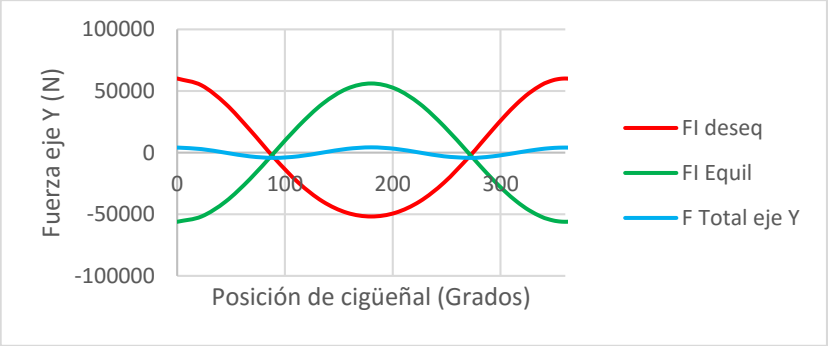


Figura F.17: Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal, a 14000rpm (a repartir entre el número de apoyos).

Ésta fuerza solamente suele contrapesarse en grandes motores marinos diésel, por tanto la trataremos como asumible.

5.4.3. Estudios de concentración de tensiones en elementos.

La concentración de tensiones, es un fenómeno a evitar en todos los elementos del motor, en la medida de lo posible, ya que limita en muy gran medida la vida a fatiga potencial del componente. Una distribución de tensiones progresiva, permite que el nivel crítico de tensión en una pieza ante una carga o un conjunto de ellas, sea menor.

Para analizar la concentración de tensiones en los elementos, hemos empleado ProEngineer, ya que nos permite realizar simulaciones de elementos finitos (MEF).

Podemos ver en la imagen siguiente, cómo en una arista del pistón existía concentración de tensiones:

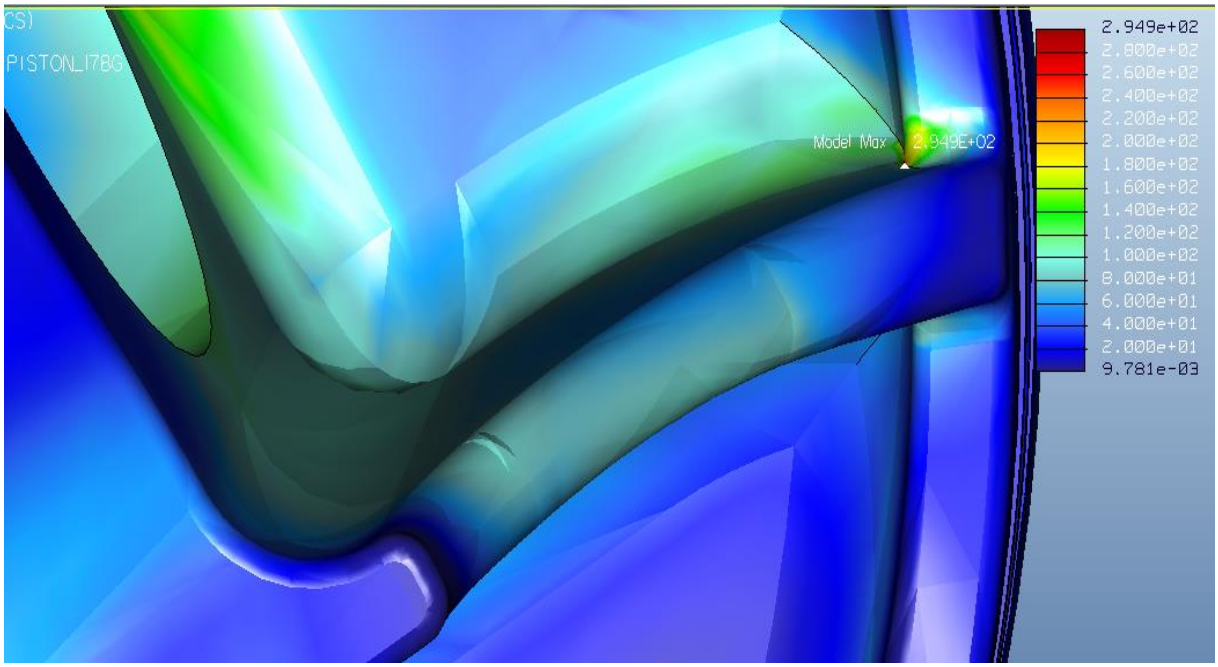


Figura F.22: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, para una carga de 103bar de presión.

Dicha concentración de tensiones, puede eliminarse si se agranda el radio de empalme entre el nervio del pistón, y su cara externa.

Una vez realizadas las modificaciones necesarias, podemos ver el resultado en la imagen siguiente:

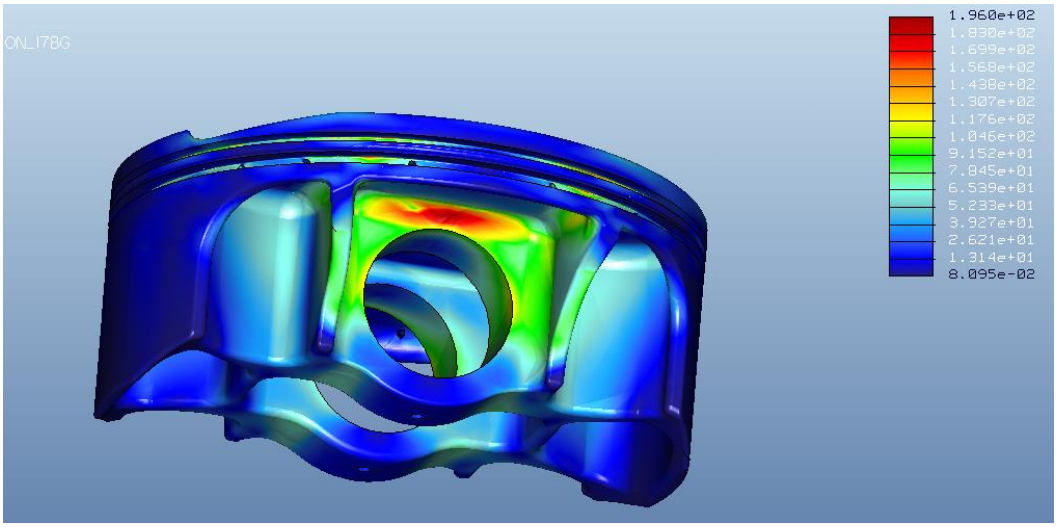


Figura F.24: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración, para una carga de 103bar de presión.

Vemos que el pistón en éste caso, ya no concentra tensiones de manera abrupta, porque su valor máximo se encuentra en una zona bastante amplia. Además, podemos ver cómo el nivel de tensión se incrementa de manera progresiva. Éste método se ha aplicado también a la biela y al cigüeñal, de manera que se hayan podido corregir defectos del diseño preliminar. Para información más detallada, consultar el Anejo F, apartado 5.

5.4.4. Estudios modales de cargas y elementos.

Éste tipo de estudios, también emplean ProEngineer como simulador, y sirven para conocer las frecuencias a las cuales los elementos tienen modos propios de vibración, de tal manera que se pueda evitar que para las condiciones de funcionamiento exista resonancia en ninguno de los elementos del motor. También se han analizado las cargas, ya que el nivel de fuerza sobre los componentes es variable con el tiempo y se requiere de la Transformada de Fourier para conocer las frecuencias propias de excitación sobre los elementos. Para dicho cometido, hemos escrito un script mediante Matlab, que es el siguiente:

```
clear all
close all
%Análisis espectral mediante Matlab de las progresiones de carga sobre
%elementos mecánicos del motor del TFM.
load carga.txt;
load angulo.txt;
A=[carga];
B=[angulo];
n=input ('Introduzca régimen de motor (rpm): ');
disp ('La velocidad angular de la pieza de estudio es: ')
w=n*2*pi/60; %Cambiar al calcular árbol de levas.
disp (w)
disp ('rad/s')
y=w*360/(2*pi);
t=B*(1/y)
fc=n*25.71/60
disp ('La frecuencia de carga es: ')
disp (fc)
disp ('Hz')
%
a=fft(A);
a_mag= abs (a);
a_fase= angle (a);
N= length (a);
F1= ((0: 1/N: 1-1/N)*fc);
%
Q=N/2
F2=F1(1:Q)
a_2=a_mag(1:Q)
plot(F2, a_2)
grid on
Vect=[F2', a_2];
```

Figura F.34: Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga.

Lo que buscamos, es saber si las frecuencias de la excitación se acercan a las frecuencias propias de alguno de los elementos.

Las frecuencias propias de la excitación, se obtienen analizando un espectro de frecuencias, como el que podemos ver en la imagen siguiente:

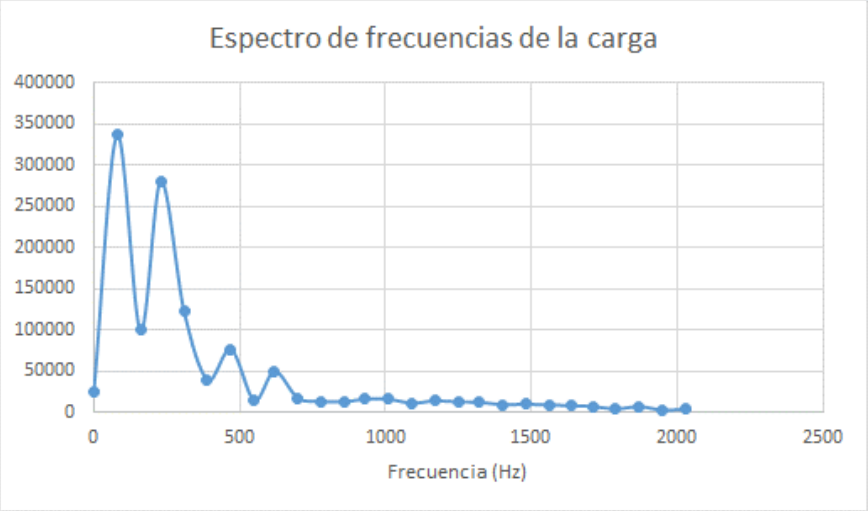


Figura F.35: Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela para un régimen de giro de 10000rpm en el cigüeñal.

Tabulando todas las frecuencias de excitación, tenemos lo siguiente:

Tabla F.5: Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.

		RPM					
		4000	6000	8000	10000	12000	14000
Frec (Hz)	f1	33	49	65	80	97	120
	f2	97	146	194	230	292	315
	f3	194	292	389	470	582	625
	f4	259	388	517	620	776	840
	f5	355	534	711	780	1068	1177
	f6	----	----	----	930	----	1268
	f7	----	----	----	----	----	----
	f8	----	----	----	----	----	----
	f9	----	----	----	----	----	----
	f10	----	----	----	----	----	----

Hemos analizado hasta el quinto o sexto modo de vibración en la carga, de tal manera que vemos que en ningún caso se superan los 1,3kHz de frecuencia.

Podemos ver la evolución de la frecuencia propia de la excitación en la imagen siguiente:

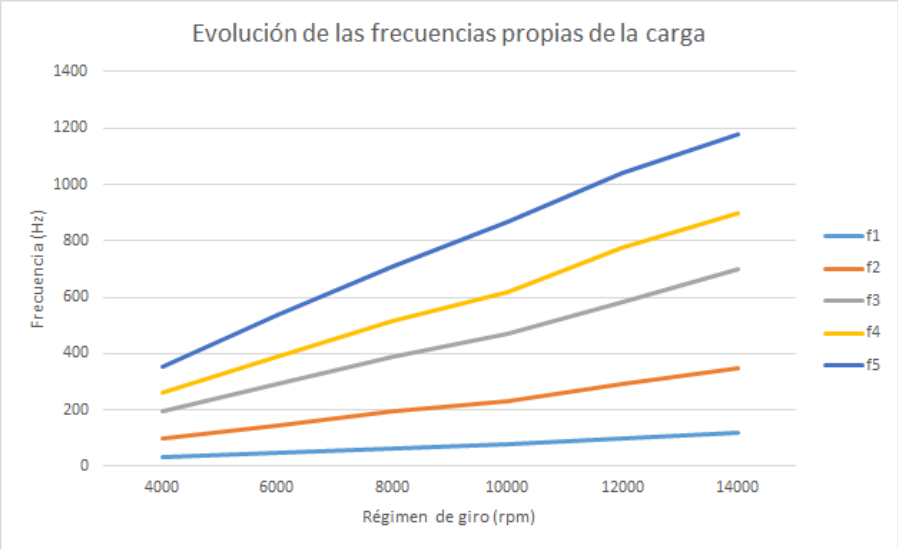


Figura F.36: Vista en Excel de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) sobre la biela, en función del régimen de giro del motor.

Para los elementos, en lugar de los datos de fuerza para cada tiempo introducidos a Matlab, lo que haremos será realizar un análisis modal mediante ProEngineer a través del modelo geométrico del componente, con su material y sus restricciones de desplazamiento.

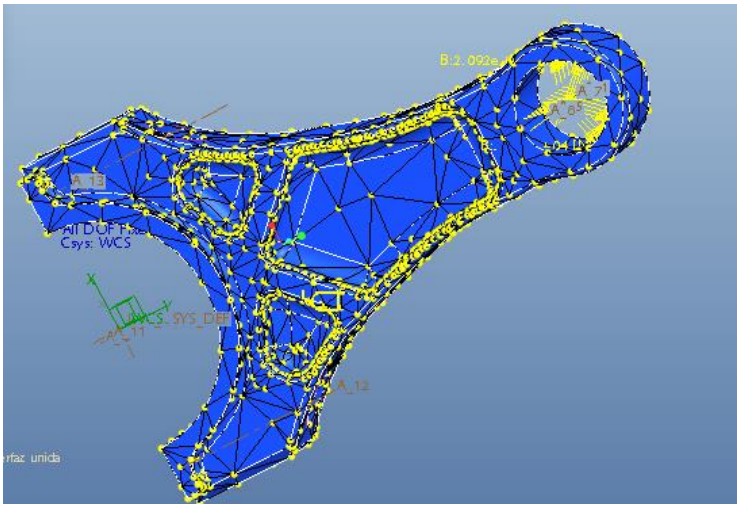


Figura F.39: Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal.

También nos hemos fijado en cómo son los modos de vibración, por si se ha tenido que revisar la hipótesis de restricciones del componente. Podemos ver los resultados, con los 10 valores más pequeños marcados en amarillo, en la siguiente tabla de Excel:

Tabla F.6: Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.

			Biela				
		Pistón	A1	A2	A3	A4	Cigüeñal
Frec (Hz)	f1	10666	20166	12664	35856	15587	12236
	f2	11282	27616	15854	35905	21459	12486,8
	f3	12490	40782	19422	40199	23661	13009,3
	f4	13466	51258	25639	40220	31269	13203,1
	f5	13956	51279	29046	49186	33025	14269
	f6	14005	63365	31631	49262	37258	15291,2
	f7	15484	78548	33635	68001	38005	15310,2
	f8	15516	78622	34854	68296	42127	15965,7
	f9	15716	91084	36864	79019	42381	20641,6
	f10	18559	97451	39516	79165	49770	20679,6

Podemos ver que el valor de la frecuencia mínima para el sistema pistón-biela-manivela, está por encima de 10kHz, de tal manera que es muy improbable que el sistema entre en resonancia para las condiciones de funcionamiento que se van a dar en el motor.

Por tanto, se puede dar por concluido éste estudio para ésta zona concreta del motor, aunque se aprovechará la operativa aquí implementada para ensayar de la misma forma otras partes del mismo que sean susceptibles de sufrir las mismas condiciones de carga.

5.4.5. Estudios de cargas sobre elementos.

Para verificar la resistencia de los elementos, hemos realizado los siguientes estudios sobre cada elemento, en orden:

- Estudios estáticos componente por componente para diferentes casos de carga.
- Estudio de pandeo en la biela.
- Estudio de fatiga en los pernos de biela.
- Inserción de cojinetes mediante temperatura en pistón y biela.

Dichos estudios, nos permiten realizar una primera verificación, para saber si los componentes fallan por sobrecarga. Hemos estudiado varios casos por componente, ya que la carga sobre el mecanismo, como hemos visto anteriormente, no es igual a alto régimen que a bajo régimen. Para el pistón, tenemos lo siguiente:

Tabla F.7: Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.

Esfuerzos estáticos sobre el pistón				MPa
rpm	Carga %	Pres (bar)	Pres (Mpa)	Tens máx VM
4000	50	70,4	7,13328	137,5
6000	80	89,96	9,115197	173,5
8000	100	103	10,436475	195
10000	100	103	10,436475	189,4
12000	100	103	10,436475	182,5
14000	100	103	10,436475	174,4
14000	0	37,8	3,830085	30,71

Añadiremos dos casos más como revisión del pistón, para asegurarnos de que resistirá las fuerzas a las que estará sometido. El primero es a fuerza inercial máxima, sin existencia de presión, para una posición de PMS, de tal manera que flexionará hacia arriba y no hacia abajo. El segundo, será a 4000rpm y plena carga, ya que se prevé que bajo estas condiciones encontraremos un máximo de tensión en el elemento, aunque dicho caso de funcionamiento sea improbable.

Así pues, tendremos:

- 4k rpm, 103 bar y 5287m/s^2 hacia arriba.
- 14k rpm, carga puramente a inercia, 64762m/s^2 hacia arriba.

El primer estudio, bajo las condiciones de definición anteriores, nos da una tensión máxima de 195,9MPa, justo en la misma localización que en la figura F.44. En el segundo estudio, se obtiene un valor de tensión máxima de 29,57MPa, por lo tanto escogeremos como valor de referencia el de 195,9 MPa para el pistón, al darse la tensión máxima en la misma localización para todos los casos de estudio.

El caso de carga pico a 4000rpm, se trasladará como carga máxima al resto de estudios de componentes del mecanismo principal. Una vez conocidas las cargas estáticas sobre el pistón, puede pasarse a estudiar la biela, que presenta nuevas particularidades en cuanto al tipo de solicitaciones que sufre, y a su cálculo.

En cuanto a la biela, se tiene en cuenta la aceleración lateral que sufre, para contabilizarla, además de la fuerza axial que soporta, ya sea de tracción o de compresión, con los resultados siguientes:

Tabla F.10: Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.

- Traccion				
Val. Fza (N)	Rég (rpm)	Posición par	Acel (m/s2)	Mod MAX
35021	4000	4,21875	4465,89129	379,3
43055	6000	4,21875	10032,5854	472,2
46814	8000	4,21875	17863,5096	522,5
42892	10000	4,21875	27885,9992	493,8
32434	14000	4,21875	54670,2529	417,4
-20921	14000	0	27929	459,6
14700	14000	150-220	25237	147,1

Lo primero que nos ha llamado la atención, es que la tensión máxima para el caso de tracción, se da en una localización diferente que el de compresión, y por ello, deberán calcularse a fatiga ambas secciones, ya que la vida de una no tiene que ver con la vida de la otra, porque sus condiciones son diferentes. En cuanto al caso de compresión, podemos escoger el máximo como tensión de estudio para la vida a fatiga. Ambas tensiones de cálculo quedan señaladas en amarillo.

En cuanto al pandeo, se realizan dos cálculos diferentes, el primero mediante método analítico teniendo en cuenta que la biela fuera una viga recta con sección continua (la más desfavorable), y después mediante ProEngineer mediante el modelo completo de la biela.

El resultado del estudio es un coeficiente de seguridad de 2,63 en el peor de los casos de carga en el eje más débil de pandeo, y sabiendo que la bibliografía recomienda un valor de 2,5 como orientación para éste caso, podemos dar la biela por optimizada.

El estudio a fatiga de los pernos de biela, se realiza mediante la fuerza máxima de tracción que deberán soportar, y se toma como bibliografía el libro "Diseño en Ingeniería Mecánica", de Shigley.

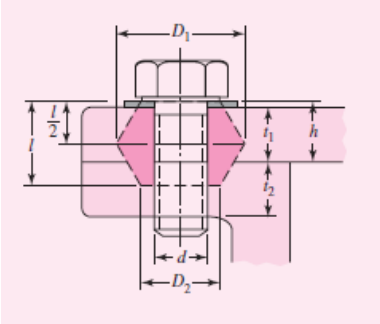


Figura F.67: Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]

El factor de carga de la unión, será el siguiente:

$$n = \frac{120 \cdot 0{,}0775 - 6{,}975}{0{,}253 \cdot 2{,}35} = 3{,}91$$

El factor de carga n_0, nos dará otro valor, siendo su definición la siguiente:

$$n_0 = \frac{6{,}975}{2{,}35 \cdot (1 - 0{,}253)} = 3{,}98$$

Al ser ambos factores calculados mayores a 1, sabemos que la unión no se separará bajo condiciones de carga, porque gracias a la precarga del perno, se mantiene todo el empaque unido.

En cuanto a la fatiga, tendremos que tener en cuenta varios factores y puntos del diagrama siguiente:

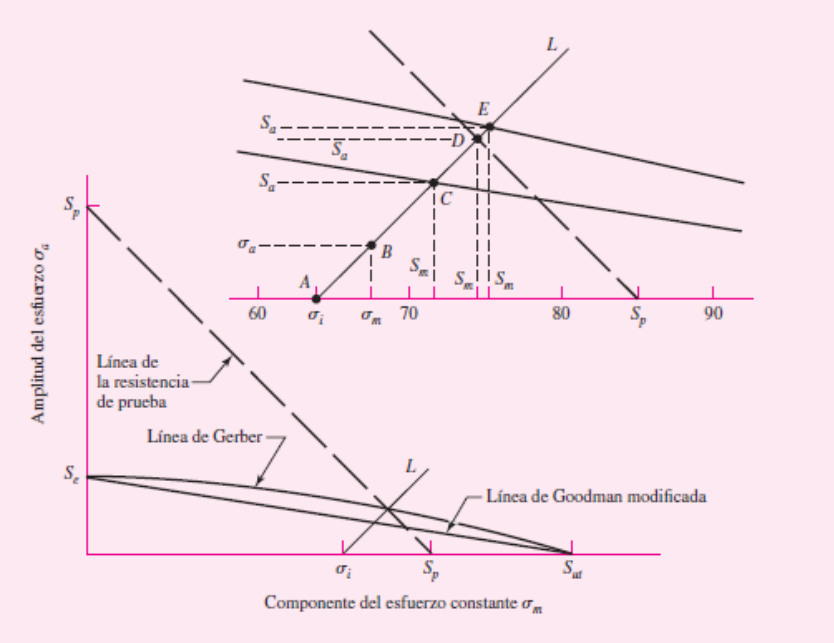


Figura F.68: Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]

Tendremos, como podemos ver en la figura anterior, cinco puntos fundamentales que nos permitirán calcular la seguridad de la unión ante fatiga por tensión en la unión. Por tanto, tendremos que el punto A puede hallarse como:

$$\sigma_i = \frac{6{,}975}{0{,}0775} = 90 kpsi$$

El punto B del diagrama se calculará mediante la ecuación siguiente:

$$\sigma_A = \frac{0{,}253 \cdot 2{,}35}{2 \cdot 0{,}0775} = 3{,}836 kpsi$$

Sabiendo que la carga media puede calcularse mediante la suma de las dos sigmas calculadas anteriormente [61],[68], tendremos que la carga media será:

$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i = 90 + 3{,}836 = 93{,}836 kpsi$$

El punto C del diagrama de la figura F.68, corresponde al Criterio de Goodman modificado, y obteniendo la resistencia a fatiga de un perno SAE de grado 8 como 23,2kpsi [61, tabla 8-17], correspondiente a S_e, y que S_{ut} para dicha especificación es de 150kpsi, tendremos la siguiente ecuación para S_A:

$$S_A = \frac{23{,}2(150-90)}{150+23{,}2} = 8{,}037 kpsi$$

Por tanto, el factor de seguridad a fatiga, según el Criterio de Goodman, será el siguiente:

$$n_f = \frac{S_A}{\sigma_A} = \frac{8{,}037}{3{,}836} = 2{,}10$$

El punto D, representa un fallo por rotura del perno, al superar la tensión en éste la resistencia mínima de prueba tabulada en la tabla 8-9 de la bibliografía [61]:

$$S_{AP} = \frac{120-90}{2} = 15 kpsi$$

$$n_P = \frac{15}{3{,}836} = 3{,}91$$

Por tanto, al ser el coeficiente de Goodman el menor valor de los dos obtenidos hasta el momento, sabremos que la unión fallaría eventualmente por fatiga y no por una sobrecarga del perno por encima de su resistencia de prueba.

Por último, si empleamos el Criterio de Gerber para obtener el punto E del diagrama, la ecuación que rige el cálculo de S_{AG} será la siguiente:

$$S_{AG} = \frac{1}{2 \cdot 23{,}2}\left[150\sqrt{150^2 + 4 \cdot 23{,}2(23{,}2+90)} - 150^2 - 2 \cdot 90 \cdot 23{,}2\right] = 12{,}39 kpsi$$

Y el coeficiente de seguridad a fatiga según Gerber, será el siguiente:

$$n_{fG} = \frac{12{,}39}{3{,}836} = 3{,}23$$

Una vez concluido el cálculo a fatiga de la unión entre la brida de la biela, y entre el cuerpo de la biela, obtenemos como resultado que la unión:

- 1: No se separa ante carga máxima
- 2: Es favorable por criterio de resistencia mínima de prueba, al obtener n>1
- 3: Resiste a vida infinita la fatiga, ya que tanto el criterio de Goodman como el de Gerber arrojan factores de seguridad por encima de 1.

En éste punto podemos dar la unión como validada a fatiga, y decir entonces que salvo cambios dimensionales en los elementos a unir, ésta será la disposición definitiva para dicha unión.

Para la brida de cierre de la biela, hemos obtenido lo siguiente:

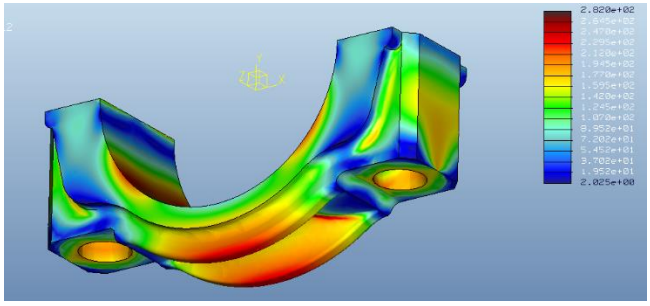


Figura F.71: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela, para el caso de estudio número 2.

Tendremos una tensión máxima de 282MPa en la zona inferior de la brida, lo cual cuadra con la naturaleza de las cargas que soporta el elemento. En cuanto al caso 1, no se muestra al dar una carga de compresión de 41,54MPa en la zona de apriete de los tornillos, valor muy por debajo de la magnitud de resistencia del material del que está construida la pieza.

Por tanto, completado el cálculo de fuerzas estáticas de dicho componente, podemos darlo por validado y pasar a nuevos cálculos posteriores.

En cuanto al cigüeñal, los resultados son los siguientes:

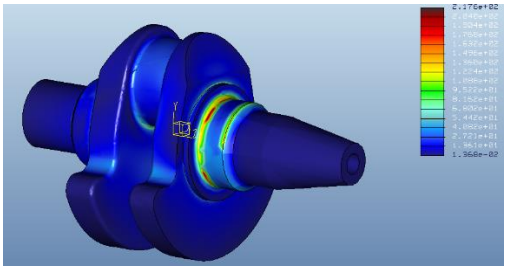


Figura F.75: Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).

Tenemos una tensión máxima de Von Mises de 217,6MPa, y a continuación aislaremos las cargas secundarias para probar su existencia. Si aislamos solamente las cargas secundarias, tendremos el siguiente resultado:

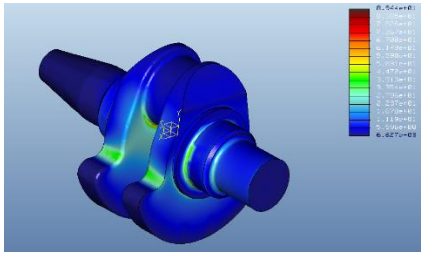


Figura F.76: Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones solamente debidas a las cargas secundarias (Estudio 1).

En éste caso puede verse tanto la torsión en la punta del eje (en azul más claro) junto con las tensiones derivadas de la fuerza centrífuga, en verde y en azul claro, degradado en dirección radial. Esto nos indica que ambas cargas han sido computadas correctamente por el programa, teniendo una tensión máxima de Von Mises de 217,6MPa.

Al ver que la carga generada por la fuerza centrífuga sería la única en aumentar para el estudio número 2, y viendo que ésta puede ser relegada a un plano secundario respecto de la carga principal, asumiremos que el estudio número 1 va a tener la carga máxima estática sobre el cigüeñal, y por tanto se estudiará a fatiga ésta, sin necesidad de realizar un segundo estudio.

La inserción de cojinetes en un asiento, tanto para el caso del pistón como de la biela, introduce una tensión de carácter permanente en el asiento de dicho elemento, tal y como puede verse en la imagen siguiente:

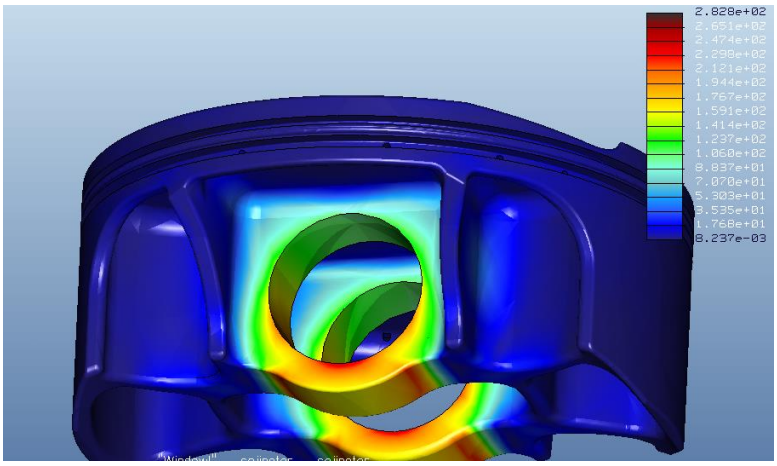


Figura F.82: Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes, para temperatura ambiente.

Dicha tensión viene dada porque los cojinetes se insertan calentando el elemento que los aloja, y cuyo alojamiento es ligeramente menor en diámetro interior al diámetro exterior del cojinete, de tal manera que cuando ambos componentes se enfrían, la unión es permanente.

Dicho estudio, nos permite modificar los valores de tensión en el pistón y la biela, y así poder evaluar a fatiga cada componente de una manera más precisa. Dicha inserción, modifica la tensión media del punto en cuestión, quedando la tensión alternativa invariada, pero influyendo en la vida a fatiga esperada del componente.

5.4.6. Estudios a fatiga de elementos.

Para realizar dichos estudios, se ha empleado el libro "Diseño en Ingeniería Mecánica" de Shigley, y se ha seguido el Criterio de Gerber para calcular la resistencia a fatiga, y la Regla de Miner, para ponderar cada caso de carga sobre cada elemento, estableciendo unas condiciones mediante la visualización de videos *on board* en el Circuit de Catalunya, y así pudiendo saber qué porcentaje de una vuelta se va a cada rango de regímenes de giro de motor.

También se han seleccionado previamente los materiales a emplear en cada pieza del conjunto a diseñar, de tal manera que:

Tabla F.23: Material empleado por cada componente del mecanismo principal.

Componente	N. Aleac	Designacion
Pistón	Aluminio	7034-T6
Bulón	Acero	AISI4150
Biela	Titanio	Ti-6Al-4V G5
Cigüeñal	Acero	AISI4150
Contrarrotante	Acero	AISI4140
Piñones	Acero	AISI4150

La resistencia a fatiga de un material, para cada caso concreto, se modifica de la siguiente manera:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \qquad (6\text{-}18)$$

donde k_a = factor de modificación de la condición superficial
k_b = factor de modificación del tamaño
k_c = factor de modificación de la carga
k_d = factor de modificación de la temperatura
k_e = factor de confiabilidad[13]
k_f = factor de modificación de efectos varios
S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Figura F.91: Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]

Por tanto, para cada caso, la resistencia a fatiga del material será diferente, según las condiciones que se den en él. Los coeficientes modificadores, se hallan mediante tablas en la bibliografía, y para una consulta más detallada, el lector puede dirigirse al Anejo F, apartado F.8.2.

A lo largo de la vida útil del motor, se han estimado los siguientes porcentajes de uso por régimen, asumiendo que en condiciones de carrera el motor va siempre a plena carga:

Tabla F.29: Porcentajes totales de rangos de régimen motor.

rpm	1	2	3	4	5	6	TOTAL
4000-6000	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,9
6000-8000	0,004	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,4
8000-10000	0,003	0,167	0,000	0,000	0,000	0,000	17,0
10000-12000	0,002	0,141	0,117	0,000	0,000	0,000	26,0
12000-14000	0,002	0,124	0,103	0,173	0,133	0,022	55,7

Para el pistón, teníamos dos casos fundamentales de carga, que eran críticos, de tal manera que los resultados del estudio quedan resumidos en las tablas siguientes:

Tabla F.31: Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.

MODO	σA	σMED	% ciclos	r	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	122,81	-118,19	0,89	-1,04	113,00	178,17	NO	SI	INFINITA
2	127,15	-113,73	0,37	-1,12	113,00	179,39	NO	SI	INFINITA
3	133,44	-106,45	17,02	-1,25	113,00	181,03	NO	SI	INFINITA
4	139,50	-93,50	26,01	-1,49	113,00	182,97	NO	SI	INFINITA
5	148,74	-75,78	55,70	-1,96	113,00	185,03	NO	SI	INFINITA

Tabla F.33: Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.

MODO	σA	σMED	% ciclos	r	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	12,00	57,00	0,89	0,21	12,07	98,17	NO	NO	INFINITA
2	22,76	67,76	0,37	0,34	22,95	122,30	NO	NO	INFINITA
3	36,60	81,60	17,02	0,45	37,04	134,44	NO	NO	INFINITA
4	53,51	98,51	26,01	0,54	54,45	140,87	NO	NO	INFINITA
5	73,50	118,50	55,70	0,62	75,38	144,55	NO	NO	INFINITA

Nótese que cada modo de carga corresponde respectivamente al rango expresado en la tabla F.29 vista anteriormente para la densidad porcentual de cada rango de régimen de giro del motor.

En cuanto a la biela, obtenemos mediante el mismo método, los siguientes resultados:

Tabla F.35: Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.

MODO	σA	σMED	A	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	37,56	97,56	0,38	0,89	37,90	212,91	NO	NO	INFINITA
2	71,24	131,24	0,54	0,37	72,40	242,48	NO	NO	INFINITA
3	114,54	174,54	0,66	17,02	117,89	255,75	NO	NO	INFINITA
4	167,46	227,46	0,74	26,01	175,95	262,61	NO	NO	INFINITA
5	230,00	290,00	0,79	55,70	249,60	266,57	NO	NO	INFINITA

En cuanto al cigüeñal, tenemos lo siguiente:

Tabla F.36: Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.

MODO	σA	σMED	A	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	217,50	0,50	435,00	100,00	217,50	298,00	NO	NO	INFINITA

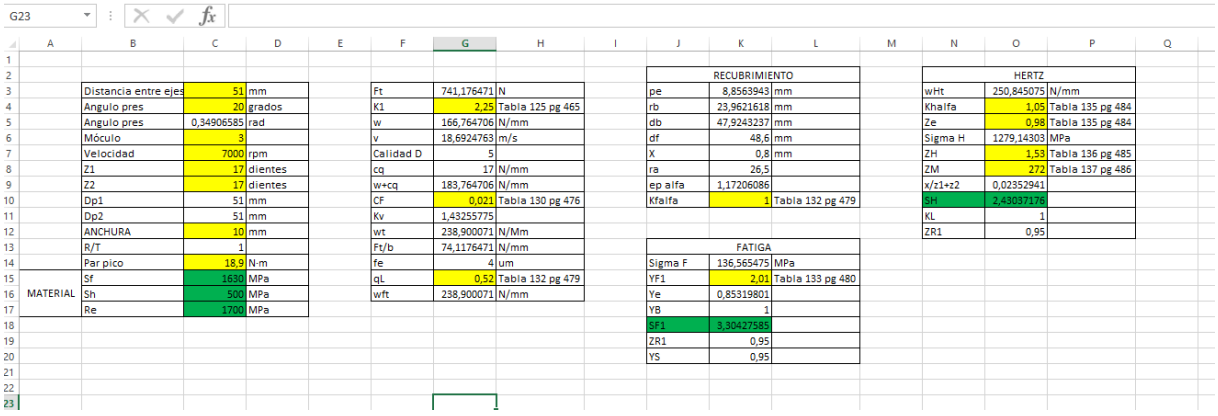
5.4.7. Cálculo de engranajes.

Mediante el manual de diseño de K.H. Decker, hemos diseñado los acoples mediante ruedas dentadas entre cigüeñal y contrarrotantes, y entre el mando del embrague y el embrague (en éste capítulo del diseño, hay más cálculos a lo largo del proyecto).

Dicho método de cálculo, se apoya en tablas experimentales y analíticas para el diseño y la comprobación de engranajes, y nos permite comprobarlos mediante tres vías:

- Tensión en el diente.
- Vida a fatiga del diente.
- Vida antes del fallo del flanco del diente (Presión de Hertz).

Se necesita un resultado favorable en los tres criterios para que un acople mediante ruedas dentadas quede verificado de manera positiva. Los resultados se obtienen desarrollando una herramienta de Excel que nos permita calcular pares de engranajes sin emplear demasiado tiempo, la cual podemos ver en la siguiente imagen:



	Distancia entre ejes	51	mm
	Angulo pres	20	grados
	Angulo pres	0,34906585	rad
	Móculo	3	
	Velocidad	7000	rpm
	Z1	17	dientes
	Z2	17	dientes
	Dp1	51	mm
	Dp2	51	mm
	ANCHURA	10	mm
	R/T	1	
	Par pico	18,9	N·m
MATERIAL	Sf	1630	MPa
	Sh	500	MPa
	Re	1700	MPa

Ft	741,176471	N
K1	2,25	Tabla 125 pg 465
w	166,764706	N/mm
v	18,6924763	m/s
Calidad D	5	
cq	17	N/mm
w+cq	183,764706	N/mm
CF	0,021	Tabla 130 pg 476
Kv	1,43255775	
wt	238,900071	N/Mm
Ft/b	74,1176471	N/mm
fe	4	um
qL	0,52	Tabla 132 pg 479
wft	238,900071	N/mm

RECUBRIMIENTO			
pe	8,8563943	mm	
rb	23,9621618	mm	
db	47,9243237	mm	
df	48,6	mm	
X	0,8	mm	
ra	26,5		
ep alfa	1,17206086		
Kfalfa	1	Tabla 132 pg 479	

FATIGA		
Sigma F	136,565475	MPa
YF1	2,01	Tabla 133 pg 480
Ye	0,85319801	
YB	1	
SF1	3,30427585	
ZR1	0,95	
YS	0,95	

HERTZ		
wHt	250,845075	N/mm
Khalfa	1,05	Tabla 135 pg 484
Ze	0,98	Tabla 135 pg 484
Sigma H	1279,14303	MPa
ZH	1,53	Tabla 136 pg 485
ZM	272	Tabla 137 pg 486
x/z1+z2	0,02352941	
SH	2,43037176	
KL	1	
ZR1	0,95	

Figura F.110: Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.

Mediante dicha herramienta, obtenemos los resultados siguientes para cada contrarrotante:

Tabla F.38: Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.

DATOS CONTRARROTANTE			RESULTADOS CONTRARROTANTE		
Distancia entre ejes	54	mm	Ft	25,9259259	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	25,3717008	mm
Móculo	2		ra	27,6	mm
Velocidad	14000	rpm	FATIGA		
Z1	27	dientes	Sigma F	16,7111394	MPa
Z2	27	dientes	SF1	27,0029464	OK
Dp1	54	mm	HERTZ		
Dp2	54	mm	Sigma H	355,209723	MPa
ANCHURA	7	mm	SH	4,35939644	OK
R/T	1				
Par pico	0,7	N·m			
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			

Y para el mando del embrague, los resultados obtenidos pueden verse en la siguiente tabla, también obtenida de la misma hoja de cálculo:

Tabla F.39: Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.

DATOS EMBRAGUE			RESULTADOS EMBRAGUE		
Distancia entre ejes	100	mm	Ft	1034,48276	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	27,251086	mm
Móculo	2		ra	35,8	mm
Velocidad 1	14000	rpm	FATIGA		
Z1	29	dientes	Sigma F	289,621064	MPa
Z2	71	dientes	SF1	1,71387741	OK
Dp1	58	mm	HERTZ		
Dp2	142	mm	Sigma H	1622,14784	MPa
ANCHURA	7	mm	SH	0,95459856	MT (0,4 a 1)
R/T	2,44827586		LH1	35,7832623	Horas
Par pico	30	N·m	LH2	87,6072974	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Para una consulta más detallada sobre los cálculos, consultar los apartados F.9, F.10, F.13 y F.14 del Anejo F del proyecto.

5.4.8. Diseño del bloque motor.

Para el bloque motor, se ha optado por un diseño en aleación de Aluminio (obligatorio por reglamento) con camisa de acero AISI4150 rectificada, e insertada mediante interferencia térmica. Ha sido necesario entonces comprobar la tensión provocada al bloque por la inserción de la camisa, para computarla como solicitación en los cálculos de comprobación del mismo.

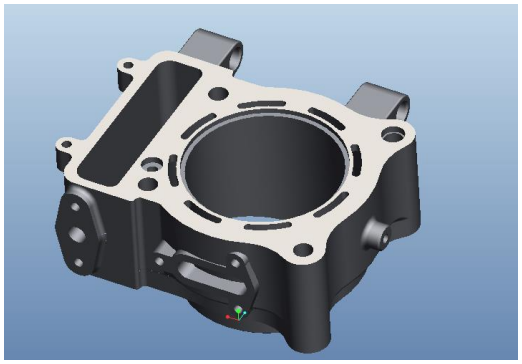


Figura F.101: Vista en ProEngineer del bloque motor.

Tras el mallado y el ensayo MEF a realizar mediante ordenador, podemos ver las tensiones sobre el bloque en la siguiente imagen extracta del programa:

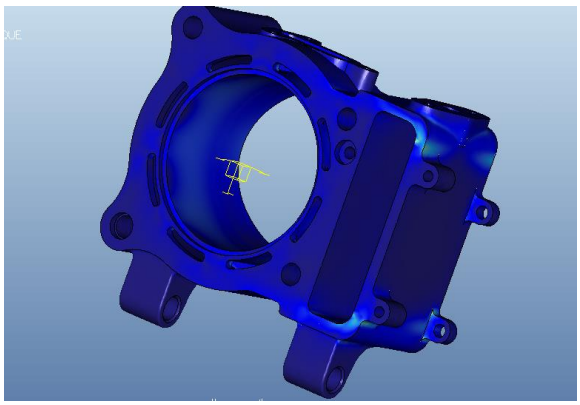


Figura F.104: Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.

Hemos vuelto a emplear ProEngineer como herramienta de simulación, para conocer dichas tensiones.

5.4.9. Efectos térmicos y ajustes de componentes.

Sabemos que la temperatura en el pistón, no es uniforme, sino que queda estratificada de una manera muy parecida a la proporcionada por la bibliografía, que podemos ver en la siguiente imagen:

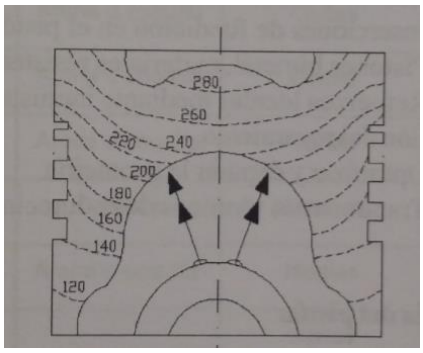


Figura F.80: Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]

Hemos optimizado el diámetro del pistón en 3 puntos diferentes a lo largo de su vertical, modificando el diámetro y creando conicidad en el mismo, para que en condiciones de trabajo, el diámetro del pistón sea de 81mm y encaje de manera perfecta en la camisa, evitando fugas de presión, y garantizando la vida de los aros, junto con una correcta lubricación del contacto deslizante entre las faldas y la camisa. Podemos ver dicho recorte en la imagen siguiente:

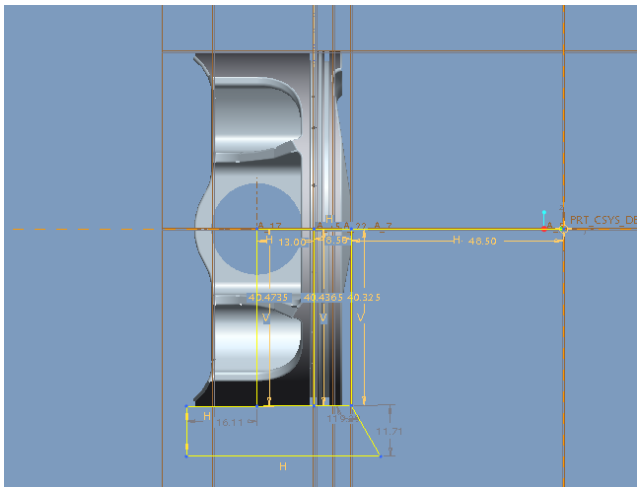


Figura F.105: Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.

5.5. Diseño de la culata.

5.5.1. Introducción.

El Anejo G, tratará el diseño de la culata, como organismo que deberá alojar los siguientes elementos fundamentales:

- Bujía
- Árboles de levas
- Válvulas de admisión y de escape
- Conductos de admisión y de escape
- Refrigeración por líquido
- Lubricación de los elementos móviles
- Distribución hasta los árboles de levas

Por tanto, y como primer paso de diseño, nos centraremos en la distribución para ir dimensionando elemento a elemento, todos los componentes que en conjunto van montados en la culata propiamente dicha.

Para ello, disponemos de datos de partida en relación tanto a la geometría de los conductos de admisión, como de los diámetros, tiempos de apertura y cierre de las válvulas, así como del tipo de bujía a emplear. También disponemos del tipo de sistema de accionamiento que vamos a emplear para las válvulas, que, recordemos, consiste en un piñón maestro al cual va conectada la cadena de distribución, y mediante el cual, haciendo girar un engranaje solidario, se harán girar los árboles de levas.

Recordemos, que la culata debe ser de Aluminio, los árboles de levas de acero, y las válvulas y muelles de las mismas serán, o bien de acero, o bien de Titanio por reglamento.

5.5.2. Diseño de las válvulas y de sus muelles.

Para éste diseño, ha sido necesario definir de manera definitiva los siguientes elementos:

- Válvulas de admisión y escape
- Muelles de válvulas de admisión y escape
- Casquillos de retención de los muelles
- Árboles de levas, de admisión y escape
- Piñones de árboles de levas
- Piñón maestro de culata, solidario a piñón arrastrado por la cadena de distribución
- Cadena de distribución y tensor
- Piñón de distribución en cigüeñal

Mediante los perfiles de leva definitivos, hemos podido calcular las fuerzas de inercia existentes en las válvulas y muelles, de tal manera que así hemos podido escoger los pares de muelles que nos garantizaban el contacto continuo entre la copa de la válvula y cada leva en cada caso. Podemos ver un diagrama cinemático para una válvula en la siguiente imagen:

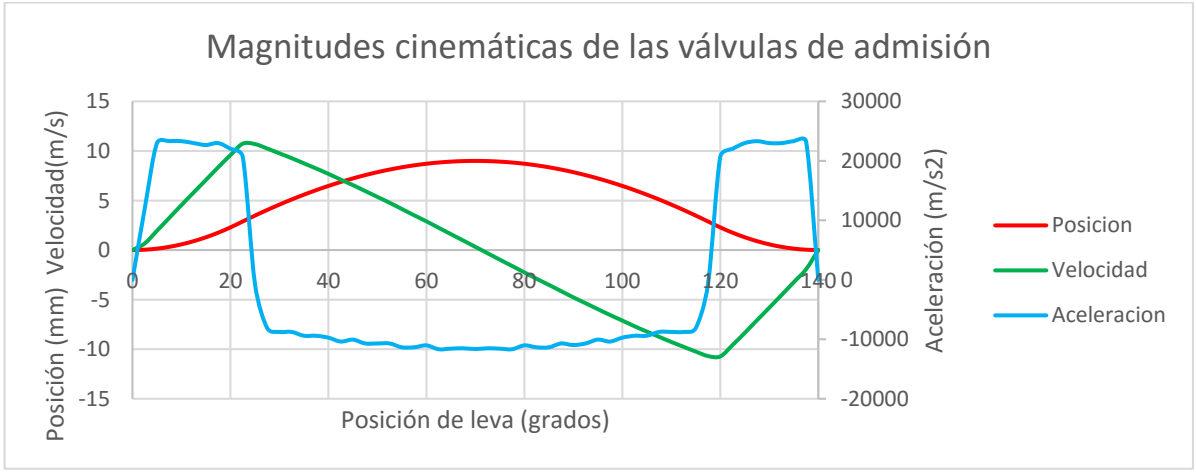


Figura G.4: Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).

Y la fuerza de contacto resultante entre la leva y el seguidor, en la siguiente imagen:

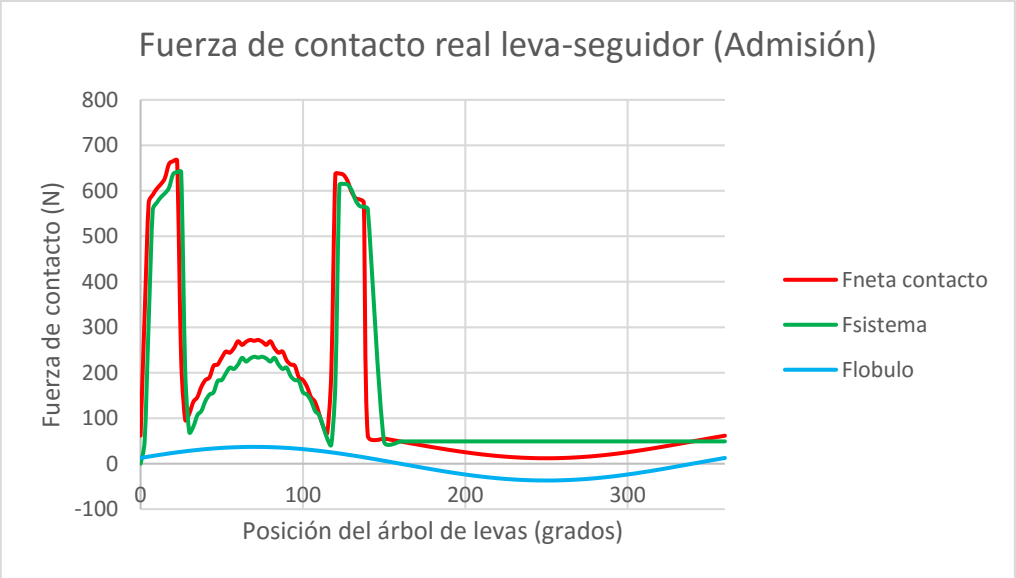


Figura G.9: Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de admisión, fuerza ejercida por la excentricidad de la leva, y fuerza neta de contacto resultado de ambas.

Se han tenido que tener en cuenta también, las frecuencias propias de los muelles, ya que influyen en muy gran medida en fallos por fatiga o por resonancia a alto régimen de giro de motor (flotado de válvulas).

5.5.3. Estudios de resistencia y fatiga sobre los árboles de levas.

Tras conocer el par motor necesario para mover la cadena cinemática válvulas-muelles a aplicar en los árboles de levas, hemos realizado un estudio de resistencia y fatiga del mismo tipo al realizado en el Anejo F con el mecanismo principal y elementos agregados. En la siguiente imagen, tenemos una imagen del primer diseño del árbol de levas de admisión:

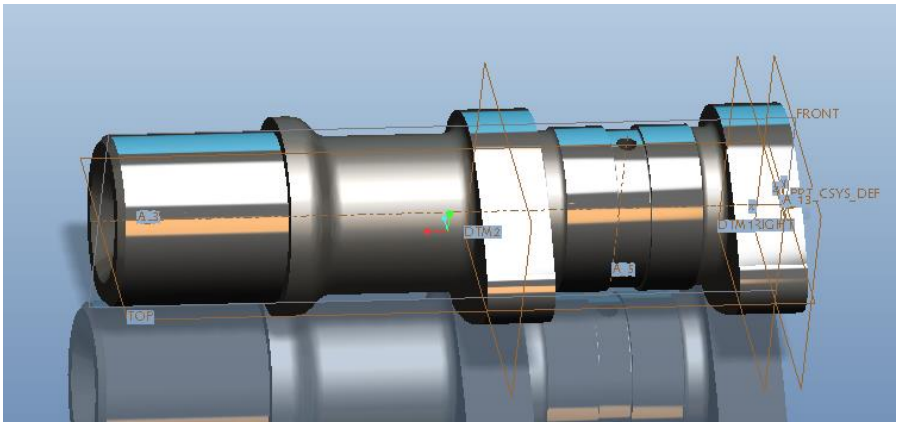


Figura G.17: Vista en ProE del árbol de levas de admisión.

También se ha realizado un análisis modal en busca de las frecuencias propias de excitación de cada árbol, de tal manera que los resultados pueden verse en la siguiente tabla para el árbol de levas de admisión:

Tabla G.5: Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.

FRECUENCIAS PROPIAS (Hz)			
1	11802	6	26635
2	15612	7	27914
3	16923	8	29471
4	23027	9	29502
5	23076	10	33217

Y lo mismo para el árbol de levas de escape:

Tabla G.9: Frecuencias propias del árbol de levas de escape.

FRECUENCIAS PROPIAS (Hz)			
1	13279	6	27007
2	13296	7	27850
3	15125	8	30258
4	23121	9	30272
5	26678	10	30342

En cuanto a las tensiones de fatiga del árbol de levas de admisión, y su vida esperada, hemos obtenido lo siguiente:

Tabla G.7: Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.

MODO	σA	σMED	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	83,4	104,1	0,9	84,3	265,7	NO	NO	INFINITA
2	71,1	84,8	0,4	72,4	267,8	NO	NO	INFINITA
3	83,6	95,2	17,0	117,9	269,9	NO	NO	INFINITA
4	96,5	105,5	26,0	176,0	271,6	NO	NO	INFINITA
5	110,0	116,0	55,7	249,6	264,2	SI	NO	INFINITA

Y para el árbol de levas de escape, obtenemos lo siguiente:

Tabla G.11: Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.

MODO	σA	σMED	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	72,2	91,1	0,9	72,7	265,0	NO	NO	INFINITA
2	28,6	108,7	0,4	72,4	174,6	NO	NO	INFINITA
3	47,8	115,5	17,0	117,9	218,7	NO	NO	INFINITA
4	68,4	121,1	26,0	176,0	244,3	NO	NO	INFINITA
5	90,5	125,5	55,7	249,6	251,6	NO	NO	INFINITA

Los modos de carga, se corresponden con los expresados en la tabla F.29, vista anteriormente.

Para una consulta más detallada, dirigirse al apartado G.4 del Anejo G.

5.5.4. Cálculo de piñones de la distribución.

Dicho cálculo, se realiza de la misma manera y con la misma herramienta que la empleada y descrita en el apartado 5.4.7. de la presente Memoria, con los resultados siguientes:

$$\sigma_F = \frac{239}{3} \cdot 2{,}01 \cdot \frac{1}{1{,}174} \cdot 1 = 137\ MPa$$

$$S_{F1} = \frac{0{,}7 \cdot 500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{137} = 2{,}31$$

$$S_{F2} = \frac{430 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{137} = 3{,}29$$

Al superar en ambos casos 1,6, podemos decir que la resistencia a fatiga de las tres ruedas es suficiente, localizándose el elemento crítico en la rueda intermedia. Sabiendo que la seguridad contra la formación de picaduras puede calcularse con el valor de referencia de 1630MPa para el material de los piñones, tendremos entonces que:

$$S_H = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 0{,}95}{1236} = 1{,}25$$

Al tratarse de un engranaje de menos de 20 dientes, el factor de seguridad aceptable para marcha permanente, es de 1,4 o más. Dado que la duración de un motor en horas, hemos dicho que es de 3GP, o sea de unas 4h/gp, con lo cual una vida por encima de las 12h a plena carga sería más que suficiente. Podemos calcular la vida aproximada a plena carga en horas, mediante la ecuación siguiente:

$$L_h \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R)^2}{E \cdot n} S_H^2 \qquad \text{(Ec. G.7)}$$

Siendo E el módulo de elasticidad del acero de las ruedas, 210000MPa, y n el régimen de giro de las mismas, 7000rpm. Por tanto, con todos los parámetros conocidos, tendremos:

$$L_h \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(1630 \cdot 1 \cdot 0{,}95)^2}{210000 \cdot 7000} 1{,}25^2 = 119{,}79h$$

Por tanto vemos que el sistema de engranajes de la culata fallaría eventualmente por picadura en el flanco de los perfiles de los dientes debida a la Presión de Hertz, pero que la vida de las ruedas dentadas, aunque quede limitada por éste factor y no por la resistencia estática ni a fatiga, es muy superior a la necesaria para que el motor cumpla con su cometido, que son unas 12h, y además yendo a plena carga solamente un 60% del tiempo (redondeando al alza).

Por tanto, podemos decir que las ruedas dentadas para la distribución quedan calculadas, ya que al resistir la rueda intermedia, como hemos dicho, resisten todas.

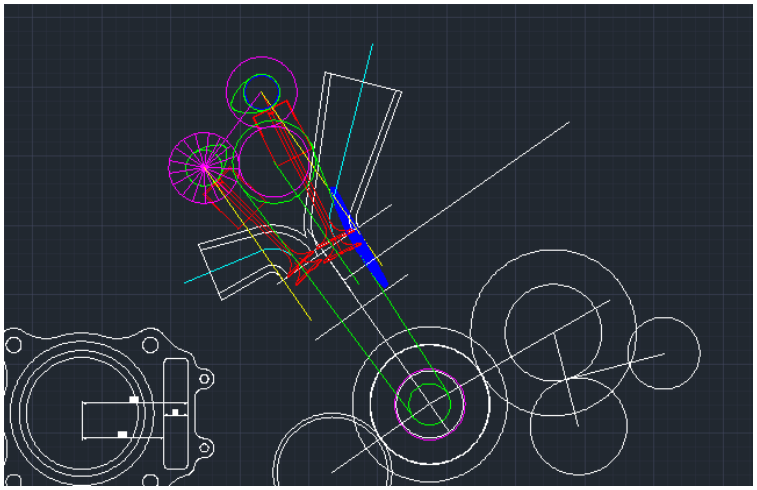
5.5.5. Cálculo de la distribución.

La distribución en nuestro motor, está compuesta por los elementos siguientes:

- Piñones de árboles de levas
- Piñón de mando de los árboles de levas
- Piñón mandado de la distribución (es uno con el piñón de mando de los árboles de levas)
- Bulón del piñón de mando, y rodamientos de apoyo si fuese necesario.
- Piñón de mando de la distribución (en cigüeñal)
- Cadena de distribución
- Tensor de distribución

Como sabemos, todos los piñones están ya calculados y dimensionados, a excepción de los piñones que van engranados a la cadena de distribución. Ambos deberán ser calculados, así como la propia cadena y el tensor. La situación de la distribución en nuestro motor, es aproximadamente la siguiente, si la miramos en alzado:

-



- Figura G.26: Situación de la distribución, vista en alzado.

Para calcular la cadena de distribución, emplearemos como referencia el manual de diseño de K.H. Decker, capítulo 8 [77]. La disposición de la cadena, corresponde a la expuesta en la figura 324 del manual, la cual podemos ver a continuación:

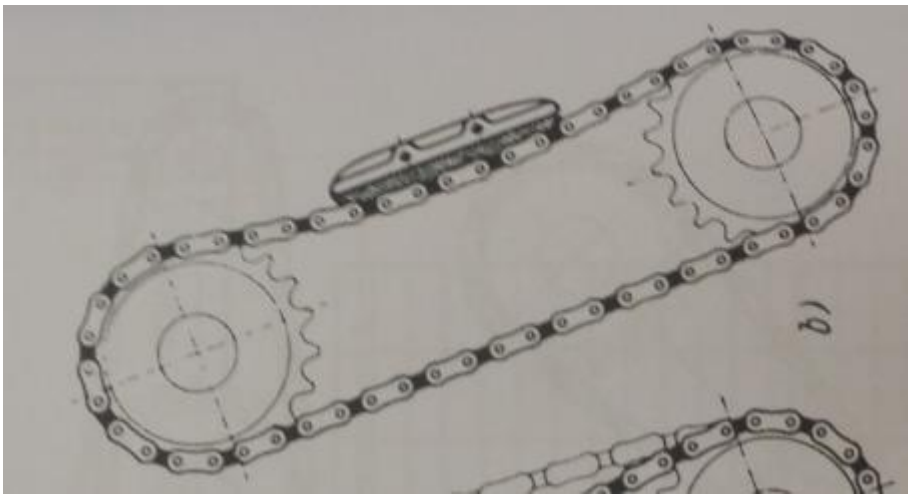


Figura G.27: Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]

El tipo de cadena más típico que se emplea en distribuciones de motocicletas, suele ser el regido por la norma DIN8190, que se engrana en una rueda dentada, porque sus rodillos no entran directamente en contacto con las ruedas dentadas. Sirven para altas velocidades y alta solicitación, que es justamente la aplicación que vamos a realizar en nuestro caso. La resistencia de la cadena va directamente en función de cuántos eslabones empleemos en paralelo, o sea, del ancho de la cadena, siempre dentro de unos límites.

Tabla G.13: Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]

Paso	Referencia	Anchura Nominal	Tipo di guida	Anchura Entre Guías WBG	Longitud De Perno WH	Ancho Entre Mallas WL	Anchura En Conexión WC	Peso (g/m)	h	d	t
	SC0305	4	SG	2.4	5.6	4.1	5.6	112			
	SC0307	6	SG	4.0	6.9	5.6	6.9	149			
	SC0309	7	SG	5.6	8.6	7.1	8.6	177			
	SC0311	9	SG	7.1	10.2	8.9	10.2	223			
	SC0315	12	SG	10.3	13.5	12.2	13.5	298			
3/16" 4.763mm	SC0315A	12	CG		13.5	12.2	13.5	298	5.1	2.5	0.8
	SC0319	15	CG		16.5	15.5	16.5	400			
	SC0319A	15	SG	13.5	16.5	15.5	16.5	400			
	SC0325	20	CG		21.8	20.6	21.8	502			
	SC0325A	20	SG	18.3	21.8	20.6	21.8	502			
	SC0331	20	CG		26.2	24.9	26.2	623			

El requerimiento es de 58 eslabones, pero debemos asegurar el desmontaje de la misma, y por lo tanto, añadiremos 4 eslabones para llegar a 62.

Se evalúa la cadena mediante los criterios siguientes de bibliografía:

- Fallo por sobrecarga de los eslabones.
- Fallo por fatiga de los eslabones.
- Fallo de los rodillos.
- Desgaste de los rodillos.

En todos los casos de cálculo, la cadena resulta favorable para una vida superior a la requerida por el motor, de tal manera que queda validada en términos de resistencia.

Para una consulta más detallada sobre el cálculo de la cadena de distribución, el lector puede dirigirse al Anejo G, apartado G.7.

5.5.6. Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución.

Dicho cálculo, se lleva a cabo mediante el mismo método que el resto de cálculos de ruedas dentadas, pero con la diferencia de que el paso de los dientes se da en pulgadas, por tanto solamente necesitamos convertir el módulo de manera adecuada para que la herramienta que hemos desarrollado para el cálculo de pares de engranajes nos sirva. Al haber calculado la cadena y todas las solicitaciones sobre la misma, tenemos las condiciones de carga sobre las ruedas dentadas donde va engranada, y por tanto podemos realizar el cálculo de manera directa, con los resultados siguientes para la rueda de mando de la distribución (inferior):

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{179{,}07}{1{,}516} \cdot 2{,}01 \cdot \frac{1}{1{,}226} \cdot 1 = 194\ MPa$$

Sabiendo que la seguridad a fatiga es calculable mediante una ecuación ya usada anteriormente, y que la resistencia a fatiga del material es de 500MPa, tendremos:

$$S_F = \frac{500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{194} = 2{,}32$$

Al ser el coeficiente de seguridad superior a 1,40, podemos decir que la rueda dentada aguantará a fatiga en cuanto a rotura por el pie del diente. Tendremos en cuanto a la seguridad contra la formación de picaduras, lo siguiente:

$$S_H = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 1}{1182{,}74} = 1{,}378$$

Necesitamos de un coeficiente de seguridad de más de 1,40 en el caso de engranajes menores a 20 dientes para garantizar vida infinita en cuanto a formación de picaduras, de tal forma que podremos calcular la vida del componente en horas mediante la ecuación siguiente:

$$L_h = 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(1630 \cdot 1 \cdot 1)^2}{205000 \cdot 14000} \cdot 1{,}378^2 = 826h$$

Vemos que la vida del engranaje será muy superior a su vida esperada en horas, y por tanto podemos dar por válido el componente.

En cuanto a la rueda conducida de la distribución (superior), tendremos lo siguiente:

$$S_F = \frac{500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{61} = 7{,}4$$

Al ser el coeficiente de seguridad superior a 1,40, podemos decir que la rueda dentada aguantará a fatiga en cuanto a rotura por el pie del diente. Tampoco se supera la tensión de límite elástico del material, y con lo cual podemos descartar la rotura por sobrecarga en el diente.

Tendremos en cuanto a la seguridad contra la formación de picaduras, lo siguiente:

$$S_H = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 1}{749} = 2{,}17$$

Necesitamos de un coeficiente de seguridad de más de 1,25 en el caso de engranajes mayores a 20 dientes, o sea que se garantiza vida infinita en éste engranaje.

5.5.7. Cálculo de uniones desmontables.

En éste capítulo, se han llevado a cabo los siguientes cálculos:

- Tornillos de unión de los piñones intermedios de distribución.
- Inserción mediante interferencia térmica de los piñones a los árboles de levas.
- Eje y rodamientos de soporte del piñón intermedio.
- Cálculo de los rodamientos principales de los árboles de levas.

Todos los cálculos se realizan mediante métodos normalizados o bien ya explicados y provenientes de bibliografía, y los resultados de todos los estudios de verificación son favorables.

5.5.8. Criterios constructivos en el diseño de la culata.

Para diseñar éste elemento, se han tomado en cuenta ciertos criterios constructivos que afectan a que éste elemento debe fabricarse, y por lo tanto se debe tener en cuenta que las geometrías que se desarrollen en la pieza deben ser realizables desde el punto de vista de los procesos de fabricación disponibles.

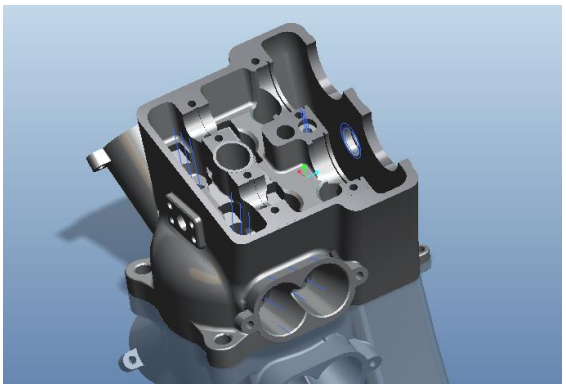


Figura G.43: Vista en ProE del diseño de la culata.

La culata, es un elemento que, si se diseña de manera ajustada, puede presentar ciertos problemas de diseño a la hora de colocar en ella todos los elementos que debe portar en sí, y uno de los mayores retos reside en hacer circular agua de refrigeración para enfriar la cámara de combustión y las válvulas, y además hacer que dicho sistema no interfiera ni con los conductos, ni con la bujía, ni con las conducciones ascendentes de aceite. La bajada del mismo, se realiza de manera sencilla por el hueco de la cadena de distribución, de tal manera que ésta se lubrica de paso.

La refrigeración, se ha realizado mediante ocho entradas desde el bloque motor, hacia dos salidas, una por la parte superior de la culata, y otra por el lateral. En la siguiente imagen, puede verse resaltada en azul la refrigeración:

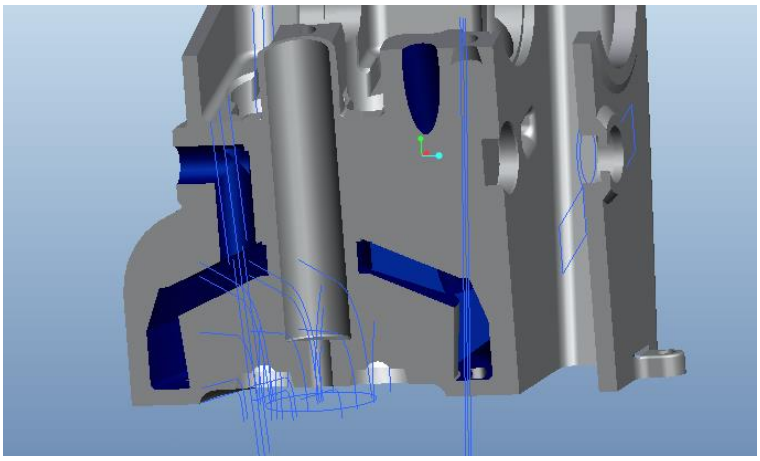


Figura G.45: Conductos de refrigeración de la culata.

La lubricación de los árboles de levas, se realiza distribuyendo lubricante mediante conductos tallados en el cierre de los árboles de levas, y el aceite proviene de un conducto tallado en la culata, que asciende desde el semicárter izquierdo, donde se localiza la bomba de aceite del motor.

En la siguiente imagen, puede verse en detalle el cierre de los árboles de levas, que hace las veces además de distribuidor de aceite, y de soporte para la tapa de la culata.

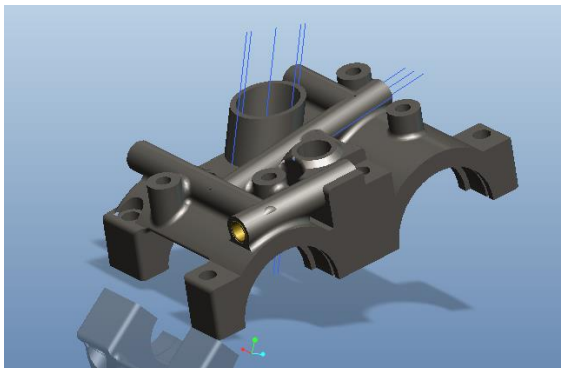


Figura G.46: Cierre de árboles de levas en culata.

Para saber si la culata aguantará las solicitaciones a las que estará sometida, será necesario, al menos para la presión generada por la explosión, realizar un ensayo mediante MEF que nos permita conocer el estado tensional del elemento.

Hemos preparado el modelo con las cargas y restricciones siguientes:

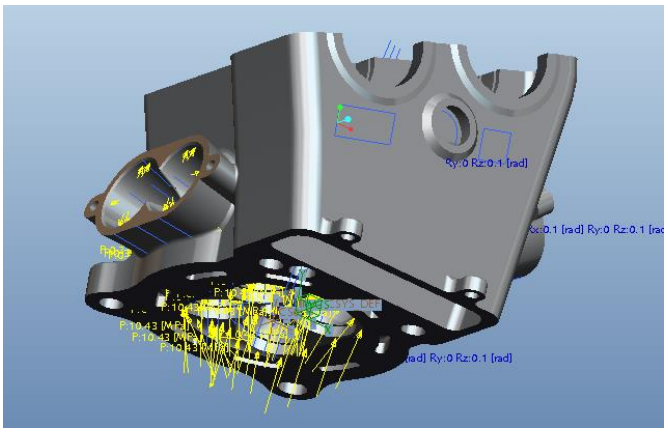


Figura G.49: Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.

El estudio de fatiga, nos deja vida infinita en el elemento, de tal manera que queda verificado en términos de resistencia.

5.6. Sistemas de refrigeración y lubricación.

5.6.1. Introducción.

El presente Anejo, tratará el diseño de los sistemas de refrigeración y de lubricación, tratándolos como un problema en el cual tenemos unas premisas de entrada y necesitamos conocer unas directrices para el diseño, que serán proporcionadas por el equipo que realiza el estudio de detalle de cada sistema. Si recuperamos la figura C.24, podemos ver el sistema de lubricación de una BMW:

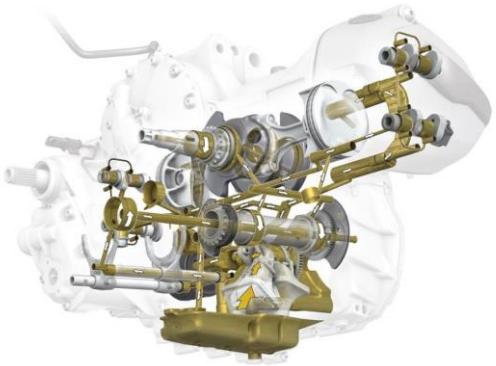


Figura C.24: Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]

La situación aproximada que tendríamos para la situación de dichos componentes (en lila), sería la siguiente:

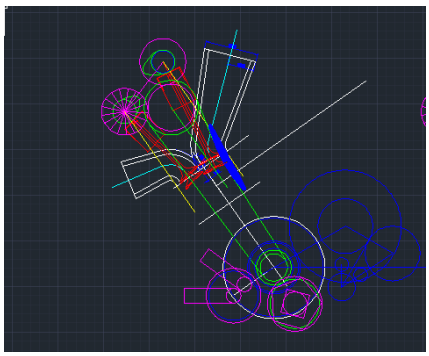


Figura H.2: Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de mando de las bombas de agua y de aceite para nuestro motor.

5.6.2. Diseño del sistema de lubricación.

En la siguiente imagen, podemos ver una bomba de aceite de una Yamaha YZ450F:



Figura H.3: Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]

Si nos fijamos con detenimiento, veremos que la bomba tiene 4 pasos por vuelta, de tal manera que si un paso supone 171,72mm^3 según la geometría de la misma, tendremos que el caudal por vuelta es de 686.88mm^3. Atendiendo a que necesitamos 131715mm^3 por segundo, entonces podemos calcular las vueltas por segundo de la manera siguiente:

$$f_b = \frac{Q}{q} = \frac{131715}{806.88} = 191{,}76\ vueltas/s$$

Lo cual quiere decir que la bomba deberá girar a:

$$n_b = f_b \cdot 60 = 191{,}76 \cdot 60 = 11505\ rpm$$

Sabiendo que la bomba de aceite debería ir engranada al piñón del contrarrotante, pero si éste gira a la misma velocidad que el cigüeñal, tendremos que necesitamos un piñón más grande que éste para impulsarla, lo cual nos hace darnos cuenta de que no podemos engranarla directamente a éste piñón.

Otra opción que se nos plantea, es engranarla al cigüeñal, de tal manera que mediante un piñón más grande consigamos que la relación de transmisión de ambos sea aproximadamente de:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{14000}{9794} = 1{,}217$$

Si empleamos un módulo de 2, tendremos que una relación de dientes de 21:25 nos daría una relación de transmisión de:

$$i = \frac{25}{21} = 1{,}217$$

Si deseamos realizar un bypass en el rack principal de 12mm de diámetro, mediante una válvula de descarga corrediza con un bulón deslizante, por tanto la presión sobre el bulón será de 0,65 N/mm^2, y se traducirá en una fuerza de 73,51N sobre el resorte de cierre, que deberá estar comenzando a abrir la lumbrera de alivio cuando se haya llegado a esa presión. Si cogemos un muelle de 60mm de largo del catálogo de OldisFer, el cual es el siguiente:

OldisFer

MUELLES COMPRESIÓN 3

MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque
12,00	1,60	60	11,0	5,45	23041	CA	0,5628	8,441	45,00	22,510	20,00	23042	CB	0,5296	7,945	45,00	21,186	20,00
12,00	1,60	65	12,0	5,42	23043	CA	0,5159	8,383	48,75	22,388	21,60	23044	CB	0,4855	7,890	48,75	21,071	21,60
12,00	1,60	70	13,0	5,38	23045	CA	0,4762	8,333	52,50	22,285	23,20	23046	CB	0,4482	7,843	52,50	20,974	23,20
12,00	1,60	75	14,0	5,36	23047	CA	0,4422	8,291	56,25	22,197	24,80	23048	CB	0,4162	7,803	56,25	20,891	24,80
12,00	1,60	80	15,0	5,33	23049	CA	0,4127	8,254	60,00	22,120	26,40	23050	CB	0,3884	7,768	60,00	20,819	26,40

Figura H.4: Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.

Cuya referencia es la 23042 y está realizado en AISI302, tendremos una constante k de 5,654 N/mm, y de ésta manera, ante presión de emergencia el bulón habrá desplazado 13mm respecto de su posición de reposo cuando se empiece a abrir la lumbrera de descarga. En cuanto al filtro de aceite, se empleará un filtro de cartucho de papel, insertado en un alojamiento.

En la siguiente imagen, podemos ver la bomba de aceite con su piñón de mando ya montado:

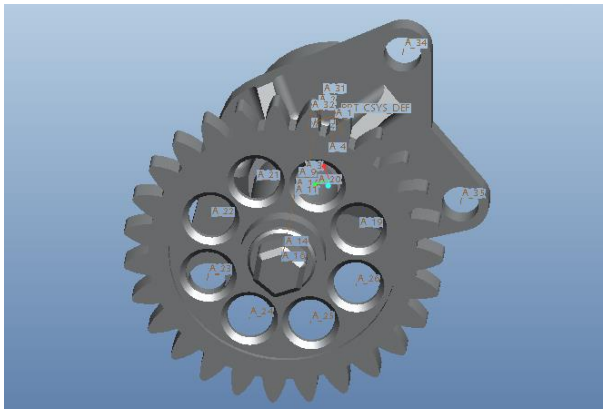


Figura H.6: Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.

5.6.3. Especificaciones del sistema de refrigeración.

El caudal necesario de agua de refrigeración, va en función de la energía que le aportamos al ciclo, y se puede calcular mediante bibliografía [4]. El análisis desarrollado por Giacosa, se basa en subdividir la cámara de combustión en 3 zonas, que son las siguientes:

- S1: Paredes de la cámara de combustión.
- S2: Superficie interna del cilindro.
- S3: Superficie de los conductos de escape, que es refrigerada por contacto con el agua de refrigeración.

Tendremos entonces, que el caudal de agua necesario en L/s, puede calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$G = \frac{Q}{\Delta T \cdot 3600 \cdot 4{,}1868} \qquad \text{(Ec. H.6)}$$

Donde Q es el caudal calorífico a extraer a máximo régimen, y delta T es el salto térmico deseado en el agua de refrigeración, entre la entrada y la salida del radiador. Según bibliografía, se suelen tener saltos de unos 8ºC en el radiador, de tal manera que:

$$G = \frac{15403{,}75}{8 \cdot 3600 \cdot 4{,}1868} = 0{,}1277\ dm^3/s$$

Tendremos entonces, que para mantener una velocidad por debajo de 2m/s en los manguitos, lo cual es lo habitual, tendremos que el área del conducto deberá ser de:

$$A_c = \frac{G}{v} = \frac{0{,}1277}{2} \cdot 10 = 0{,}638\ cm^2$$

Por lo que el diámetro mínimo de los conductos deberá ser de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}638}{\pi}} = 0{,}901\ cm \approx 9mm$$

Sabemos que en motores de moto, lo normal es que la velocidad pueda reducirse hacia valores inferiores a 2m/s porque el radiador está más cerca que en los motores de coche, y es más pequeño, de tal manera que si adoptamos un diámetro de 15mm para los conductos que van a la bomba, tendremos un buen equilibrio. Adoptaremos, por otro lado, 12mm de diámetro en los conductos de salida ubicados en la culata.

Tras consultar catálogo, obtenemos que para la bomba a emplear, correspondiente al modelo 41192 de Gates, que se obtiene el caudal necesario a 13000rpm en la bomba, rodando el motor a 14000rpm. Tendremos entonces una relación de transmisión de aproximadamente 1 y podremos engranar la bomba de agua directamente al eje del contrarrotante.

Podemos ver la bomba de agua a emplear, en la siguiente imagen:

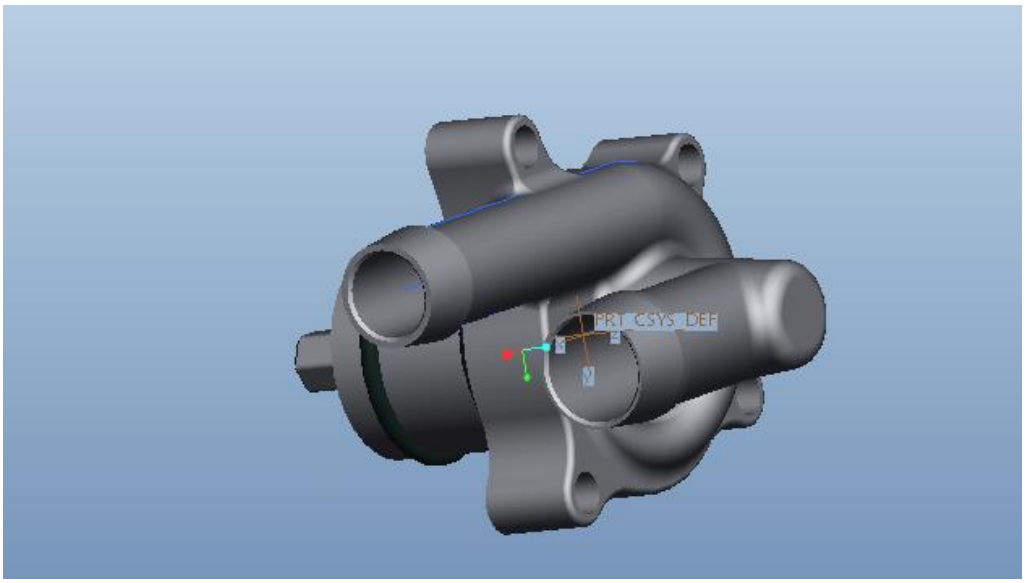


Figura H.8: Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.

5.7. Diseño de la caja de cambios.

5.7.1. Introducción.

El Anejo I, tratará el establecimiento de las condiciones de diseño a desarrollar para que el equipo de ZeroShift pueda realizar el diseño de detalle de la caja de cambios, que será de tipo *casette* e irá directamente atornillada con todos sus mecanismos al semicárter derecho del motor. Si recuperamos la figura C.14, podemos ver una caja de cambios similar:



Figura C.14: Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]

Tras hallar los ratios necesarios para cada velocidad, tenemos lo siguiente:

- 1ª: 0,367
- 2ª: 0,507
- 3ª: 0,612
- 4ª: 0,682
- 5ª: 0,734
- 6ª: 0,804

En cuanto al número de dientes de cada engranaje, tendremos lo siguiente:

Tabla I.1: Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.

	dist ejes	57	mm						
	MODULO	2							
VEL	d1	d2	z1	z2	RATIO	CONSIGNA	DIFERENCIA	d1+d2	DE
1ª	34	80	17	40	0,43	0,37	0,06	114	57
2ª	38	76	19	38	0,50	0,51	0,01	114	57
3ª	44	70	22	35	0,63	0,61	0,02	114	57
4ª	46	68	23	34	0,68	0,68	0,01	114	57
5ª	48	66	24	33	0,73	0,73	0,01	114	57
6ª	52	62	26	31	0,84	0,80	0,03	114	57

Podremos entonces pasar a calcular los pares de engranajes de cada marcha, que será el último paso a desarrollar antes de remitir los datos a Zeroshift. Vemos que hemos mantenido un número de dientes mínimo aceptable, por encima de 14 dientes, que es lo recomendado, y además se ha respetado la distancia entre ejes que pretendíamos emplear, de tal manera que las velocidades engranadas al eje primario, son más pequeñas que 30mm en radio primitivo, así como en el caso de las velocidades engranadas al secundario, hemos excedido los 60mm de dp hasta 80mm, aunque no es del todo importante porque se respeta la distancia entre ejes, alargando la carcasa por el lado contrario al cigüeñal, sin problemas de espacio.

Los pares de engranajes, se calcularán comprobando el más pequeño de ambos, con un ancho base de 7 u 8mm, siempre que los dientes aguanten. La herramienta empleada, será el Excel desarrollado para el capítulo 14 del Anejo F.

El cálculo de cada par de engranajes, resulta favorable, y por lo tanto, Zeroshift nos devuelve un diseño para la caja de cambios, que está presente en los planos de pieza, y en los despieces del motor.

5.7.2. Diseño de la caja de cambios.

Tendremos que el diseño remitido por Zeroshift es el siguiente:

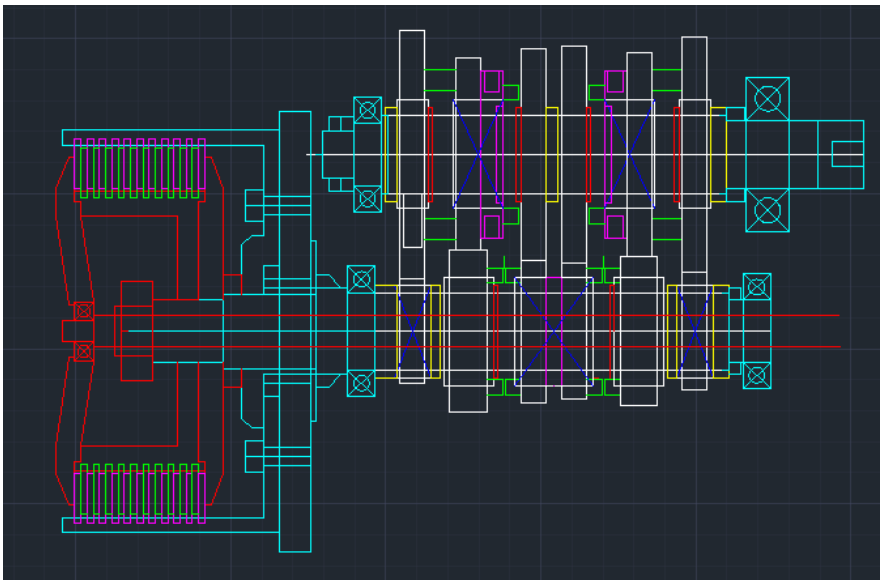


Figura I.2: Caja de cambios tipo *casette* diseñada por Zeroshift para nuestro motor.

Vemos que las posiciones de los ejes principales serán las siguientes:

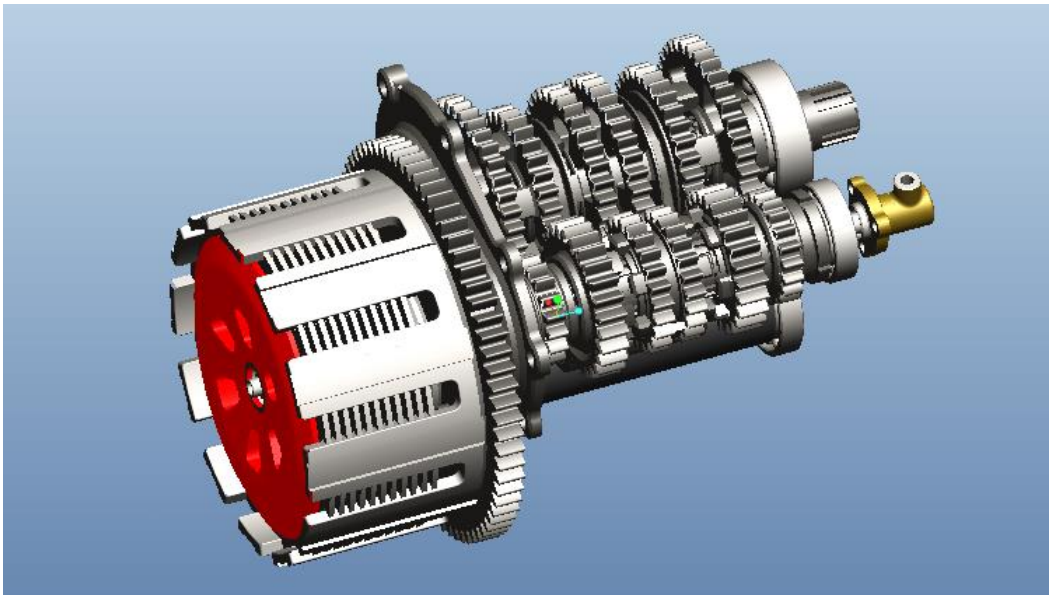


Figura I.3: Caja de cambios tipo *casette* diseñada por Zeroshift para nuestro motor.

Podemos ver un sistema de accionamiento mediante tres horquillas, en la siguiente imagen:

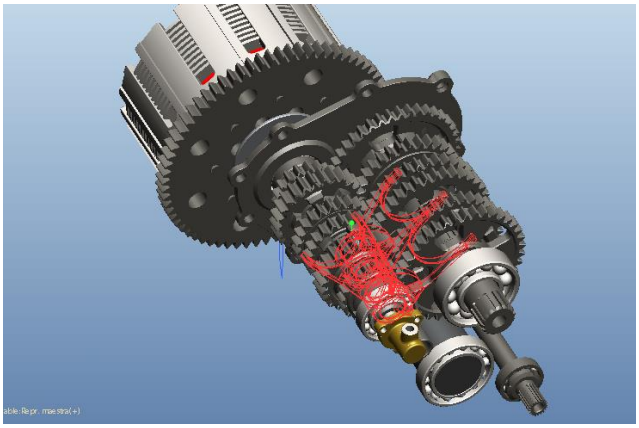


Figura I.4: Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.

Ésta configuración, aligera el conjunto porque emplea un solo eje de horquillas en lugar de dos, de tal manera que nos interesa a efectos de diseño. Es muy común éste tipo de solución en cajas de cambios similares. También podemos ver el eje acanalado para la inserción del piñón de arrastre (grande) y de la brida de la palanca de cambios (pequeño).

El accionamiento del embrague es mediante un sistema *push-rod*, que emplea una varilla coaxial al eje primario de la caja de cambios, para empujar la campana del embrague hacia afuera, mediante un actuador hidráulico que podemos ver en color dorado en la siguiente imagen:

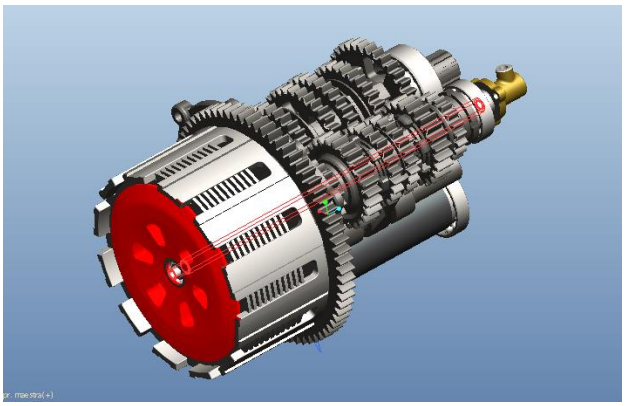


Figura I.5: Vista de la varilla de actuación del embrague.

Por otro lado, podemos ver en rojo el embrague antirrebote adquirido a Suter, que cumple con las características de par y potencia que le vamos a demandar. Podemos ver la placa de soporte de la caja de cambios, en la siguiente imagen:

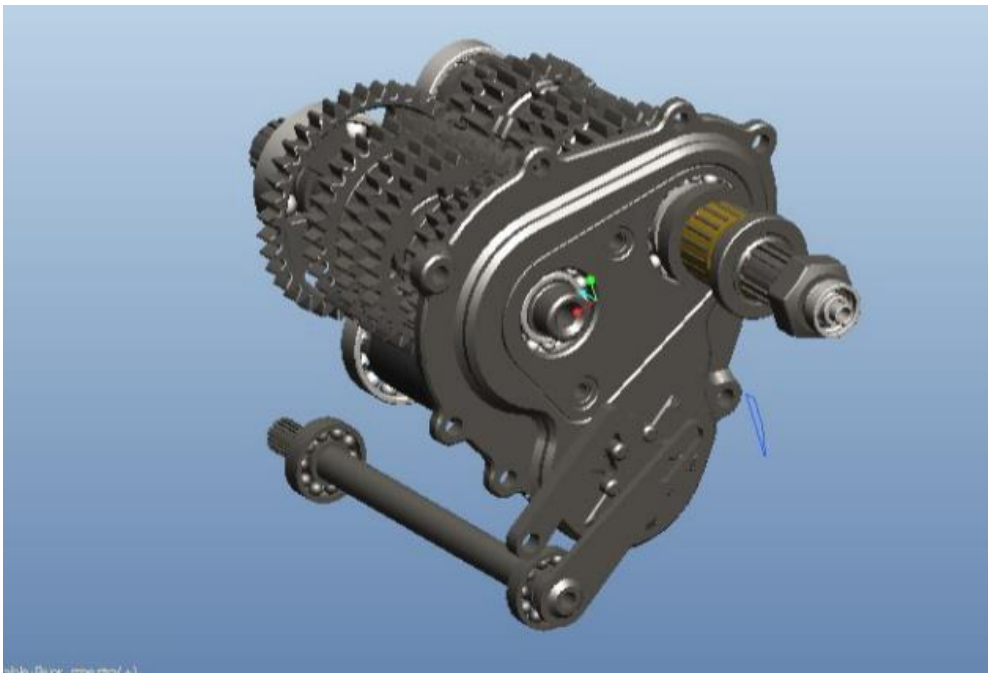


Figura I.6: Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo *casette*.

Tendremos entonces, que conociendo las dimensiones de la placa de soporte, y dónde van los tornillos, podremos diseñar el semicárter en el que encajará, así como el simétrico, ya que conocemos todas las posiciones en el plano longitudinal y transversal, para todos los elementos.

5.8. Diseño de elementos estáticos.

5.8.1. Introducción.

El Anejo J, tratará el diseño de los elementos del motor que permanecen estáticos, o bien aquellos que van montados en los primeros. Serán objeto de cálculo los siguientes elementos:

- Pernos del bloque motor.
- Camisa del bloque motor.
- Rodamientos de la caja de cambios (en los ejes primario y secundario).
- Rodamientos de cigüeñal.
- Semicárteres ante la solicitación máxima para los rodamientos.

Los elementos cuya carga sea cíclica, o sea, el segundo y los tres últimos, deberán estudiarse a fatiga, para evitar la concentración de tensiones y para comprobar la robustez de los mismos, garantizando su vida durante todo el tiempo de uso del motor.

En el caso de los pernos del bloque, también se trata el cálculo de fatiga de los mismos, pero sigue un método bastante particular, como el empleado para el cálculo del resto de uniones atornilladas presentes en el motor.

Para los rodamientos, el método de cálculo es directo ante carga pico de tipo dinámico, y por tanto solamente es necesario conocer las características técnicas del modelo exacto a montar, para conocer la duración prevista de los mismos.

5.8.2. Cálculo de elementos.

El cálculo de los elementos listados anteriormente, sigue los métodos anteriormente descritos, y definidos en los Anejos. El resultado de los estudios realizados en los apartados J.2 a J.5, es favorable y por tanto los elementos afectados por dichos cálculos quedan debidamente verificados. En la siguiente imagen, además, podemos ver cómo se ha realizado un estudio de interferencias entre elementos, y está a la vista el rodamiento de agujas de la campana del embrague (dorado), y el rodamiento de la varilla de empuje del embrague (gris claro):

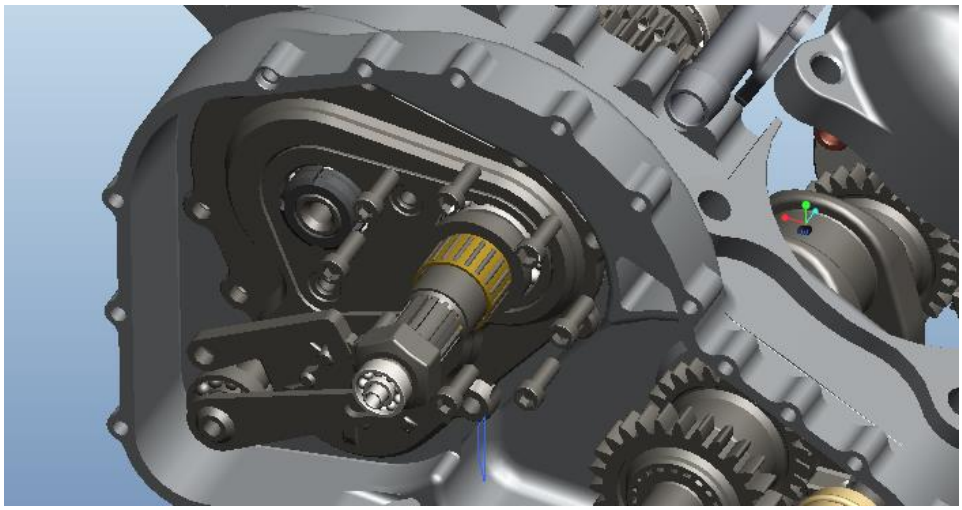


Figura J.3: En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.

Tras la realización de dicho estudio, se ha podido comprobar que existían algunas interferencias entre ruedas dentadas y las carcasas que las contenían (los contrarrotantes), de tal manera que se ha modificado el diseño de manera concreta para darles cabida sin que exista dicha interferencia.

Una consulta detallada de los cálculos puede realizarse si el lector se dirige al Anejo J, apartados J.2 a J.5 ambos inclusive.

5.8.3. Diseño de los semicárteres y de las tapas motor.

Para el diseño de los semicárteres, se ha partido de la base dimensional 2D que se había perfilado en los Anejos F, G, H e I para el motor, de tal manera que las coordenadas axiales y radiales de todos los planos de referencia del motor, ya están definidos para poder definir las semicarcasas que conformarán la bancada donde irán montados todos los elementos del motor. Se ha partido de la caja de cambios como punto de referencia para comenzar el diseño, porque es el conjunto más complicado de encajar en el interior, de tal manera, que en la vista siguiente tenemos el lateral izquierdo de la misma:

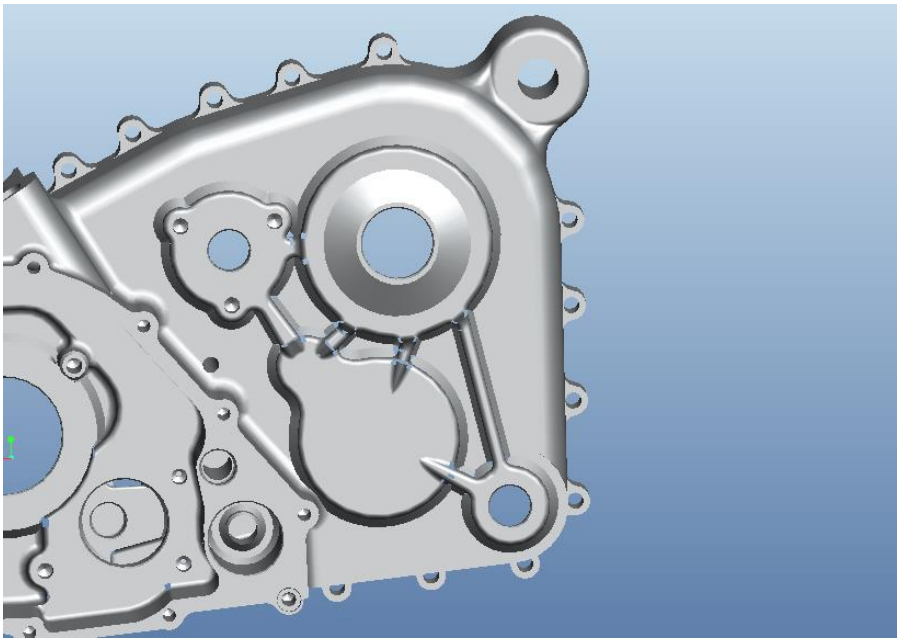


Figura J.6: Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.

En el caso de la bomba de agua, va colocada exteriormente, como se ha previsto anteriormente, y gira solidaria al contrarrotante derecho. Podemos ver su posición en la siguiente imagen:

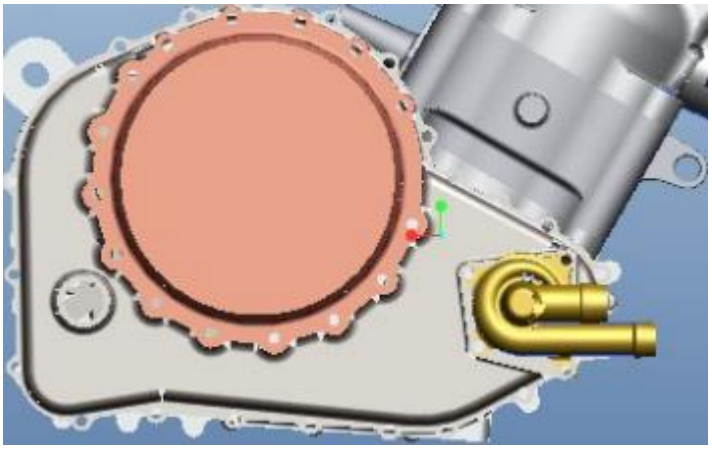


Figura J.9: Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.

El circuito de refrigeración, va tallado en el bloque y la culata, sin que los semicárteres jueguen ningún papel más que el de dar soporte a la bomba que la mueve.

En el caso del circuito de lubricación, es diferente, ya que el semicárter izquierdo distribuye el lubricante, además de albergar a la bomba de aceite y al circuito de distribución, como podemos ver en la siguiente imagen:

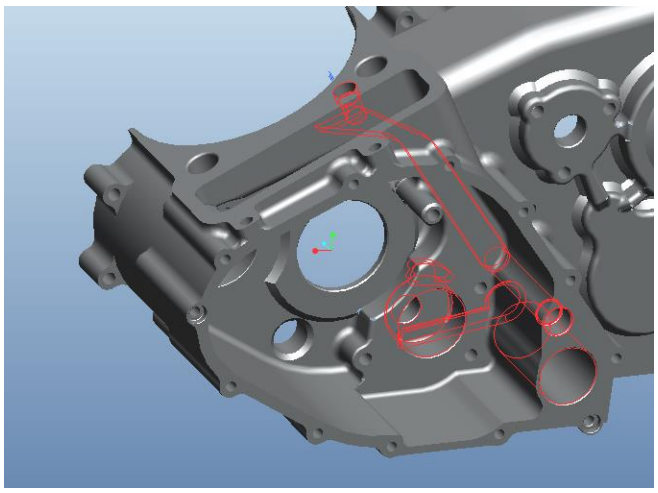


Figura J.10: Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.

El circuito de lubricación, funciona aspirando aceite del cárter, de tal forma que lo bombea al filtro de aceite. Una vez el aceite se limpia a través del filtro, pasa por la tapa izquierda, desde donde se distribuye al cigüeñal para lubricar los cojinetes de biela y el pistón, y además se recircula aceite de nuevo hacia la semicarcasa izquierda para dirigirlo hacia el bloque motor, y de allí hacia la culata. En la zona del inserto del bloque, en la parte inferior, se han tallado dos agujeros que harán las veces de grifos de aceite para lubricar y refrigerar el pistón. Podemos ver la tapa izquierda, con el circuito de lubricación en la siguiente imagen:

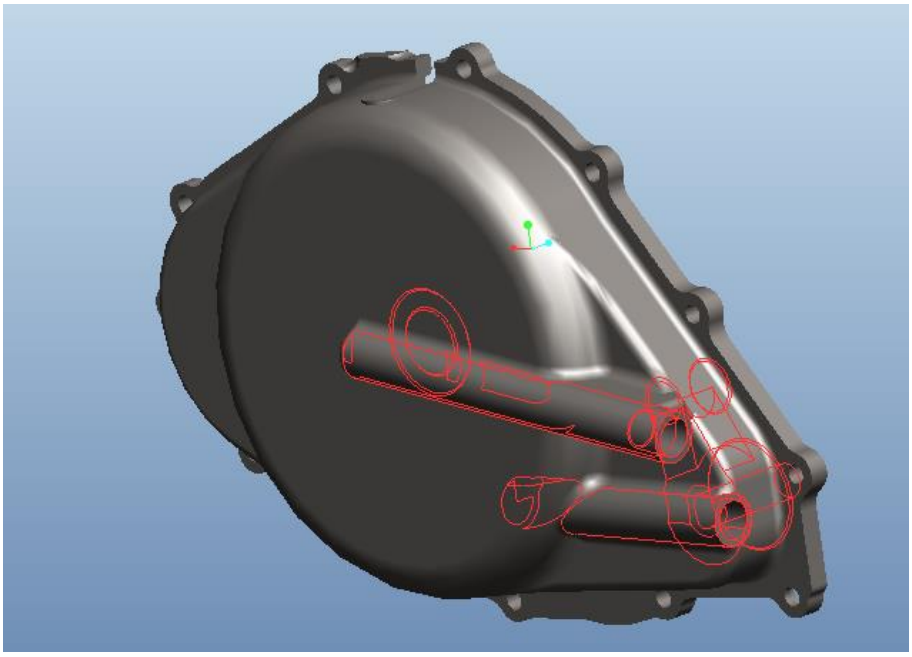


Figura J.11: Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.

Podemos ver en el centro de la tapa, la zona de inserción del cigüeñal mediante un cojinete de Babbit, para su lubricación a través de su eje de rotación. En cuanto al circuito inferior que vemos, allí va montado el sistema de recirculación en caso de sobrepresión en el circuito, que estará compuesto de un muelle y un bulón que se desplazará por el interior del tubo, abriendo un conducto en caso de desplazarse lo suficiente. Las bocas de los conductos, se sellarán con bulones insertados mediante interferencia térmica, siendo su posición permanente.

En el caso del plano de apoyo del bloque motor, se ha previsto la inserción de la camisa en su parte inferior, y de los pernos de bloque, que además irán recrecidos (dos de ellos), de tal manera que hagan las veces de centradores (en diagonal). Dicha zona también prevé el hueco para la distribución y dos insertos roscados para los tornillos laterales del bloque al semicárter:

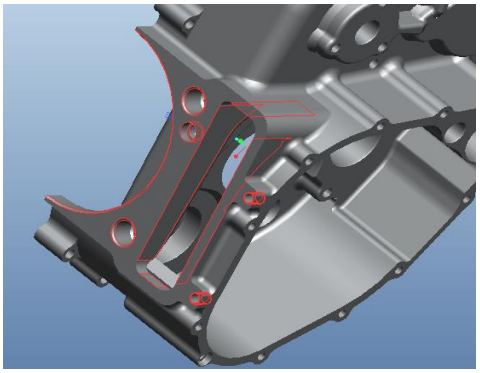


Figura J.14: Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.

Realizaremos un análisis estático en busca de concentración de tensiones y del punto crítico de la pieza, de tal manera que podamos emplear ésa tensión para estudiar la fatiga del elemento ante carga cíclica. Tras el estudio, podemos ver en la siguiente imagen la distribución de tensiones sobre el elemento, en su zona crítica:

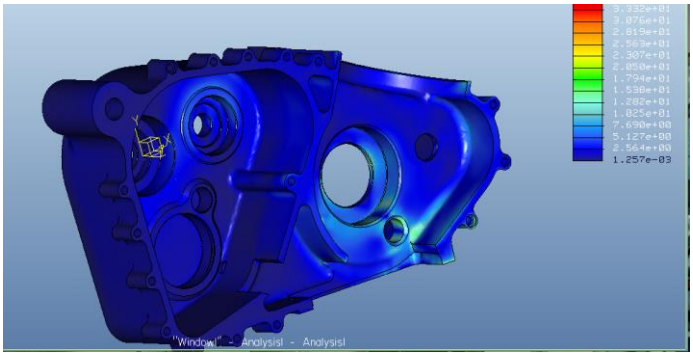


Figura J.17: Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.

5.8.4. Vistas del motor.

Para una consulta de las vistas exteriores del motor, el lector deberá dirigirse al apartado J.7 del Anejo J.

6. Justificación del cumplimiento de las normativas específicas.

6.1. Introducción.

La justificación de las normativas específicas, está tratado en el Anejo K, y se basa en la justificación del cumplimiento del marco regulatorio técnico existente para el diseño de propulsores destinados a la competición en la categoría de Moto3. Para ello, se cogerá el reglamento técnico, y se justificará norma por norma (que afecte al alcance del proyecto), el cumplimiento de las mismas.

6.2. Cumplimiento del artículo 1º.

Ha quedado verificado y justificado que el diseño que hemos realizado para el motor, cumple con el marco regulatorio impuesto por el artículo primero del Reglamento Técnico de la categoría del Mundial de Motociclismo de Moto3.

6.3. Cumplimiento del artículo 2º.

Ha quedado verificado y justificado que el diseño que hemos realizado para el motor, cumple con el marco regulatorio impuesto por el artículo segundo del Reglamento Técnico de la categoría del Mundial de Motociclismo de Moto3.

Para la consulta detallada artículo por artículo, el lector deberá dirigirse al Anejo K.

7. Programación temporal (PERT)

7.1. Introducción.

Se empleará el método PERT, de tal manera que podamos identificar las actividades críticas que marquen la duración total, y que influencien en mayor medida los costes del proyecto. Así, podremos establecer la prioridad relativa y las interrelaciones entre ellas, de tal manera que la coordinación de la producción sea más precisa.

Se supondrá que la fábrica de Yamaha Motorsport dispone de 3 centros de producción con CNC y fundiciones/forja destinados a la producción de éste nuevo modelo, por tanto se podrán realizar en paralelo hasta tres procesos diferentes.

7.2. Fases de la producción y programación temporal.

Las fases productivas estudiadas, han sido las expuestas en la siguiente lista, teniendo todas ellas una cierta cantidad de actividades en las que consisten:

- Recepción y verificación de materiales.
- Fase de producción de elementos individuales.
- Fase de acabado de elementos individuales.
- Fase de ensamblaje de elementos en componentes.
- Fase de embalaje.

La matriz de prelaciones, si llamamos a las actividades de la A a la Z sin utilizar la F será la de la tabla L.1:

Tabla L.1. Tabla de prelaciones elaborada para la planificación de las actividades de ejecución material del proyecto

	TABLA DE PRELACIONES		
NUM	ACTIVIDAD	DURACION (h)	DEPENDENCIA
2	A	3	----
3	B	5	A
4	C	8	B
5	D	16	B
6	E	6	B
7	G	2	B
8	H	4	C
9	I	4	H
10	J	6	D
11	K	6	J
12	L	3	E
13	M	2	L
14	N	1	B
15	O	1	K, M, N
16	P	2	I, K
17	Q	1	P
18	R	2	G, N, O, Q
19	S	1	B, R

Siendo estas las prelaciones, se puede construir el grafo PERT, que será el de la figura L.1:

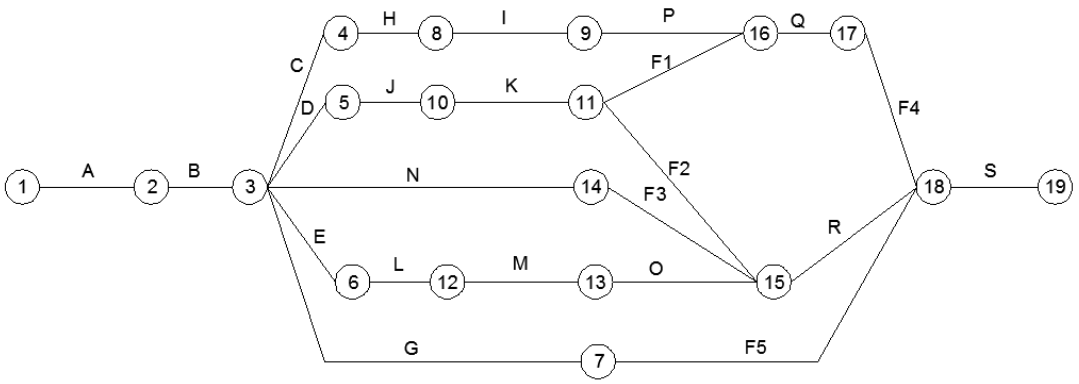


Figura L.1: Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.

La matriz de holguras nos indica que el camino crítico es el marcado pos las actividades A-B-D-J-K-F2-R-S. Podemos ver el camino crítico en el grafo PERT, mostrado en la figura L.2:

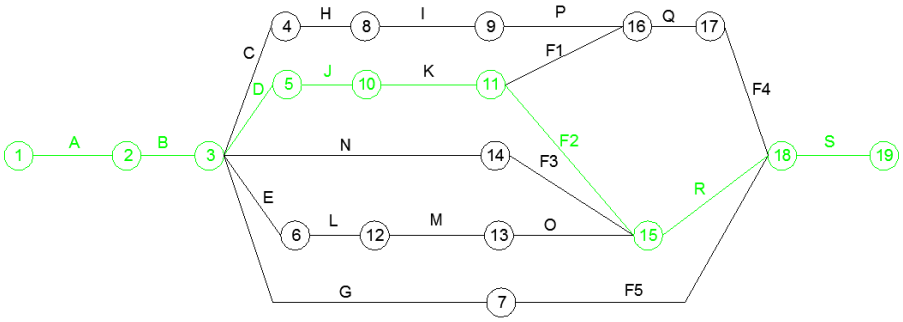


Fig. L.2. Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.

El horario previsto para cada actividad es el siguiente, mostrado en la tabla L.4:

Tabla L.4. Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.

Actividad	Durac	tie	til	fie	fil
A	3	0	0	3	3
B	5	3	3	8	8
C	8	8	8	16	27
D	16	8	8	24	24
E	6	8	8	14	30
G	2	8	8	10	38
H	4	16	27	20	31
I	4	20	31	24	35
J	6	24	24	30	30
K	6	30	30	36	36
L	3	14	30	17	33
M	2	17	33	19	35
N	1	8	8	9	36
O	1	19	35	36	36
P	2	24	35	36	37
Q	1	36	37	37	38
R	2	36	36	38	38
S	1	38	38	39	39

En el calendario, se puede ver tie, til, fie, y fil. Estas siglas corresponden a Tiempo inicio early, Tiempo inicio last, Final early, y Final last.

Nótese que si se cuentan las actividades en días laborables, y que cada día laborable tiene 8h, la duración nominal para la ejecución es de 5 dias laborables, lo cual equivale a una semana en producción.

8. Evaluación financiera.

8.1. Introducción.

Se tratará la evaluación financiera como un instrumento para discernir la viabilidad económica del proyecto de producción que estamos llevando a cabo. El proyecto será viable si se da la recuperación de la inversión en un plazo razonable.

8.2. Plan financiero.

Para el presente estudio, contabilizaremos la inversión total en el proyecto en 55000€, reunidos entre el capital de la empresa Yamaha Motorsports, y un préstamo a una entidad bancaria. En la inversión quedan englobados los materiales y la ejecución de las máquinas, así como la adquisición de materias primas. Se supone que toda la maquinaria y herramienta que son necesarios para llevar a cabo la producción ya están disponibles en fábrica.

La empresa aportará 20000€, y el banco otros 35000€.

El interés del crédito será del 9,0%, y la tasa de actualización del dinero al 3%.

Se fija un margen de imprevistos del 5% del flujo de cobros, de tal manera que en teoría ese 5% no se cobra. Ésta metodología sirve, por ejemplo, para prever impagos. Conociendo todos estos datos, y conociendo la vida útil del proyecto, procedemos a realizar un estudio del VAN y el TIR, para evaluar la viabilidad financiera de la operación. El total de gastos ordinarios es de 802500€ anuales.

Para conocer de manera más detallada el Plan financiero, el lector deberá dirigirse al Anejo M, apartado M.2.

8.3. Vida útil del proyecto.

El hecho de que la normativa de motores de las categorías inferiores a MotoGP pretenda por delante de todo la reducción de los costes asociados a las motocicletas, y la estandarización de la potencia y prestaciones de las mismas, hace pensar que el reglamento para motores tendrá pocas variaciones o ninguna en bastante tiempo, de tal manera que la vida útil del proyecto pueda establecerse en 10 años. Al ser el proceso muy adaptable, dado que la producción de las piezas es informatizada, se puede actualizar y mejorar el diseño sin repercutir excesivamente en la situación financiera.

8.4. Estudio de evaluación financiera, exposición de resultados.

La tabla M.5, muestra los resultados de la evaluación financiera:

Tabla M.5. Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.

VAN=	787301,713					
Q=	39,3650857		TIR=	20,021		
INVERSION	FLUJO SP	FLUJO TOTAL	VAAnual	ACUMULADO	VLTIRSCH	VLTIRSCH2
20000	10000	-177500	-177500	-232500	0	0
0	10000	-37953,7031	-36848,2555	-269348,255	-37953,7031	-36848,2555
0	10000	59546,2969	56128,0958	-213220,16	119092,594	112256,192
0	10000	157046,297	143719,609	-69500,551	471138,891	431158,826
0	10000	145796,297	129538,121	60037,5704	583185,187	518152,486
0	10000	157046,297	135469,515	195507,086	785231,484	677347,576
0	10000	157046,297	131523,801	327030,887	942277,781	789142,807
0	10000	157046,297	127693,011	454723,898	1099324,08	893851,076
0	10000	120796,297	95357,7122	550081,61	966370,375	762861,698
0	10000	157046,297	120362,91	670444,52	1413416,67	1083266,19
0	10000	157046,297	116857,194	787301,713	1570462,97	1168571,94

Para la situación definida, la recuperación se alcanza al 4º año, el VAN es de 787000€ y la Q es de aproximadamente 40. La alta Q puede explicarse debido a que la empresa ya posee la maquinaria y los medios para comenzar a producir el motor, y la inversión prácticamente va destinada a adaptar el proceso y las maquinarias al modelo a producir, y a la ingeniería del desarrollo del producto y del proceso.

El plan de producción de la empresa se basa en dejar de producir el motor 2T que producía para la categoría de 125cc, que es antiguo y no cabe en normativa ya, y con ello hacer hueco al motor de Moto3, que es el nuevo modelo a producir.

Una Q de 40, quiere decir que por cada euro invertido del bolsillo de los socios, retornan 40€ en un plazo de 10 años.

Estos resultados sugieren que el negocio es rentable, con bastante margen, ya que el TIR se sitúa en torno al 33,75%. La tabla M.6, muestra la evolución del VAN en función de la tasa de actualización, mostrando en la columna encabezada con "33.75", el TIR:

Tabla M.6. Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.

	ACTUALIZACION				
	33.75	10	15	20	25
0	-232500	-232500	-232500	-232500	-232500
1	-260876,6	-267003,366	-265503,22	-264128,086	-262862,963
2	-227590,174	-217791,551	-220477,665	-222776,491	-224753,333
3	-161953,536	-99800,3437	-117217,175	-131893,217	-144345,629
4	-116394,835	-219,51117	-33857,6695	-61582,5031	-84627,4654
5	-79703,9026	97293,8833	44222,0957	1530,88134	-33166,5348
6	-52271,4299	185942,424	112117,544	54125,3684	8002,20964
7	-31761,1699	266532,006	171157,064	97954,1076	40937,2052
8	-19966,0246	322884,37	210645,587	126047,466	61203,4608
9	-8500,77319	389487,33	255287,946	156484,09	82281,858
10	71,3774298	450035,476	294107,389	181847,944	99144,5757

8.5. Conclusiones del estudio.

Según el pasado estudio, el proyecto es viable en cuanto a términos económicos, debido a que su valor actual neto a año cero es positivo.

El beneficio obtenido es relativamente alto, con lo cual se hace una inversión atractiva desde el punto de vista económico además del punto de vista comercial o de promoción de la marca a través del campeonato mundial y de campeonatos regionales bajo el mismo regramento. La diferenciación del producto respecto de la competencia, puede provocar que la demanda aumente, por tanto, puede que el plazo de vida útil sea sensible al mercado de ventas.

La recuperación, se alcanza al 4º ejercicio, lo cual nos previene del efecto de la subida repentina de la demanda comentado anteriormente.

El VAN es bastante sensible a los precios de venta de los productos y al margen de beneficio que se les saca, o sea, que es sensible al flujo de caja ordinario.

9. Hoja resumen del Presupuesto.

RESUMEN DEL PRESUPUESTO POR CAPÍTULOS

NUMERO	RESUMEN	EUROS	%
1	FABRICACIÓN DEL PISTÓN	160,22	1,8
2	FABRICACIÓN DE LA BIELA	151,25	1,7
3	FABRICACIÓN DEL CIGÜEÑAL	972,69	10,8
4	FABRICACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS	2821,89	31,2
5	FABRICACIÓN DE LA CULATA	2195,97	24,3
6	FABRICACIÓN DEL BLOQUE MOTOR	465,63	5,1
7	FABRICACIÓN DE LA TAPA IZQUIERDA	457,46	5,1
8	FABRICACIÓN DE LOS SEMICÁRTERES Y TAPAS MOTOR	1399,17	15,5
9	FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL LATERAL IZDO	222,54	2,5
10	ENSAMBLAJES Y EMBALAJE	199,5	2,2

TOTAL DE EJECUCIÓN MATERIAL	9046,32 €
5% GASTOS GENERALES	452,32 €
3% BENEFICIO INDUSTRIAL	271,39 €
TOTAL GASTOS	723,71 €
TOTAL ANTES DE IMPUESTOS	9770,03 €
21% I.V.A	2051,71 €
TOTAL DE PRESUPUESTO	11821,73 €

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de ONCE MIL OCHOCIENTOS VEINTIÚN EUROS con SETENTA Y TRES CÉNTIMOS.

Tarragona, a 02 de junio de 2016

El Promotor

La Dirección Facultativa

10. Conclusiones del Proyecto.

La realización del Trabajo de Fin de Máster, ha resultado la integración de los conocimientos adquiridos durante toda la carrera universitaria que me han conducido hasta el punto actual, y además la maduración de muchos de ellos, al poder integrarlos a todos juntos en una sola máquina.

El hecho de profundizar en un tipo de máquina que no tenemos la oportunidad de estudiar al detalle durante el conjunto del Grado y el Máster, y la consulta de bibliografía especializada durante el proceso de proyección, me han llevado a formarme en cuanto a ésta rama del diseño de máquinas en concreto.

Tras proponer unos objetivos al inicio del proyecto, en cuanto a prestaciones y precio sobre todo, ha quedado constatado que se han cumplido todas las premisas iniciales, y además se ha interpretado un Reglamento Técnico, lo cual es una tarea muy común en éste ámbito en particular, y en la ingeniería en general.

Tras siete meses de proyección, ha podido constatarse que el diseño de elementos particulares es una tarea relativamente mecánica y con un procedimiento bastante conciso, pero que el problema real, y donde se debe concentrar el esfuerzo y las horas de cálculos e ingeniería propiamente dichos, es en la relación que tienen entre sí todos los elementos que componen el motor. Démonos cuenta de que un motor de combustión interna para motocicleta, contiene en sí cuatro máquinas, que son el motor en sí, la bomba de aceite, la bomba de agua, y la caja de cambios. Entender la sinergia entre éstas cuatro máquinas es fundamental para que el diseño del propulsor sea no solamente correcto, sino óptimo.

En nuestro caso, han hecho falta algunos retoques en el diseño para llegar a la solución final, lo cual ha supuesto un aprendizaje en cuanto al diseño del *layout* de un motor de éstas características.

Cuando se juntan todos los métodos teóricos empleados en todos los cálculos, se genera un gran volumen de información que debe ser gestionada, organizada, y seleccionados los datos relevantes para el diseño, de tal manera que podamos operar los cálculos con los datos de entrada correctos en cada caso, y dimensionemos el motor o lo verifiquemos de manera satisfactoria durante el proceso de diseño.

El empleo de software CFD para la optimización de los conductos de admisión, ha supuesto un aprendizaje sobre un ámbito no trabajado ni durante el Grado ni durante el Máster de manera específica.

11. Agradecimientos.

Aprovecharé éstas líneas para expresar mi más sincero agradecimiento hacia las personas que me han prestado su ayuda y apoyo a lo largo de toda mi andadura en la Universidad en general, y en el Máster en particular.

En primer lugar, y también el más importante, quiero agradecer el apoyo recibido por parte de mi madre Esperanza, porque sin lugar a dudas no habría llegado hasta éste punto sin su presencia en mi vida. Le agradezco su entereza, y el haber sido una madre ejemplar en los buenos y en los malos momentos, porque gracias a ella y a su esfuerzo por sacarnos adelante a mi hermano y a mí, he podido estudiar en la Universidad durante éstos seis años.

En segundo lugar, querría agradecer todas las enseñanzas y consejos que he recibido de parte de todos los profesores que han dedicado su tiempo, sus ganas, y su energía, a enseñarme todo lo que he podido aprender durante éstos seis años. Algunas de estas personas, además, me han servido y me servirán como modelo personal y profesional, en todo mi desarrollo durante toda mi carrera universitaria, y en la vida profesional que, espero, comenzaré en breve.

En tercer lugar, agradezco todo su apoyo y comprensión, y el hecho de hacer de mis problemas y frustraciones los suyos, a todos los amigos y amigas, y compañeros y compañeras de camino que he conocido durante estos seis años, y es que en mayor o menor medida, todos me han aportado alguna cosa, ya sea personal o profesional.

En concreto, querría agradecer a Víctor A., a Marc y a Vic el que hayan sido mi válvula de escape a todo el estrés que he pasado, e inestimables fuentes de aprendizaje personal, sobre todo éste último año, y en especial a Vic todas las tardes en Vilanova, que acabó convirtiéndose en mi refugio para desarrollar éste TFM.

En cuarto lugar, querría agradecer a Silvia y a Albert, la posibilidad única de trabajar dentro del DEM durante los dos últimos cursos, ya que dicho trabajo me ha servido de sustento y de fuente de conocimientos y sobre todo de buenos momentos.

Y por último, y no por ello menos importante, querría dedicar éste proyecto a mi abuelo Mateo, quien cuidó de mí cuando era niño, y de todas las personas que conozco, sin duda la mejor. Y es que aunque ya no se encuentre entre nosotros, seguro que desde algún lugar podrá ver todo esto.

Por todo esto, y a todos vosotros, gracias.

12. Fuentes bibliográficas del Proyecto.

REFERENCIAS TFM

[1] cochesmiticos.com RUTA: El motor Otto, historia

Enlace: http://cochesmiticos.com/el-motor-otto-historia/

[2] Wikipedia RUTA: Nicolaus Otto

Enlace: https://es.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto

[3] Google Imágenes RUTA: Otto engine

Enlace: http://www.machineryscans.com/advert%20gas%20engine%20otto%201.jpg

[4] Giacosa, Dante: Motores Endotérmicos, 14ª Edición. Ediciones Omega, 1988.

ISBN: 84-282-0848-4

[5] Yamaha Motor EU Ruta: Conducto de admisión Yamaha R1

Enlace: http://cdn.yamaha-motor.eu/design-cafe/2007/290-75/YCCI%20position%20in%20intake%2005%20PS%2005%20med.jpg

[6] Nissan Co., JP Ruta: RB26 DETT

Enlace: http://vignette2.wikia.nocookie.net/anycar/images/a/a6/Tomei-rb26dett-engine.jpg/revision/latest?cb=20101223225414

[7] Suzuki Co. JP Ruta: V8 Hayabusa

Enlace: http://thekneeslider.com/images/hayabusav82800.jpg

[8] Derbi España Ruta: Motor 50cc derbi 1969

Enlace: http://www.motoguapa.com/DERBI%20Campeonato%201969/Derbi/derbi7.jpg

[9] Honda Co., JP Ruta: NSR 500 engine

Enlace: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0a/Honda_NSR500_engine_front_Honda_Collection_Hall.jpg

[10] Honda Co., JP Ruta: RCV211 engine

Enlace: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/60/Honda_V5_Moto_GP_Engine.jpg

[11] Husqvarna Ruta: Husqvarna FE250 engine

Enlace: http://www.cpuhunter.com/wp-content/uploads/2013/05/2014-Husqvarna-FE-250-Engine.jpg

[12] Oral Engineering Ruta: Oral Engineering engine

Enlace: http://www.gpone.com/images/ARCHIVIO/2011/foto/MOTOGP/14_GP_ARAGON/oral.jpg

[13] Historia y Biografias (web) Ruta: Ciclo 4T

Enlace: http://historiaybiografias.com/archivos_varios/motorexplo01.jpg

[14] BMW Motorrad Ruta: BMW F800 Engine

Enlace: http://www.totalmotorcycle.com/photos/2009models/2009-BMW-F800GSk.jpg

[15] Honda Co., JP Ruta: Honda Moto3 engine

Enlace: http://www.sportrider.com/sites/sportrider.com/files/import/header_images/146-1208-01-z%2Bmoto3%2Bhonda-MR03-engine.jpg

[16] KTM Ruta: KTM Moto3 engine specs

Enlace: http://www.formulamoto.es/prueba-fondo/2014/01/23/ktm-rc250r-moto3-luis-salom/8403.html

[17] Oral Engineering Ruta: Oral Moto3 engine specs

Enlace: http://phildystunt.free.fr/wp-content/uploads/oral_m3_val_4.jpg

[18] Mahindra Racing Ruta: Mahindra Moto3 engine specs

Enlace: http://www.mahindraracing.com/images/our-bikes/mgp30/wshop/mgp3o_big10.jpg

[19] Yamaha Co., JP Ruta: Yamaha YZF250 engine specs

Enlace: http://images.motorcycle-sa.com/PhotoGallerys/14_Yamaha_YZ250F_FirstRide_14.jpg

[20] Suzuki Co., JP Ruta: Suzuki RMZ250 engine specs

Enlace: http://www.totalmotorcycle.com/motorcycles/2013models/2013-Suzuki-RMZ250e.jpg

[21] Kawasaki Co., JP Ruta: Kawasaki KXF250 engine specs

Enlace: http://images.motorcycle-usa.com/PhotoGallerys/2013-Kawasaki-KX250F-18.jpg

[22] Federación Internacional de Motociclismo Ruta:Moto3 Technical Regulations

Enlace:
http://www.ma.org.au/fileadmin/user_upload/Documents/Event_Documents/2015/ASBK/MOTO3_125GP.pdf

[23] Kawasaki Co., JP Ruta: Kawasaki Z1000 cylinder head

Enlace: http://www.promasydb.nl/pics/boonstra/000000067848-1.jpg

[24] Yamaha Co., JP Ruta: Yamaha XT600 engine

Enlace: http://www.davidlambeth.co.uk/wp-content/uploads/2011/07/DSCF6101.jpg

[25] Honda Racing Co., JP Ruta: F1 cylinder head

Enlace: http://www.racecar-engineering.com/wp-content/gallery/honda-ra806e/zuphv8j.jpg

[26] BMW Motorrad Ruta: BMW G650GS Cylinder Head

Enlace: http://faq.f650.com/FAQs/Photos/HGasketValvePhotos/DirtyHeadValves.jpg

[27] Youtube Ruta: F1 Turbo engines, how they started

Enlace: https://www.youtube.com/watch?v=xbB1qwhKaaE

[28] PANKL Ruta: F1 piston

Enlace: https://c1.staticflickr.com/3/2769/4427262335_20e250e944.jpg

[29] Tomei Co., JP Ruta: Nissan RB26 Pistons

Enlace: http://www.tomeipowered.com/BTE/wp-content/uploads/2011/06/Tomei-Piston-kit-RB26.jpg

[30] Honda Racing Co., JP Ruta: Honda CR450 Crankshaft

Enlace: http://motocrossactionmag.com/Uploads/Public/Images/...AUG%2012/1022CRANK.jpg

[31] Aprilia Ruta: Aprilia RSV4 Gearbox

Enlace: http://www.cyclewack.com/uplimg/img_A_100240_e8e6a2f8f1744243c63b2a8c77157640.jpg

[32] Suzuki Co., JP Ruta: GSXR 750 quickshifter

Enlace: http://img.photobucket.com/albums/v462/FJR-Kevin/Suzuki%20GSX-R750/IMG_1310.jpg

[33] Kawasaki Co., JP Ruta: Kawasaki ZX6R clutch

Enlace: http://mustridenow.com/wp-content/uploads/2013/10/146_0709_04_z+art_and_science+kawasaki_zx_6r_slipper_clutch.jpg

[34] General Motors Company Ruta: Car clutch

Enlace: http://www.acdautomotiveservices.co.za///photos/corvetteclutch113829.jpg

[35] Yamaha Co., JP Ruta: Yamaha R6 clutch

Enlace: http://edge.rit.edu/edge/P11228/public/2008_Yamaha_R6_10.jpg

[36] Yamaha Co., JP Ruta: Yamaha M1 engine

Enlace: http://i.ytimg.com/vi/6VjZNPvp_KI/maxresdefault.jpg

[37] BMW Motorsport Ruta: F1 BMW refrigeration

Enlace: http://8000vueltas.com/wp-content/uploads/2014/01/11-Esquema-de-refrigeraci%C3%B3n-del-motor-BMW-P82.jpg

[38] General Motors Company Ruta: Automotive Water Pump

Enlace: http://www.todorover.com/wp-content/uploads/wpsc/product_images/STC4378.jpg

[39] Yamaha Co., JP Ruta: Yamaha YBR 250 engine

Enlace: http://images.motofan.com/A/7/2/3/yamaha-ybr-250-motor_hd_27183.jpg

[40] BMW Motorrad Ruta: BMW lubrication scheme

Enlace: http://www.formulamoto.es/elementosWeb/gestionCajas/FOM/Image/problemas_aceite005.jpg

[41] Dellorto Ruta: Moto3 ECU

Enlace: http://www.dellorto.it/content/images/thumbs/0000215_moto3-racing-application.jpeg

[42] UCO Ruta: Ciclo Aire-Combustible

Enlace: http://www.uco.es/termodinamica/ppt_Oct2012/pdf/termo%207.pdf

[43] Heywood, John B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Inc. 1988.

ISBN: 0-07-028637-X

[44] Kawasaki España Ruta: Sistema Ram Air Kawasaki ZX10R

Enlace: http://www.kawasaki.es/es/products/supersport/2014/ninja_zx-10r/specifications?Uid=0556WlhZW1laWFpaWllfWV9aW1xbRg0bRS07

[45] Arpem Ruta: Fichas Tecnicas motos Arpem

Enlace: http://www.arpem.com/

[46] Honda Co., JP Ruta: Honda Moto3 engine

Enlace: https://motogokil.files.wordpress.com/2013/11/honda250engine.jpg?w=480&h=411

[47] Aprilia Ruta: Aprilia RSV4 engine cut

Enlace: http://pictures.topspeed.com/IMG/crop/201202/2012-aprilia-rsv4-factory-19_600x0w.jpg

[48] Ducati Ruta: Ducati 848 cylinder heads

Enlace: http://www.ducati-kaemna.de/media/wysiwyg/tuning/4v_kpfe_mit_ventile_blank.jpg

[49] J.A. Álvarez, I. Callejón: Motores Alternativos de Combustión Interna, Edicions UPC. 2005.

ISBN: 84-8301-818-5

[50] atvconnection.com (Revista) Ruta: Cyilinder head cutaway

Enlace: http://atvconnection.com/wp-content/uploads/2012/05/Engine_Cutaway.jpg

[51] A.M. Serrano Muñoz: Diseño, análisis y simulación de levas planas, PFC, UC3M, 2010.

[52] ANSYS Ruta: Setting up a dynamic mesh problem

Enlace: https://www.youtube.com/watch?v=BuA6uI2tWuA

[53] Kymco Ruta: Moto3 engine main mechanism

Enlace: http://www.soymotero.net/images/32078.jpg

[54] FIAT Ruta: Con Rod with components

Enlace: http://www.99rpm.com/media/catalog/product/cache/1/image/2a3c9457fd5037b7f08fc0a3a9f243a0/c/o/connecting_rod_1.2_palio_siena.jpg

[54] Kingbearings Ruta: Engine bearings composition

Enlace: http://kingbearings.com/files/Engine_Bearing_Materials.pdf

[55] Riba Romeva, Carles: Mecanismes i Màquines III: Dinàmica de Màquines, Edicions UPC, 2000.

ISBN: 84-8301-347-9

[56] KTM Ruta: KTM LC8 Engine

Enlace: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/b/b9/KTM_LC8_Engine.jpg

[57] Bernardo Mas, Ramón Gasull: Dibuix Tècnic 2, Editorial Casals, 2009.

ISBN: 978-84-218-4034-4

[58] Válvulas 3B Ruta: Catálogo muelles Válvulas 3B

Enlace: http://www.mparts.com.ar/catalogo/catalogo.pdf

[59] Aerospace Specification Metals inc. Ruta: Ti-6Al-4V Grade 5 Alloy

Enlace: http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MTP641

[60] Cosworth inc. Ruta: Cosworth DFV V8 Engine

Enlace: https://www.youtube.com/watch?v=XzrUiqRdTV8

[61] J.E. Shigley, r.G Budynas, J.K. Nisbett: Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw Hill, 2008.

ISBN: 978-970-10-6404-7

[62] J. Bigordà i J.Fenollosa: La Fatiga dels Elements Mecànics, Tem-UPC, Edicions UPC, 1992.

ISBN: 978-84-9880-176-7

[63] MotoGP, Dorna Ruta: KTM Moto3

Enlace: http://photos.motogp.com/2015/07/01/rookie-wheelie.small.jpg

[64] Callies Ruta: Nissan GTR conrod

Enlace: http://www.callies.com/wp-content/uploads/2014/04/IMG_5308.jpg

[65] OLCT.co Ruta: Bent conrod

Enlace: http://www.olct.co/images/News/Fails/Mechanical/hydraulic-lock-bent-con-rod.jpg

[66] Wikipedia Ruta: Bent conrod

Enlace: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/72/Bent_connecting_rod_1.JPG

[67] Wikipedia Ruta: Conrod bolts

Enlace:
http://shop.clpmotorsports.com/assets/images/clp%20motorsports%20folder/katech/high%20performance%20fasteners/connecting%20rod%20bolt.jpg

[68] J.Fenollosa: Unions Cargolades, Tem-UPC, Edicions UPC, 1992.

ISBN: 978-84-9880-323-5

[69] Mahindra Racing Ruta: Moto3 specs

Enlace: http://mahindraracing.com/our-bikes-mgp30.aspx

[70] Silvia de la Flor López Ruta: Apuntes ELAR I GEM URV

Enlace: http://moodle.urv.cat/moodle/

[71] Kappalloy Ruta: Babbitt elastic modulus

Enlace: http://www.kappalloy.com/dura-kapp-babbitt.php

[72] Matweb Ruta: Aluminum 7034 T6

Enlace:
http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=844471e12b9e4d389b5983f26876b835

[73] Matweb Ruta: Aluminum 4019AE

Enlace: http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=15b81922dc5e41afab1a0f9a2e87cf95

[74] Wikipedia Ruta: Acero para cigüeñales

Enlace: https://es.wikipedia.org/wiki/Acero_41xx

[75] Azom Ruta: AISI4140 Steel

Enlace: http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6769

[76] Matweb Ruta: AISI4150 Steel

Enlace: http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=9b7bd613ff6e4b08b157ee2f5b514a19

[77] K.H Decker: Elementos de máquinas, Ediciones URMO, 1980.

ISBN: 978-84-314-0340-3

[78] Fastenerdata.co Ruta: Torx Bolts data

Enlace: http://www.fastenerdata.co.uk/fasteners/socket/torx.html

[79] Ramsey Chain Ruta: Cadena DIN 8190

Enlace: http://www.ramseychain.com/catalogs/pt/web_pt_spanish_metric.pdf

[80] Photobucket Ruta: Cam Chain Tensioner

Enlace: http://s52.photobucket.com/user/CBR-1000F/media/600F3%20Purple/Cam%20Chain%20Tensioner/DSC04185.jpg.html

[81] Timken Ruta: Timken ball bearings

Enlace: http://www.timken.com/en-US/products/Documents/Timken-Deep-Groove-Ball-Bearing-Catalog-10857.pdf

[82] Yamaha Ruta: YZ250F cam cover

Enlace: http://i.ebayimg.com/00/s/MTIwMFgxNjAw/z/XGMAAOSwu4BVxo2o/$_35.JPG

[83] Ebay Offroad Ruta: YZ450F oil pump

Enlace: http://ebayoffroad.dk-server.co.uk/item15293-1.jpg

[84] Honda Ruta: CBR1000RR water pump

Enlace: http://thumbs4.picclick.com/d/l400/pict/141973179071_/Wasserpumpe-Pumpe-Water-Pump-Honda-CBR-1000-RR.jpg

[85] Kawasaki Ruta: Mirilla de aceite Z1000SX

Enlace: https://i.ytimg.com/vi/2nEVYlrw8qg/maxresdefault.jpg

[86] OldisFer Ruta: Catálogo de muelles

Enlace: http://www.oldisfer.com/catalogo.pdf

[87] Honda Ruta: Honda CBR450 crankcases

Enlace: http://i33.photobucket.com/albums/d64/FoxMxRiders/DSCF9148.jpg

[88] SKF Ruta: Ball bearings 35mm

Enlace: http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6007-RZ&unit=metricUnit

[89] SKF Ruta: Needle bearings 24mm

Enlace: http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-asseblies/needle-roller-and-cage-assemblies-pt/index.html?designation=K%2024X28X17&unit=metricUnit

[90] NSK Ruta: Ball bearings 10mm

Enlace: http://www.nskamericas.com/cps/rde/dtr/na_es/Rodamientos.LR.pdf

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 3: ANEJOS



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona

Junio de 2016

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

ANEJO A CONDICIONANTES DEL PROYECTO 1

A.1 Introducción 1
A.2 Condicionantes impuestos por el promotor 1
A.3 Legislación y normativas 3
A.4 Condicionantes del entorno físico 3
A.5 Mercado 5
A.5.1 Oferta 5
A.5.2 Demanda 6
A.5.3 Modelos sustitutivos 7
A.6 Requerimientos de los posibles usuarios 8
A.7 Activos y pasivos disponibles, fuentes de financiación 9

ANEJO B SITUACIÓN ACTUAL 10

B.1 Descripción del problema a resolver 10
B.2 Descripción detallada de los sistemas empleados actualmente 12
B.3 Análisis de los productos sustitutivos 17
B.3.1 Motor Honda Moto3 (NSF250R) 17
B.3.2 Motor KTM Moto3 (RC250R-M32) 19
B.3.3 Motor Oral Engineering Moto3 21
B.3.4 Motor Mahindra Moto3 23
B.3.5 Motor Husqvarna FE250 25
B.3.6 Motor Yamaha YZF250 27
B.3.7 Motor Suzuki RMZ250 29
B.3.8 Motor Kawasaki KXF250 31

ANEJO C ESTUDIO DE ALTERNATIVAS 32

C.1 Introducción 32
C.2 Interpretación del Reglamento Técnico 34
C.2.1 Motor 34
C.2.2 Admisión y sistema de alimentación de combustible 36
C.2.3 Sistema de escape 37
C.2.4 Transmisión 37
C.2.5 Materiales 38
C.3 Estudios de alternativas 39
C.3.1 Aspectos fundamentales de diseño 39
C.3.1.1 Alternativas al diámetro 39
C.3.1.2 Alternativas al tipo de carcasas 41
C.3.1.3 Alternativas al tipo de cárter 42
C.3.1.4 Alternativas a la integración en el chasis 43
C.3.1.5 Tipo de distribución 45
C.3.1.6 Alternativas a la relación de compresión 47
C.3.1.7 Elección de alternativas, justificación del criterio 48

C.3.2 Culata y conductos de admisión 50
C.3.2.1 Geometría de los conductos 51
C.3.2.2 Acabado de los conductos 53
C.3.2.3 Disposición y cantidad de válvulas 54
C.3.2.4 Disposición de la o las bujías 55
C.3.2.5 Tipo de anclaje al bloque 56
C.3.2.6 Interferencias entre soluciones adoptadas 58
C.3.2.7 Soluciones adoptadas 58
C.3.3 Pistón, biela y cigüeñal, bloque motor 59
C.3.3.1 Pistón 60
C.3.3.2 Biela 64
C.3.3.3 Cigüeñal 67
C.3.3.4 Bloque motor 69
C.3.4 Transmisión y embrague 71
C.3.4.1 Transmisión 71
C.3.4.2 Embrague 76
C.3.5 Sistema de refrigeración 83
C.3.6 Sistema de lubricación 86
C.3.7 Sistemas eléctricos y electrónicos 87
C.3.8 Alternativas al proceso productivo 88
C.3.8.1 Identificación de alternativas 88
C.3.8.1.1. Proceso Lineal. 89
C.3.8.1.2. Proceso intermitente 90
C.3.8.1.3. Proceso por proyecto 92
C.3.8.1.4. Fabricación para inventario 93
C.3.8.1.5. Fabricación para surtir pedidos 95
C.3.8.2 Restricciones impuestas por los condicionantes 97
C.3.8.3 Efectos de las alternativas sobre los objetivos. 98
C.3.8.4 Evaluación de alternativas. 99
C.3.8.4.1. Criterios de evaluación, justificación 99
C.3.8.5 Evaluación de las alternativas, justificación 101
C.3.8.6 Elección de alternativas a desarrollar 103
C.3.9 Resumen de las alternativas escogidas 104

ANEJO D ESTUDIO DEL CICLO TERMODINÁMICO 106

D.1 Introducción 106
D.2 Definición de parámetros 108
D.3 Definición del Ciclo Otto ideal 111
D.4 Definición del Ciclo Otto aire-combustible 124
D.5 Definición del Ciclo Otto mixto 133
D.6 Definición del Ciclo Otto aire-combustible (Cp y Cv ajustados) 142
D.7 Definición del Ciclo Otto mixto (Cp y Cv ajustados) 150
D.8 Definición del Ciclo Otto por método gráfico 157
D.9 Interpretación de los resultados del estudio 166
D.10 Conclusiones del estudio 181

ANEJO E ESTUDIOS DE OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO 183

E.1 Introducción 183
E.2 Objetivos y variables del estudio 186
E.2.1. Objetivos del estudio 186
E.2.2. Diámetro de las válvulas 187
E.2.3. Forma de los conductos de admisión 189
E.2.4. Comportamiento de las válvulas de admisión 193
E.2.5. Comportamiento en función del régimen de giro y la carga 200
E.2.6. Resumen de parámetros 201
E.3 Metodología en la creación de los volúmenes (ProEngineer, CAD) 202
E.4 Tratamiento previo de las geometrías para CFD (Gambit) 210
E.5 Estudios de cinemática de la distribución y del movimiento del pistón 218
E.5.1. Cinemática del pistón 218
E.5.2. Cinemática de las válvulas de admisión y escape 226
E.6 Mallado de las geometrías previo al estudio CFD (Gambit) 236
E.7 Configuración del cálculo CFD (Fluent) 241
E.8 Configuración de la malla dinámica en CFD (Fluent) 251
E.9 Resultados de los cálculos 261
E.10 Resultados del estudio 273
E.11 Conclusiones del estudio 274

ANEJO F DISEÑO DEL MECANISMO PRINCIPAL 283

F.1 Introducción 283
F.2 Estudio de las fuerzas alternativas de inercia 285
F.3 Equilibrado básico de las fuerzas alternativas de inercia 298
F.4 Reequilibrado de las fuerzas alternativas de inercia 310
F.5 Estudios sobre concentración de tensiones en elementos 316
F.6 Estudios modales de cargas y elementos 330
F.6.1. Estudio de las frecuencias propias de la carga 332
F.6.2. Estudio de las frecuencias propias de los componentes 337
F.7 Estudios de cargas de elementos 342
F.7.1. Introducción 342
F.7.2. Caracterización de cargas sobre los elementos del mecanismo 343
F.7.3. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el pistón 347
F.7.4. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la biela 356
F.7.5. Estudio de la biela a pandeo 364
F.7.6. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el bulón 373
F.7.7. Estudio a fatiga de los pernos de biela 377
F.7.8. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la brida de biela 390
F.7.9. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el cigüeñal 393
F.7.10. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el contrarrotante 401
F.7.11. Estudio de la inserción de cojinetes 404
F.7.11. Conclusiones de los estudios estáticos 414

F.8 Estudios a fatiga de los elementos 415
F.8.1. Selección de materiales para los componentes 416
F.8.2. Estudio a fatiga del pistón 424
F.8.3. Estudio a fatiga de la biela 441
F.8.4. Estudio a fatiga del cigüeñal 445
F.8.4. Estudio a fatiga del contrarrotante 447
F.8.5. Conclusiones de los estudios a fatiga de los elementos 448
F.9 Cálculo de engranajes del mando del contrarrotante 449
F.9.1. Cálculo de la tensión en la base del diente 451
F.9.2. Estudio de la resistencia a fatiga de la base de los dientes 457
F.9.3. Estudio de la resistencia a rotura de los flancos 458
F.10 Cálculo de engranajes del mando del embrague 461
F.11 Diseño del bloque motor 466
F.12 Efectos térmicos y ajustes de componentes 470
F.13 Rediseño del contrarrotante 473
F.14 Recalculado de engranajes 477

ANEJO G DISEÑO DE LA CULATA Y LA DISTRIBUCIÓN 480
G.1 Introducción 480
G.2 Diseño de las válvulas y sus muelles 481
G.3 Diseño de los árboles de levas 495
G.4 Estudio de resistencia y fatiga de los árboles de levas 506
G.4.1. Estudio de la resistencia del árbol de levas de admisión 508
G.4.2. Estudio de la resistencia del árbol de levas de escape 512
G.5 Cálculo de los piñones de distribución 515
G.6 Cálculo de la fijación de los árboles de levas a la culata 522
G.7 Cálculo de la distribución 529
G.8 Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución 541
G.8.1. Cálculo del piñón inferior de la distribución 542
G.8.2. Cálculo del piñón superior de la distribución 546
G.9 Cálculo de uniones desmontables 549
G.9.1. Cálculo de la unión del piñón de distribución con el mando de árboles de levas 542
G.9.2. Cálculo de la inserción de los piñones de árboles de levas a los árboles 546
G.9.3. Cálculo del eje y los rodamientos de soporte del piñón doble 557
G.9.4. Cálculo de los rodamientos principales de los árboles de levas 564
G.10 Criterios constructivos en el diseño de la culata 566
G.11 Estudio de resistencia de la culata 570

ANEJO H DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y LUBRICACIÓN 573
H.1 Introducción 573
H.2 Especificaciones del sistema de lubricación 577
H.3 Especificaciones del sistema de refrigeración 583

ANEJO I DISEÑO DE LA CAJA DE CAMBIOS 587
I.1 Introducción 587

ANEJO J DISEÑO DE ELEMENTOS ESTÁTICOS 600

J.1 Introducción 600
J.2 Cálculo de los pernos del bloque motor 601
J.2.1. Cálculo de los pernos cortos 605
J.2.2. Cálculo de los pernos largos 608
J.3 Cálculo de los rodamientos del cigüeñal 611
J.4 Cálculo de los rodamientos de la caja de cambios 614
J.4.1. Cálculo de rodamientos de caja de cambios 614
J.4.2. Cálculo del rodamiento de agujas de la campana del embrague 617
J.5 Cálculo de los rodamientos de los contrarrotantes 620
J.6 Diseño de los semicárteres y las tapas motor 622
J.7 Vistas del motor 633

ANEJO K JUSTIFICACIÓN DE CUMPLIMIENTO DE LAS NORMATIVAS ESPECIFICAS 638

K.1 Introducción 638
K.2 Cumplimiento del Artículo 1 638
K.3 Cumplimiento del Artículo 4 640

ANEJO L PROGRAMACIÓN TEMPORAL (PERT) 641

L.1 Introducción 641
L.2 Fases de la producción 642
L.3 Definición de la tabla de prelaciones, grafo PERT y matriz de Zaderenko 645
L.4 Matriz de holguras y definición del camino crítico 647
L.5 Horario de actividades 649

ANEJO M EVALUACIÓN FINANCIERA 650

M.1 Introducción 650
M.2 Plan financiero 650
M.3 Vida útil 653
M.4 Estudio de evaluación financiera 653
L.4.1 Tabla de ingresos 653
L.4.2 Tabla de gastos 654
L.4.3 Totalizados 655
L.4.4 Resultado de la evaluación financiera 656
L.5 Conclusiones al estudio 658

ANEJO N ANEJO DE JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS 659

M.1 Objeto 659
M.2 Justificación de precios de la mano de obra 659
M.3 Justificación de precios de la materia prima 660
M.4 Justificación de precios de la maquinaria 660
M.5 Justificación de precios de componentes adquiridos 661
M.6 Justificación de precios descompuestos 662

ÍNDICE DE FIGURAS DE LOS ANEJOS

Fig. A.1	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	7
Fig. A.2	Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]	7
Fig. B.1	Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.	10
Fig. B.2	Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]	12
Fig. B.3	Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008.	15
Fig. B.4	Render del motor de una BMW F800 del año 2009.	16
Fig. B.5	Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]	17
Fig. B.6	Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]	19
Fig. B.7	Motor Oral Engineering para Moto3, del año 2014. [17]	21
Fig. B.8	Motor Mahindra para Moto3, del año 2013. [18]	23
Fig. B.9	Motor Husqvarna modelo FE250, del año 2014. [11]	25
Fig. B.10	Motor Yamaha modelo YZF250, del año 2015. [19]	27
Fig. B.11	Motor Suzuki modelo RMZ250, del año 2013. [20]	29
Fig. B.12	Motor Kawasaki modelo KXF250, del año 2015. [21]	31
Fig. C.1	Ejemplos de esquemas de distribución permitidos por el reglamento.[22]	35
Fig. C.2	Motor de Yamaha R1, donde se puede ver una culata DOHC.[5]	45
Fig. C.3	Culata de Kawasaki Z750, donde pueden verse los puertos de admisión unidos.	51
Fig. C.4	Motor de Yamaha XT600, donde pueden verse dos puertos de admisión independientes.	51
Fig. C.5	Culatas de dos motores de F1 de Honda, empleados hasta 2008. [5]	53
Fig. C.6	Culata de una BMW G650GS, donde se aprecian dos huecos para las bujías. [26]	55
Fig. C.7	Culata de un motor Cosworth V6 de F1, del 1985. [27]	57
Fig. C.8	Pistón y biela de un motor F1, fabricados por Pankl. [28]	61
Fig. C.9	Juego de pistones para un motor RB26 de Nissan, fabricados por Tomei. [29]	61
Fig. C.10	Bielas con perfiles en “H”, “cruz” e “I” respectivamente (I a D).	65
Fig. C.11	Biela de F1, fabricada por Pankl, de perfil semi macizo. [28]	65
Fig. C.12	Diagrama de ensamblaje de una Honda NSF250 de Moto3.	68
Fig. C.13	Cigüeñal de una Honda CRF450, desmontable y con biela de una pieza. [30]	68
Fig. C.14	Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]	73
Fig. C.15	Vista lateral de una Suzuki GSXR750, donde se puede ver la varilla de la palanca de cambios.	76
Fig. C.16	Embrague antirrebote para Suzuki GSXR. [32]	77
Fig. C.17	Embrague multidisco de una Yamaha R1. [33]	78
Fig. C.18	Embrague monodisco empleado en automoción. [34]	78
Fig. C.19	Embrague multidisco en baño de aceite de una Yamaha R6. [35]	79
Fig. C.20	Motor de Yamaha M1, en el que se puede ver el embrague en seco. [36]	79
Fig. C.21	Modelado de los conductos de refrigeración en un motor BMW V10 de F1. [37]	83
Fig. C.22	Bomba de agua empleada en automoción. [38]	84
Fig. C.23	Motor de Yamaha YBR250, refrigerado por aire. [39]	85
Fig. C.24	Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]	86
Fig. C.25	ECU Dellorto homologada para moto3. [41]	87
Fig. D.1	Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]	107
Fig. D.2	Relación entre cilindrada total, unitaria y volumen de la cámara de combustión. [4]	109
Fig. D.3	Diagramas p-v y T-s para un ciclo Otto ideal. [4]	112
Fig. D.4	Diagrama de desplazamiento del pistón relativo al ángulo de cigüeñal para un motor alternativo	118
Fig. D.5	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo ideal de nuestro motor.	120
Fig. D.6	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo ideal de nuestro motor.	121
Fig. D.7	Método de aproximación por áreas trapezoidales.	122
Fig. D.8	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.	129
Fig. D.9	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible (Rojo) de nuestro motor, superpuesto al del ciclo teórico ideal (Azul).	130
Fig. D.10	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.	131

Fig. D.11	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo teórico mixto de un MACI. [4]	133
Fig. D.12	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.	138
Fig. D.13	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	139
Fig. D.14	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.	140
Fig. D.15	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible ajustado de nuestro motor.	147
Fig. D.16	Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.	153
Fig. D.17	Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor	154
Fig. D.18	Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.	155
Fig. D.19	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado, por método gráfico.	157
Fig. D.20	Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado, trazado de rectas principales.	159
Fig. D.21	Trazo del primer punto de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado.	160
Fig. D.22	Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado.	160
Fig. D.23	Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de expansión del diagrama indicado del MACI.	161
Fig. D.24	Trazo de la curva que representa la presión en función del volumen, diagrama indicado del MACI.	162
Fig. D.25	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo ideal y el indicado para un motor alternativo	163
Fig. D.26	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	164
Fig. D.27	Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.	171
Fig. D.28	Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor	172
Fig. D.29	Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real.	173
Fig. D.30	Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa	176
Fig. D.31	Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]	179
Fig. D.32	Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]	180
Fig. E.1	Sección longitudinal de un cilindro en la que se esquematiza el proceso de avance del frente de llama.	184
Fig. E.2	Culatas de una Ducati 848. [48]	185
Fig. E.3	Disposición geométrica de las válvulas para máxima superficie en las válvulas y conductos de admisión.	188
Fig. E.4	Disposición geométrica de uno de los conductos de admisión para válvulas de 32,5mm de diámetro.	189
Fig. E.5	Tipología de cámara de combustión correspondiente al caso 4 de la tabla E.2. [43]	191
Fig. E.6	Diagrama tipo para el desplazamiento de una válvula. [4]	193
Fig. E.7	Diagrama tipo para los ángulos de apertura de las válvulas de admisión y escape en un MACI	194
Fig. E.8	Rendimiento volumétrico de un MACI en función de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas	195
Fig. E.9	Esbozo en ProEngineer de la geometría de un conducto de admisión.	203
Fig. E.10	Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.	204
Fig. E.11	Vista en ProEngineer de los conductos de admisión.	205
Fig. E.12	Vista en ProEngineer del esbozo de una válvula.	205
Fig. E.13	Vista en ProEngineer de las válvulas colocadas en posición.	206
Fig. E.14	Vista en ProEngineer de la superficie del pistón.	207
Fig. E.15	Vista en ProEngineer de las superficies modeladas del pistón y el volumen de la cámara de combustión	208
Fig. E.16	Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.	209
Fig. E.17	Vista en Gambit de diferentes opciones de importación de geometrías.	210
Fig. E.18	Vista en ProE de la geometría de los conductos de admisión.	211
Fig. E.19	Vista en Gambit de la definición de una cara en la geometría.	212
Fig. E.20	Vista en Gambit de la definición de un volumen en la geometría, a partir de las caras importadas de ProE	213
Fig. E.21	Vista en Autodesk CFD 2016 la simulación de un flujo de aire a través de un conducto rectangular	214
Fig. E.22	Vista en Gambit de la geometría ya con el pistón restado del cilindro.	215
Fig. E.23	Vista en Gambit del volumen total contenido por aire, seleccionado en rojo	216
Fig. E.24	Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios	217
Fig. E.25	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	220
Fig. E.26	Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón	221
Fig. E.27	Diagrama Excel de la posición del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	222
Fig. E.28	Diagrama Excel de la velocidad del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	223
Fig. E.29	Diagrama Excel de la aceleración del pistón relativa a la posición del cigüeñal.	224
Fig. E.30	Vista en corte de una culata, en la cual pueden verse los elementos mencionados anteriormente	226

Fig. E.31	Diagrama de levantamiento, velocidad y aceleración para una válvula. [49]	227
Fig. E.32	Diagrama de posición de las válvulas de admisión en función del ángulo de la leva	230
Fig. E.33	Diagrama de posición de las válvulas de escape en función del ángulo de la leva	231
Fig. E.34	Vista en AutoCAD de los ángulos que forman las trayectorias de las válvulas	232
Fig. E.35	Diagrama de Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape	233
Fig. E.36	Vista en AutoCAD del cruce de trayectorias entre válvulas de admisión y escape	234
Fig. E.37	Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape	235
Fig. E.38	Vista en Gambit del control de creación de malla para volúmenes.	236
Fig. E.39	Vista en Gambit de la malla en la geometría con válvula de 32mm de diámetro	237
Fig. E.40	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes que conforman la geometría	238
Fig. E.41	Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de las diferentes zonas de la geometría	239
Fig. E.42	Vista de la ventana de Fluent Launcher.	241
Fig. E.43	Vista de la malla, recién leída por Fluent (Sin edición alguna).	242
Fig. E.44	Vista en Fluent de la ventana para escalar el modelo.	243
Fig. E.45	Vista del log de Fluent, una vez comprobada la malla de manera satisfactoria.	244
Fig. E.46	Vista del log de Fluent, una vez comprobada la calidad de la malla.	245
Fig. E.47	Vista del control general de la solución en Fluent.	246
Fig. E.48	Vista del control de condiciones de contorno de la solución en Fluent.	247
Fig. E.49	Vista del control de condiciones de contorno de la zona Velocity Inlet definida previamente	247
Fig. E.50	Vista del control de los métodos de solución.	248
Fig. E.51	Vista del control de los parámetros de cálculo.	249
Fig. E.52	Vista de una malla alrededor de una compuerta cerrada. [52]	250
Fig. E.53	Vista de una malla alrededor de una compuerta en apertura. [52]	250
Fig. E.54	Vista en Fluent del panel de selección para la malla dinámica.	251
Fig. E.55	Vista en Fluent del panel de parámetros del módulo In-Cylinder.	253
Fig. E.56	Vista en Notepad del perfil de apertura de la válvula de admisión.	254
Fig. E.57	Vista en Fluent de la lectura del perfil de la válvula de admisión.	255
Fig. E.58	Vista en Fluent de la introducción de parámetros del pistón.	256
Fig. E.59	Vista en Fluent la evolución de la malla.	258
Fig. E.60	Vista en Fluent la creación de interfaces.	259
Fig. E.61	Vista en Fluent la lectura de la masa total introducida al cilindro durante la carrera de admisión	261
Fig. E.62	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 30mm de diámetro	264
Fig. E.63	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 28mm de diámetro	267
Fig. E.64	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 26mm de diámetro	269
Fig. E.65	Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes	270
Fig. E.66	Diagrama de rendimiento volumétrico de un motor, para diferentes longitudes de colector	275
Fig. E.67	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos realizados	276
Fig. E.68	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte	277
Fig. E.69	Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte	278
Fig. E.70	Gráfico de la potencia bruta en CV esperada para nuestro motor.	280
Fig. F.1	Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]	283
Fig. F.2	Biela de un motor FIAT junto con sus componentes auxiliares.[54]	287
Fig. F.3	Tipos de cojinetes de biela y cigüeñal.[55]	288
Fig. F.4	Pistón y biela de un motor 1.9 TDI del grupo VW.	290
Fig. F.5	Diseño preliminar del pistón para nuestro motor.	291
Fig. F.6	Diseño preliminar de la biela para nuestro motor.	292
Fig. F.7	Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.	294
Fig. F.8	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.	295
Fig. F.9	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (4k rpm)	296
Fig. F.10	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (8k rpm)	296
Fig. F.11	Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación (14k rpm)	297
Fig. F.12	Diagrama de potencias para un motor tipo Otto.[4]	298
Fig. F.13	Diagrama de rotores equivalentes para la compensación de las fuerzas de inercia	299
Fig. F.14	Vista en AutoCAD del brazo derecho del codo de cigüeñal.	303
Fig. F.15	Vista en AutoCAD del informe de propiedades del brazo derecho del codo de cigüeñal.	303
Fig. F.16	Vista en AutoCAD de uno de los dos contrapesos del cigüeñal.	306

Fig. F.17	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	308
Fig. F.18	Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje X vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal	309
Fig. F.19	Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela	310
Fig. F.20	Formas de mitigar la concentración de tensiones en cambios de sección para ejes	316
Fig. F.21	Vista en ProE de las tensiones sobre el pistón, al aplicarle una presión de 103bar	317
Fig. F.22	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, para una carga de 103bar de presión	318
Fig. F.23	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su segunda iteración	319
Fig. F.24	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración	320
Fig. F.25	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración	321
Fig. F.26	Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración	322
Fig. F.27	Diagrama de carga sobre la biela para 4000rpm.	323
Fig. F.28	Diagrama de carga sobre la biela para 14000rpm.	324
Fig. F.29	Vista en ProE de la disposición de restricciones y cargas sobre el cigüeñal	325
Fig. F.30	Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal	326
Fig. F.31	Vista en ProE de la disposición de fuerzas y restricciones sobre el cigüeñal	327
Fig. F.32	Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal	328
Fig. F.33	Vista en Matlab de las componentes frecuenciales de una señal dada.	330
Fig. F.34	Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga.	333
Fig. F.35	Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela para un régimen de giro de 10000rpm	334
Fig. F.36	Vista de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) sobre la biela, en función del régimen	335
Fig. F.37	Vista en ProEngineer del mallado escogido para estudiar las frecuencias propias de resonancia del pistón	337
Fig. F.38	Vista en ProEngineer del listado de los modos propios de vibración para el pistón	338
Fig. F.39	Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal	339
Fig. F.40	Vista en ProEngineer de uno de los modos de vibración del cuerpo de la biela	340
Fig. F.41	KTM de Moto3 levantando rueda a la salida de una curva. [63]	346
Fig. F.42	Vista en ProE Mechanica, de la definición del vector de aceleración sobre la totalidad de la masa del pistón	349
Fig. F.43	Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a plena carga motor	350
Fig. F.44	Vista en ProE Mechanica, de los tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a sin carga motor	351
Fig. F.45	Diagrama de tensión máxima de Von Mises para el pistón, proveniente de la Tabla F.7, de Excel	352
Fig. F.46	Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre la cabeza del pistón para el caso de 8000 rpm a plena carga	354
Fig. F.47	Biela para un Nissan modelo GTR R35 de 2014. [64]	356
Fig. F.48	Vista de la modelización mediante WinMecc del mecanismo principal.	357
Fig. F.49	Diagrama de fuerza esperada sobre la biela en función del régimen motor.	359
Fig. F.50	Diagrama de la fuerza sobre el centro de masas de la biela, para una posición del mecanismo de 4,22º	360
Fig. F.51	Vista en ProE de la biela del mecanismo, junto con sus cargas y restricciones ya modelizadas	362
Fig. F.52	Vista en ProE de la biela del mecanismo, con su distribución de tensiones por colores	362
Fig. F.53	Tipos de restricciones generales en los extremos de una viga evaluada a pandeo.[61]	365
Fig. F.54	Curva de Euler y ajuste parabólico para columnas de longitud intermedia y carga centrada	366
Fig. F.55	Sección transversal de la biela tomada como referencia para el cálculo a pandeo.	367
Fig. F.56	Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (1/2).	367
Fig. F.57	Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (2/2).	368
Fig. F.58	Biela pandeada alrededor de su eje fuerte.[65]	369
Fig. F.59	Biela pandeada alrededor de su eje débil.[66]	369
Fig. F.60	Distribución de cargas simplificadas sobre un bulón.[49]	373
Fig. F.61	Vista en ProE de las superficies virtuales creadas para emplazar tanto las cargas como las restricciones	374
Fig. F.62	Vista en ProE de la malla creada mediante control de tamaño de elemento	375
Fig. F.63	Vista en ProE de la malla creada mediante AutoGEM sin restricciones	375
Fig. F.64	Vista en ProE de la distribución de tensiones sobre el bulón	375
Fig. F.65	Pernos de biela de aleación de acero.[67]	377
Fig. F.66	Modelo de montaje a emplear en el cálculo de los pernos de biela.	379
Fig. F.67	Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]	379
Fig. F.68	Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]	386
Fig. F.69	Fuerzas que actúan sobre la brida de la biela.	391
Fig. F.70	Mallado mediante ProE de la brida de la biela.	391
Fig. F.71	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela	392
Fig. F.72	Disposición de las líneas de acción y los brazos de palanca en la transmisión entre dos ruedas dentadas	396

Fig. F.73	Ejemplo de DSL para una rueda dentada con un ángulo de presión de 20º.	396
Fig. F.74	Vista en ProE del cigüeñal con todas sus cargas y restricciones asociadas.	398
Fig. F.75	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).	399
Fig. F.76	Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones solamente debidas a las cargas secundarias	399
Fig. F.77	Vista en ProE de los valores de inercia obtenidos para el modelo del contrarrotante.	402
Fig. F.78	Vista en ProE de las cargas y restricciones para el modelo del contrarrotante.	403
Fig. F.79	Vista en ProE de la distribución de tensiones resultante para el modelo ensayado.	403
Fig. F.80	Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]	405
Fig. F.81	Vista en ProE de las cargas de montaje de los cojinetes sobre el pistón.	407
Fig. F.82	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes	407
Fig. F.83	Vista en ProE de la distribución de tensiones para el pistón a 4000rpm y plena carga.	408
Fig. F.84	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pistón	409
Fig. F.85	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela	411
Fig. F.86	Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela	411
Fig. F.87	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo	412
Fig. F.88	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo	412
Fig. F.89	Evolución del límite elástico y del límite último de la Aleación de Aluminio 4019AE con la temperatura	417
Fig. F.90	Evolución del límite elástico, límite último y límite de fatiga estimado para la aleación de Aluminio 4019AE	419
Fig. F.91	Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]	424
Fig. F.92	Factores de modificación de la resistencia a fatiga kc en función del tipo de carga.[61]	425
Fig. F.93	Factor de concentración de tensiones para una pieza sin giro con cambio de sección	428
Fig. F.94	Dibujo mediante AutoCAD de un diagrama de rpm-velocidad para los desarrollos típicos de caja de cambios	431
Fig. F.95	Diagrama aproximado de aceleración en 1ª velocidad dado tiempo y rpm de motor.	433
Fig. F.96	Diagrama de fracción de resistencia a fatiga.[61]	435
Fig. F.97	Diagrama de factor de concentración de tensiones para un elemento agujereado transversalmente	442
Fig. F.98	Tabla para obtener el índice de fuerza y el coeficiente de carga.[77]	452
Fig. F.99	Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal.[77]	453
Fig. F.100	Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal (2).[77]	458
Fig. F.101	Vista en ProEngineer del bloque motor.	466
Fig. F.102	Vista en ProEngineer del bloque motor con la presión de inserción de la camisa.	468
Fig. F.103	Vista en ProEngineer del bloque motor mallado.	469
Fig. F.104	Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.	469
Fig. F.105	Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.	472
Fig. F.106	Vista del contrarrotante en una Honda CRF450.[87]	473
Fig. F.107	Vista comparativa de las ruedas dentadas del motor después de rediseñar la localización del contrarrotante	474
Fig. F.108	Vista en AutoCAD de la construcción del contrarrotante	475
Fig. F.109	Vista en ProE del conjunto del contrarrotante derecho.	476
Fig. F.110	Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.	477
Fig. G.1	Mando de distribución en el motor LC8 V2 990cc de KTM.[56]	482
Fig. G.2	Trazado de perfil de leva mediante arcos tangentes.	484
Fig. G.3	Segmentos empleados como puntos de tabulación de las levas de admisión y escape.	485
Fig. G.4	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).	486
Fig. G.5	Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de escape (14000rpm).	489
Fig. G.6	Aspecto de las vibraciones internas que sufre un muelle.	491
Fig. G.7	Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de admisión.	496
Fig. G.8	Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de escape.	497
Fig. G.9	Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de admisión	498
Fig. G.10	Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de escape	499
Fig. G.11	DSL del sistema leva-seguidor para las válvulas de admisión de nuestro motor	501
Fig. G.12	Excentricidad de la carga de la leva de admisión sobre el seguidor	502
Fig. G.13	Excentricidad de la carga de la leva de escape sobre el seguidor	502
Fig. G.14	Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de admisión	503
Fig. G.15	Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de escape	504
Fig. G.16	Croquis empleado para la definición posicional de los elementos de los árboles de levas	506
Fig. G.17	Vista en ProE del árbol de levas de admisión.	507
Fig. G.18	Vista en ProE del árbol de levas de admisión con cargas y restricciones.	508

Fig. G.19	Vista en ProE del mallado del árbol de levas de admisión.	509
Fig. G.20	Vista en ProE de la distribución de tensiones en el árbol de levas de admisión.	510
Fig. G.21	Vista en ProE del árbol de levas de escape con cargas y restricciones.	512
Fig. G.22	Vista en ProE del mallado del árbol de levas de escape.	513
Fig. G.23	Disposición de los piñones de distribución (lila) en la culata.	515
Fig. G.24	En rojo, zona del árbol de levas de escape responsable de evitar su desplazamiento axial.	522
Fig. G.25	Situación de los pernos de cierre de los cojinetes de los árboles de levas.	523
Fig. G.26	Situación de la distribución, vista en alzado.	529
Fig. G.27	Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]	530
Fig. G.28	Dimensiones principales, alzado y perfil de una cadena de distribución según Norma DIN 8190	531
Fig. G.29	Tensor de cadena, en una Honda CBR600F. [80]	533
Fig. G.30	Vida de los rodillos de una cadena en horas, acorde a los datos disponibles en bibliografía [77]	539
Fig. G.35	Vista en AutoCAD de la disposición de tornillos para la unión entre el piñón conducido de la distribución	550
Fig. G.36	Vista en AutoCAD de las líneas de acción de las fuerzas externas sobre el eje de soporte del piñón doble	558
Fig. G.37	Vista en croquis de las fuerzas máximas sobre el eje de soporte del piñón doble de distribución.	558
Fig. G.38	Características fundamentales de un rodamiento Timken 9300WI de bolas y con 10mm de diámetro interior	560
Fig. G.39	Vista en ProE del modelo 3D del eje de soporte del piñón doble de distribución.	561
Fig. G.40	Vista en ProE del mallado del eje, listo para el MEF.	562
Fig. G.41	Vista en ProE de la distribución de tensiones en el modelo de estudio.	562
Fig. G.42	Vista del catálogo de Timken, para el rodamiento a emplear, modelo 9305WI.[81]	564
Fig. G.43	Vista en ProE del diseño de la culata.	566
Fig. G.44	Cierre de culata de una Yamaha YZ250F, donde pueden verse las conducciones de aceite para los cojinetes	567
Fig. G.45	Conductos de refrigeración de la culata.	567
Fig. G.46	Cierre de árboles de levas en culata.	568
Fig. G.47	Vista en ProE de la culata sin la tapa ni las juntas.	568
Fig. G.48	Vista en ProE de la culata completa, sin tornillos.	569
Fig. G.49	Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.	570
Fig. G.50	Vista en ProE de la culata mallada mediante Mechanica.	571
Fig. G.51	Vista en ProE de la distribución de tensiones en la culata.	571
Fig. H.1	Esquema zonal de la ubicación de los ejes principales del motor.	575
Fig. H.2	Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de mando de las bombas de agua y de aceite	576
Fig. H.3	Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]	579
Fig. H.4	Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.	581
Fig. H.5	Vista en AutoCAD de la posición de los piñones de la bomba de aceite, en color verde los piñones	582
Fig. H.6	Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.	582
Fig. H.7	Vista en ProE del cómputo del área en contacto con los conductos de escape.	583
Fig. H.8	Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.	586
Fig. I.1	Calculadora de ratios de caja de cambios, desarrollada mediante Excel.	590
Fig. I.2	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	596
Fig. I.3	Caja de cambios tipo casette diseñada por Zeroshift para nuestro motor.	596
Fig. I.4	Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.	597
Fig. I.5	Vista de la varilla de actuación del embrague.	598
Fig. I.6	Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo casette.	599
Fig. J.1	Datos para el rodamiento escogido para el cigüeñal.[88]	611
Fig. J.2	Fuerzas de inercia sobre el apoyo del cigüeñal, una vez contrapesado.	612
Fig. J.3	En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.	617
Fig. J.4	Características del rodamiento de agujas a emplear en la campana del embrague.[89]	618
Fig. J.5	Características de los rodamientos de bolas a emplear en los contrarrotantes.[90]	620
Fig. J.6	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.	622
Fig. J.7	Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona interior de la caja de cambios.	623
Fig. J.8	Vista en ProE del semicárter derecho, en la zona exterior de la caja de cambios.	624
Fig. J.9	Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.	625
Fig. J.10	Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.	625
Fig. J.11	Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.	626
Fig. J.12	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para cigüeñal y anejos.	627
Fig. J.13	Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para centradores.	627

Fig. J.14	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.**	628
Fig. J.15	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, fuerzas sobre el modelo.**	628
Fig. J.16	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, mallado mediante Mechanica.**	629
Fig. J.17	**Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.**	629
Fig. J.18	**Vista en ProE del semicárter derecho, centradores de la pletina del cambio.**	630
Fig. J.19	**Vista en ProE de la pletina del cambio, centradores del semicárter derecho.**	631
Fig. J.20	**Vista en ProE de los piñones del motor, colocados en su lugar.**	632
Fig. J.21	**Vista en ProE de los piñones del motor, zona izquierda.**	632
Fig. J.22	**Vista en ProE del perfil izquierdo del motor.**	633
Fig. J.23	**Vista en ProE del perfil derecho del motor.**	633
Fig. J.24	**Vista en ProE de las vistas frontal (I) y trasera (D) del motor.**	634
Fig. J.25	**Vista en ProE de la vista superior del motor.**	634
Fig. J.26	**Vista en ProE de la vista inferior del motor.**	635
Fig. J.27	**Vista en ProE de la vista isométrica derecha frontal del motor.**	635
Fig. J.28	**Vista en ProE de la vista isométrica izquierda frontal del motor.**	636
Fig. J.29	**Vista en ProE de la vista isométrica derecha trasera del motor.**	636
Fig. J.30	**Vista en ProE de la vista isométrica izquierda trasera del motor.**	637
Fig. L.1	**Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.**	645
Fig. L.2	**Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.**	648

ÍNDICE DE TABLAS DE LOS ANEJOS

Tabla A.1	Fabricantes actuales de motores para Moto3	5
Tabla A.2	Fabricantes actuales de motores para motocross	8
Tabla B.1	Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]	18
Tabla B.2	Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]	20
Tabla B.3	Características técnicas del motor Oral Moto3. [17]	22
Tabla B.4	Características técnicas del motor Mahindra Moto3. [18]	24
Tabla B.5	Características técnicas del motor Husqvarna FE250. [11]	26
Tabla B.6	Características técnicas del motor Yamaha YZF250. [19]	28
Tabla B.7	Características técnicas del motor Suzuki RMZ250. [20]	30
Tabla B.8	Características técnicas del motor Kawasaki KXF250. [21]	32
Tabla C.1	Puntuación de criterios para la forma de los conductos del motor.	52
Tabla C.2	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad prod.(2)	62
Tabla C.3	Puntuación de criterios para el tipo de construcción del pistón.	63
Tabla C.4	Puntuación de criterios para el tipo de construcción del cigüeñal.	68
Tabla C.5	Puntuación de criterios para el tipo de bloque motor a emplear.	70
Tabla C.6	Puntuación de criterios para el número de velocidades a emplear.	74
Tabla C.7	Puntuación de criterios para el tipo de construcción a emplear.	74
Tabla C.8	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear (desbloqueo en marcha).	81
Tabla C.9	Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.	81
Tabla C.10	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.	99
Tabla C.11	Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.	100
Tabla C.12	Tabla de estudio de alternativas al flujo productivo.	101
Tabla C.13	Tabla de estudio de alternativas al tipo de servicio al cliente.	102
Tabla D.1	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo ideal.	119
Tabla D.2	Datos obtenidos para los 4 puntos fundamentales del ciclo ideal de nuestro motor.	119
Tabla D.3	Datos introducidos en Excel empleada para eldiagrama del ciclo aire-combustible.	128
Tabla D.4	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible para nuestro motor.	128
Tabla D.5	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo mixto para nuestro motor.	137
Tabla D.6	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto para nuestro motor.	137
Tabla D.7	Datos introducidos en Excel empleada para el diagrama del ciclo aire-combustible ajustado.	146
Tabla D.8	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible ajustado para nuestro motor.	146
Tabla D.9	Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.	148
Tabla D.10	Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.	148
Tabla D.11	Datos introducidos en Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto.	152
Tabla D.12	Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.	153
Tabla D.13	Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.	166
Tabla D.14	Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.	167
Tabla D.15	Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.	168
Tabla D.16	Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.	169
Tabla D.17	Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.	178
Tabla E.1	Parejas de diámetros a ensayar.	190
Tabla E.2	Diámetros de válvulas usuales según la aplicación del motor. [43]	191
Tabla E.3	Comparativa entre valores teóricos y estudiados para el diámetro de las válvulas.	192
Tabla E.4	Áreas de paso necesarias a través de las válvulas	199
Tabla E.5	Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.	201
Tabla E.6	Parámetros geométricos y cinemáticos de entrada parael conjunto pistón-biela-manivela.	219
Tabla E.7	Valores de masa de aire introducidos al cilindro para la geometría de 30mm en conducto.	262
Tabla E.8	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 30mm en conducto.	263
Tabla E.9	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 28mm en conducto.	266
Tabla E.10	Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 26mm en conducto.	268
Tabla E.11	Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.	279
Tabla F.1	Ponderación de densidades para los cojinetes de biela-cigüeñal.	289
Tabla F.2	Ponderación de densidades para los cojinetes de pistón y de pie de biela.	290
Tabla F.3	Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.	294
Tabla F.4	Posición de las masas que componen la biela, respecto del eje de rotación de la cabeza.	311
Tabla F.5	Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.	334

Tabla F.6	Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.	341
Tabla F.7	Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.	352
Tabla F.8	Casos de estudio y fuerzas resultantes para la biela.	359
Tabla F.9	Casos de estudio y aceleraciones sobre el centro de masas de la biela.	361
Tabla F.10	Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.	363
Tabla F.11	Parámetros de los casos de estudio en el estudio del pandeo de la biela.	370
Tabla F.12	Resultados del estudio de pandeo en la biela.	370
Tabla F.13	Casos de estudio a pandeo mediante ProE.	371
Tabla F.14	Parámetros iniciales de cálculo de los pernos de biela.	380
Tabla F.15	Parámetros iniciales de cálculo del inserto de los cojinetes del pistón.	406
Tabla F.16	Parámetros iniciales de cálculo del inserto del cojinete del pie de biela.	410
Tabla F.17	Parámetros de la aleación de Aluminio 7034-T6.[72]	416
Tabla F.18	Parámetros de la aleación de Aluminio 4019AE.[73]	417
Tabla F.19	Parámetros de la fatiga de la aleación de Aluminio 4019AE previstos.	418
Tabla F.20	Parámetros de de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V 5ºG.[59]	420
Tabla F.21	Parámetros de de la aleación de acero AISI4140.[75]	421
Tabla F.22	Parámetros de de la aleación de acero AISI4150.[76]	422
Tabla F.23	Material empleado por cada componente del mecanismo principal.	423
Tabla F.24	Valores de tensión máxima y mínima del ciclo para diferentes valores de régimen de giro.	429
Tabla F.25	Valores de parámetros de tensión a fatiga para diferentes regímenes de giro de motor.	430
Tabla F.26	Distribución en porcentaje para el número de ciclos para cada velocidad engranada.	432
Tabla F.27	Tiempos entre rangos de régimen motor.	433
Tabla F.28	Porcentajes de rangos de régimen motor para cada velocidad engranada.	434
Tabla F.29	Porcentajes totales de rangos de régimen motor.	434
Tabla F.30	Modos de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	435
Tabla F.31	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.	437
Tabla F.32	Parámetros característicos para el estudio de fatiga en el pistón, caso 2.	439
Tabla F.33	Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.	439
Tabla F.34	Tensiones y parámetros de tensión variable previstos para la biela.	443
Tabla F.35	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.	444
Tabla F.36	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	446
Tabla F.37	Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.	448
Tabla F.38	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.	478
Tabla F.39	Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.	479
Tabla G.1	Parámetros principales de los muelles de las válvulas de admisión y de la propia válvula.	487
Tabla G.2	Parámetros principales de los muelles de las válvulas de escape y de la propia válvula.	488
Tabla G.3	Parámetros mecánicos de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V de 5º Grado.	490
Tabla G.4	Fuerza máxima y mínima sobre la leva de admisión a cada régimen.	508
Tabla G.5	Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.	509
Tabla G.6	Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de admisión.	510
Tabla G.7	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.	511
Tabla G.8	Fuerza máxima y mínima sobre la leva de escape a cada régimen.	512
Tabla G.9	Frecuencias propias del árbol de levas de escape.	513
Tabla G.10	Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de escape.	514
Tabla G.11	Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.	514
Tabla G.12	Parámetros de la unión del cierre de cojinetes de culata.	523
Tabla G.13	Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]	531
Tabla G.14	Vida de una cadena dentada acorde al desgaste de los rodillos. [77]	539
Tabla G.15	Características y parámetros del eje de soporte del piñón doble, a fatiga.	563
Tabla I.1	Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.	591
Tabla I.2	Datos y resultados del par de engranajes de la 1ª velocidad.	592
Tabla I.3	Datos y resultados del par de engranajes de la 2ª velocidad.	593
Tabla I.4	Datos y resultados del par de engranajes de la 3ª velocidad.	594
Tabla I.5	Datos y resultados del par de engranajes de la 4ª velocidad.	594
Tabla I.6	Datos y resultados del par de engranajes de la 5ª velocidad.	595
Tabla I.7	Datos y resultados del par de engranajes de la 6ª velocidad.	595

Tabla J.1	**Características geométricas de la caja de cambios.**	615
Tabla J.2	**Fuerza sobre cada rodamiento de la caja de cambios, para cada marcha engranada.**	615
Tabla J.3	**Características básicas de los rodamientos de la caja de cambios.**	616
Tabla J.4	**Cálculo de la vida prevista en horas para cada rodamiento.**	616
Tabla L.1	**Tabla de prelaciones para la planificación de las actividades de ejecución material.**	645
Tabla L.2	**Matriz de Zaderenko, asociada al grafo PERT para la ejecución material del proyecto.**	646
Tabla L.3	**Matriz de holguras con holgura total, libre y dependiente. Camino crítico marcado a la derecha.**	647
Tabla L.4	**Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.**	649
Tabla M.1	**Tabla de cobros extraordinarios.**	653
Tabla M.2	**Tabla de cobros ordinarios.**	654
Tabla M.3	**Tabla de pagos.**	654
Tabla M.4	**Tabla de totalizado de cobros y pagos.**	655
Tabla M.5	**Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.**	656
Tabla M.6	**Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.**	657
Tabla N.1	**Compras a realizar por unidad de motor fabricada.**	661

ÍNDICE DE ECUACIONES DE LOS ANEJOS

Ec. D.1	Carrera del motor	108
Ec. D.2	Relación de compresión	109
Ec. D.3	Exponente politrópico	111
Ec. D.4	Rendimiento térmico del ciclo	112
Ec. D.5	Proceso a volumen constante (1)	114
Ec. D.6	Proceso a volumen constante (2)	114
Ec. D.7	Proceso de compresión	114
Ec. D.8	Proceso de expansión	114
Ec. D.9	Relación de temperaturas y presiones	116
Ec. D.10	Volumen relativo 2	117
Ec. D.11	Ecuación de los gases ideales	117
Ec. D.12	Presión media	121
Ec. D.13	Presión media (2)	122
Ec. D.14	Potencia Motor	122
Ec. D.15	Calor aportado	125
Ec. D.16	Incremento térmico de la explosión	125
Ec. D.17	Calor aportado a volumen constante	134
Ec. D.18	Calor aportado a presión constante	134
Ec. D.19	Calor cedido	134
Ec. D.20	Calor aportado total	134
Ec. D.21	Presión máxima del ciclo	134
Ec. D.22	Relación de expansión	136
Ec. D.23	Construcción de Bauer	158
Ec. D.24	Coeficiente de variabilidad entre ciclos	174
Ec. D.25	Desviación estándar	174
Ec. E.1	Velocidad máxima del pistón	191
Ec. E.2	Velocidad de los gases a través de las válvulas	198
Ec. E.3	Área de paso a través de las válvulas	198
Ec. E.4	Radio del codo de cigüeñal	218
Ec. E.5	Relación lambda	218
Ec. E.6	Posición reducida del pistón	220
Ec. E.7	Velocidad reducida del pistón	220
Ec. E.8	Aceleración reducida del pistón	220
Ec. E.9	Fuerza de inercia	225
Ec. E.10	Masa aparente estática	225
Ec. E.11	Posición de la válvula	228
Ec. E.12	Velocidad de la válvula	228
Ec. E.13	Aceleración de la válvula	228
Ec. E.14	Sobreaceleración de la válvula	228
Ec. E.15	Posición de la válvula (2)	229
Ec. E.16	Velocidad de la válvula (2)	229
Ec. E.17	Aceleración de la válvula (2)	229
Ec. E.18	Sobreaceleración de la válvula (2)	229
Ec. E.19	Rendimiento volumétrico del motor	262
Ec. E.20	Potencia del motor	279
Ec. F.1	Aceleración Normal	285
Ec. F.2	Fuerza Centrípeta	285
Ec. F.3	Aceleración del pistón	293
Ec. F.4	Aceleración del pistón (2)	293

Ec. F.5	Fuerza alternativa	293
Ec. F.6	Fuerza alternativa de primer orden	293
Ec. F.7	Fuerza alternativa de segundo orden	293
Ec. F.8	Suma de masas de la biela	310
Ec. F.9	Suma de momentos de las masas de la biela	310
Ec. F.10	Carga crítica de compresión sobre la biela (Fórmula de Euler)	365
Ec. F.11	Carga crítica de compresión sobre la biela (Corregida)	365
Ec. F.12	Reordenación de la ecuación F.11 en función de nuevos parámetros	366
Ec. F.13	Reordenación de la ecuación F.12 en función de nuevos parámetros	366
Ec. F.14	Ajuste entre la Curva de Euler y la Curva de Johnson	368
Ec. F.15	Longitud efectiva de apriete	380
Ec. F.16	Longitud efectiva de apriete (2)	380
Ec. F.17	D1	381
Ec. F.18	D2	381
Ec. F.19	Rigidez de un elemento atornillado	382
Ec. F.20	D	382
Ec. F.21	Espesor de piezas atornilladas	383
Ec. F.22	Suma de resortes en serie	383
Ec. F.23	Constante de la unión	384
Ec. F.24	Fuerza de apriete	385
Ec. F.25	Coeficiente de la unión	385
Ec. F.26	Coeficiente de la unión (2)	386
Ec. F.27	Tensión media de la unión	387
Ec. F.28	Tensión alternativa de la unión	387
Ec. F.29	Criterio de Goodman modificado	387
Ec. F.30	Criterio de fallo por rotura del perno	388
Ec. F.31	Criterio de Gerber	388
Ec. F.32	Fuerza de reacción del árbol	397
Ec. F.33	Aceleración angular	401
Ec. F.34	Momento motor	401
Ec. F.35	Incremento del radio 1	406
Ec. F.36	Tensión circunferencial	406
Ec. F.37	Factor de superficie	425
Ec. F.38	Factor de modificación por temperatura	425
Ec. F.39	Factor de concentración del esfuerzo	427
Ec. F.40	Tensión alternativa	430
Ec. F.41	Tensión media	430
Ec. F.42	Relación de tensiones máxima y mínima	430
Ec. F.43	Relación de tensiones media y alternativa	430
Ec. F.44	Resistencia a fatiga	436
Ec. F.45	Factor a de resistencia	436
Ec. F.46	Exponente b de resistencia	436
Ec. F.47	Número de ciclos que resistirá el componente	436
Ec. F.48	Resistencia a fatiga por tensión alternativa	437
Ec. F.49	Factor de tensiones	437
Ec. F.50	Resistencia a fatiga	437
Ec. F.51	Número de ciclos de vida por la Regla de Miner	438
Ec. F.52	Fuerza periférica nominal	449
Ec. F.53	Fuerza específica de trabajo en el círculo primitivo	451

Ec. F.54	Fuerza específica de la carga en el círculo primitivo	451
Ec. F.55	Factor Kv	451
Ec. F.56	Fuerza periférica específica en el círculo primitivo	453
Ec. F.57	Recubrimiento del perfil del diente	453
Ec. F.58	Ángulo de engrane en servicio	454
Ec. F.59	Paso del engrane	454
Ec. F.60	Radio de base del engranaje	454
Ec. F.61	Radio del círculo de cabeza del engranaje	455
Ec. F.62	Diámetro del círculo del pie del engranaje	455
Ec. F.63	Esfuerzo de flexión en la base del diente	456
Ec. F.64	Factor de seguridad ante rotura por fatiga	457
Ec. F.65	Fuerza periférica específica en el círculo primitivo	458
Ec. F.66	Presión de Hertz	459
Ec. F.67	Factor de seguridad contra la formación de picaduras en las ruedas dentadas	459
Ec. F.68	Relación de tensiones entre pares de ruedas dentadas	464
Ec. G.1	Fuerza máxima a equilibrar por el muelle	483
Ec. G.2	Longitud de bloqueo del muelle	490
Ec. G.3	Tensión a torsión de la varilla del muelle	492
Ec. G.4	Frecuencia propia del muelle	494
Ec. G.5	Fuerza del muelle	496
Ec. G.6	Momento resistente	503
Ec. G.7	Vida en horas de un engranaje ante Presión de Hertz	520
Ec. G.8	Paso de la cadena	532
Ec. G.9	Relación de transmisión	532
Ec. G.10	Potencia de choque	532
Ec. G.11	Número de eslabones necesario	533
Ec. G.12	Longitud de cadena	534
Ec. G.13	Diámetro del círculo primitivo	534
Ec. G.14	Velocidad de la cadena	534
Ec. G.15	Fuerza de tracción en la cadena	535
Ec. G.16	Fuerza centrífuga de la cadena	535
Ec. G.17	Factor de seguridad dinámica de la cadena	536
Ec. G.18	Fuerza de tracción sobre el rodillo de la cadena	537
Ec. G.19	Fuerza máxima sobre el rodillo de la cadena	537
Ec. G.20	Duración de las articulaciones de la cadena	538
Ec. G.21	Valor característico de la articulación de la cadena	538
Ec. G.22	Factor de seguridad	542
Ec. G.23	Vida de los rodillos de la cadena	547
Ec. G.24	Vida de un rodamiento	559
Ec. G.25	Coeficiente a1 de vida de un rodamiento	560
Ec. H.1	Ecuación de Bernoulli	578
Ec. H.2	Relación entre caudal volumétrico y velocidad de un flujo incompresible	578
Ec. H.3	Potencia de una bomba	580
Ec. H.4	Flujo de calor hacia el refrigerante	584
Ec. H.5	Velocidad media del pistón	584
Ec. H.6	Caudal necesario de refrigerante	585

DOCUMENTO 3: ANEJOS

ANEJO A: CONDICIONANTES DEL PROYECTO

A.1. Introducción:

El presente Anejo, definirá aquellos condicionantes que puedan afectar, directa o indirectamente al diseño, cálculo, fabricación, funcionamiento, y rendimiento de la máquina que se va a proyectar.

A.2. Condicionantes impuestos por el Promotor:

El promotor del presente proyecto, es Yamaha Corporation, y nos impone las siguientes condiciones al desarrollo del diseño y fabricación de la máquina a proyectar:

- Al estar destinada a competición, la máquina tiene que ser obligatoriamente estable a nivel funcional, ya que se requerirá de ella un rendimiento máximo durante períodos de tiempo prolongados. Ello implica que la fiabilidad del motor deberá ser la suficiente como mínimo para cumplir con las limitaciones que exige la categoría en cuanto al número de propulsores por piloto y temporada.
- La máquina debe ser segura para su manipulación y mantenimiento por el personal cualificado encargado de dichas operaciones, con lo cual se exige el cumplimiento de la normativa CE o similar para el control y solución de aquellos defectos que pudieran ocasionar peligro o daños al entorno cercano de la máquina, tanto en parado como en funcionamiento. En cuanto a un fallo total del motor (gripaje), las carcasas deben ser lo suficientemente robustas como para contener los posibles fragmentos metálicos que pudieran ser proyectados, y también para contener los fluidos refrigerante y lubricante del motor (agua y aceite respectivamente).

- La máquina debe ser lo suficientemente fiable y robusta en su diseño como para cumplir con la regulación de la FIM de 8 motores por piloto y temporada.
- Ciertas partes susceptibles de ser sustituidas en operaciones de mantenimiento, deberán ser integradas en el conjunto de la máquina de tal manera que la operación citada sea lo más sencilla posible.
- El precio de venta de la máquina, entendiendo por éste concepto la parte mecánica del motor, sin contar cableados ni sensores, no podrá exceder los 12000€ de precio de venta, para satisfacer el reglamento de la FIM.
- La máquina debe cumplir con la totalidad de las reglamentaciones impuestas por la FIM para la categoría de Moto3, de tal manera que todos aquellos criterios de diseño que sean susceptibles de ser estudiados frente a otras alternativas, deberán estudiarse pero el resultado de dicho estudio será rígido para cumplir la normativa. El Estudio de Alternativas deberá incluir obligatoriamente un listado extracto del reglamento técnico donde se relacionen todos aquellos criterios de diseño impuestos por el mismo.
- El proyecto completo deberá ser presentado para fabricación antes del 1 de Junio de 2016.

A.3. Legislación y Normativas:

- Al tratarse de un artículo que se venderá en la UE, y fuera de la UE, la máquina deberá cumplir la directiva 98/37/CE, de tal manera que sea permitida su comercialización en la UE como mínimo, aunque generalmente el cumplimiento de la directiva CE suele capacitar un producto para su venta en todo el mundo.
- En cuanto a normativas nacionales, la máquina deberá estar diseñada acorde a la aplicación del RD 1644/2008, de 10 de octubre de Normas de Comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- La máquina deberá cumplir con el Reglamento Técnico del Campeonato del Mundo de Motociclismo de Velocidad, organizado por la FIM, en la categoría de Moto3.

A.4. Condicionantes del entorno físico:

- Debido a que el motor a diseñar está pensado para un tipo de funcionamiento en el cual se exigirá de él un rendimiento máximo durante casi toda su vida útil, se tratará de una máquina muy sensible a la contaminación que pueda provenir de su entorno, por tanto deberá estar perfectamente sellado en cuanto a contaminación del aceite o del refrigerante. En el caso de la admisión de aire, se incorporará obligatoriamente un filtro entre la entrada de la admisión en el frontal del carenado de la motocicleta, y el conducto de admisión del motor, a fin de evitar la entrada de polvo o partículas de mayor tamaño en el entorno del motor.
- Dado que el motor puede recibir impactos en caso de caída del motorista, deberá incorporar zonas de anclaje para dispositivos que eviten un impacto directo, o bien implementar un diseño lo suficientemente robusto como para que si una carcasa recibe un impacto, no exista una fuga de aceite a la pista, la cual podría ser peligrosa para el resto de competidores.

- Una exposición a la humedad clara, hace necesario que todos los componentes que sean susceptibles de contactar con el aire ambiente, no puedan oxidarse ante su presencia. El ámbito de aplicación de éste condicionante solamente incluye un funcionamiento normal de la máquina, y en ningún caso deberá prever funcionamientos anormales, tales como la admisión de pequeñas o grandes cantidades de agua, en cuyo caso deberá ser el filtro de aire el que evite que esto ocurra. La exposición a productos corrosivos, tales como ácidos, no queda incluida dentro del ámbito de aplicación de éste condicionante.

A.5. Mercado:

Los condicionantes del mercado, hacen referencia a aquellos que pueden afectar a la cantidad de ventas potenciales de nuestro producto, el cual, no debe olvidarse, debe poder ser suministrado a 15 pilotos como mínimo, incluyendo motores y recambios.

Se deben estudiar la oferta, la posible demanda, y aquellos productos susceptibles de sustituir al nuestro.

A.5.1. Oferta:

La oferta de MACI en la categoría de Moto3, incluye a varios fabricantes, entre los cuales podemos contar tanto a grandes fábricas, como a fabricantes más independientes. Ésta convivencia es posible gracias a la contención en el precio máximo del propulsor, el cual, inherentemente limita los costes de desarrollo del mismo. En la tabla A.1, se enumeran los fabricantes existentes de motores para Moto3 de la actualidad.

Tabla A.1: Fabricantes actuales de motores para Moto3

FABRICANTES DE MACI EN Moto3	TIPO
Aprilia	FABRICANTE
Honda	FABRICANTE
KTM	FABRICANTE
Triumph	FABRICANTE
Oral Engineering	INDEPENDIENTE
Mahindra	INDEPENDIENTE

Según los resultados del Campeonato del Mundo de 2014, y lo que llevamos del vigente Campeonato de 2015, sabemos que los mejores motores en combinación a sus motos, son los KTM y los Honda, ya que dominan las primeras 15 posiciones de la competición. Independientes como Mahindra están en pleno ascenso, ocupando los siguientes puestos, con lo cual tenemos una base sólida para fijarnos en las vías constructivas, soluciones y

prestaciones de éstos propulsores y otros que añadiremos como guía para el desarrollo del nuestro.

Los fabricantes más retrasados en la clasificación, no han conseguido un producto tan competitivo como los primeros, aunque también son objeto de guía, ya que podrían haber adoptado soluciones particulares que mejorarían nuestro diseño respecto a pasar por alto dichas alternativas.

A.5.2. Demanda:

Éste tipo de productos, están dirigidos directamente a aquellos equipos que vayan a tomar parte en competiciones Mundiales o regionales que queden reguladas bajo el marco de la Normativa Técnica inherente al Campeonato Mundial de Moto3.

Los fabricantes, suelen imponer precintos o cláusulas de confidencialidad sobre sus propulsores, de tal manera que se pueda evitar el espionaje industrial o la ingeniería inversa entre competidores.

El precio de compra, tanto del propulsor como de los recambios, debe ser cerrado, y deben establecerse con el cliente los plazos de entrega de los propulsores una vez se formaliza una comanda, así como facilitar un listado de recambios con precios y sus plazos de entrega.

Debe ser previsto como demanda el mercado de recambios también, ya que en ésta categoría se permite la reparación de los motores, no siendo así en Moto2 y MotoGP, donde quedan precintados hasta para los propios fabricantes aquellas unidades que son montadas y compiten.

A.5.3. Modelos sustitutivos:

Se entienden por modelos sustitutivos, todos aquellos que sean susceptibles de reemplazar al motor que se va a proyectar, ya sea por prestaciones, por uso en la misma competición, o por características similares de cubicaje o tipología.

Podemos dividir los productos sustitutos de nuestro motor en dos grandes grupos de los cuales extraer información:

- Motores prototipo para Moto3: Aquellos que se diseñan expresamente para competición, incorporan soluciones técnicas relativamente caras y exclusivas, y en principio deberían tener prestaciones mayores a los motores que puedan venderse en un entorno comercial.
- Motores monocilíndricos de 250cc para motocross: Se diseñan también para altas prestaciones, y en cuanto a arquitectura y soluciones técnicas tienen ciertas similitudes con los motores que se emplean en Moto3. Ciertos fabricantes consiguien niveles de potencia muy cercanos a los que se barajan entre los fabricantes de dicha competición, aunque suelen ser motores de carrera más larga, más lentos, y con un mayor par motor que los motores de Moto3.



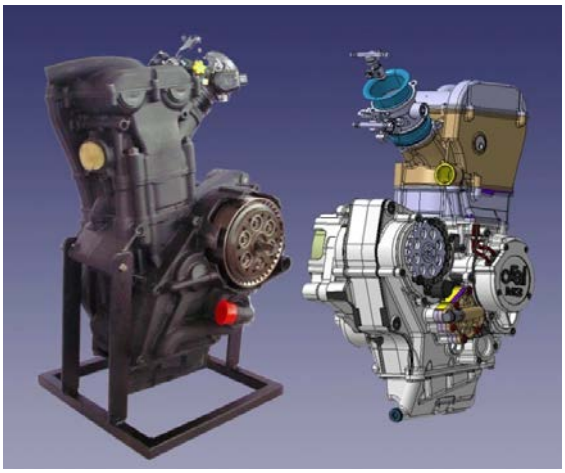


Figura A.1 (I): Motor Husqvarna FE250 (2014), para motocross. [11]

Figura A.2 (D): Motor Oral Engineering (2014), para Moto3 [12]

En la tabla siguiente, se omiten los fabricantes de motores prototipo de competición, ya que han sido expuestos en la tabla A.1, y se exponen aquellos motores comerciales que pueden ser analizados como sustitutivos en algún aspecto de su diseño o prestaciones:

Tabla A.2: Fabricantes actuales de motores para motocross

FABRICANTES DE MACI EN MX	MODELO
Husqvarna	FE250
Husaberg	FC250
Suzuki	RMZ250
Yamaha	YZF250
Kawasaki	KXF250

A.6. Requerimientos de los posibles usuarios:

Los usuarios potenciales de éste producto, básicamente van a poner como requerimientos que sea potente, y que sea fiable, ya que su cometido es el de ganar carreras. En este ámbito el factor máquina es bastante importante, con lo cual un buen motor puede marcar la diferencia entre dos chasis y dos pilotos muy ajustados.

Hoy en día existen varios fabricantes en la competición, con equipos oficiales incluso, de tal manera que puede decirse que la barrera de entrada al mercado es fuerte. De todas maneras, el fin de la fabricación de un motor de estas características, no es tanto el beneficio económico como puede serlo la imagen de marca y el prestigio de la misma, los cuales sí que repercuten en un beneficio económico al actuar como escaparate publicitario para la venta de motos de calle.

De ésta manera, y teniendo un precio máximo fijado por reglamento, podemos decir que el coste del motor no es un factor decisivo para el usuario final del producto, sino que el mismo se fijará en primer lugar en el rendimiento que le pueda dar la máquina para sus aspiraciones deportivas.

El uso de estos motores fuera del ámbito de la competición será inexistente, ya que los fabricantes tenderán a proteger su tecnología de la copia.

Los usuarios, al igual que el promotor del proyecto, exigirán que el producto cumpla con todos los requisitos técnicos que prevea el reglamento, a fin de evitar posibles sanciones por parte de los organizadores de las posibles competiciones donde se usen los motores.

A.7. Activos y pasivos disponibles, fuentes de financiación:

El proyecto será financiado íntegramente por Yamaha Corporation, con el fin de producir propulsores y de captar clientes en competición para su venta. Todos los gastos de desarrollo y de fabricación van a cargo de la marca, y el presupuesto en investigación no queda acotado. El requisito fundamental es contener el precio del producto final por debajo del marco reglamentario que impone la categoría de Moto3 y la FIM.

Yamaha Corporation ya dispone de todo el instrumental necesario para fabricar y ensayar los nuevos motores, dado que produce modelos de todo tipo, además del que vamos a diseñar.

ANEJO B: SITUACIÓN ACTUAL

B.1. Descripción detallada del problema a resolver:

El problema a resolver por este proyecto, es la implantación de un nuevo modelo de motor para aquellos campeonatos de motociclismo de velocidad que queden técnicamente regulados por el Reglamento Técnico de Moto3, aprobado por la FIM en el año 2011.

Para cumplir con éste cometido, se partirá de cero en cuanto al diseño y planteamiento conceptual del propulsor, ya que el desarrollo de un motor cuyo único destino es la competición, imposibilita en cierta manera la adopción de soluciones implantadas en motores convencionales, con las salvedades expuestas en el anejo anterior, ciertos motores destinados a competiciones de motocross, que comparten cilindrada con la gama disponible hoy en día en Moto3.

El diagrama de flujo que representa el plan de desarrollo para el motor, queda representado en la siguiente figura:

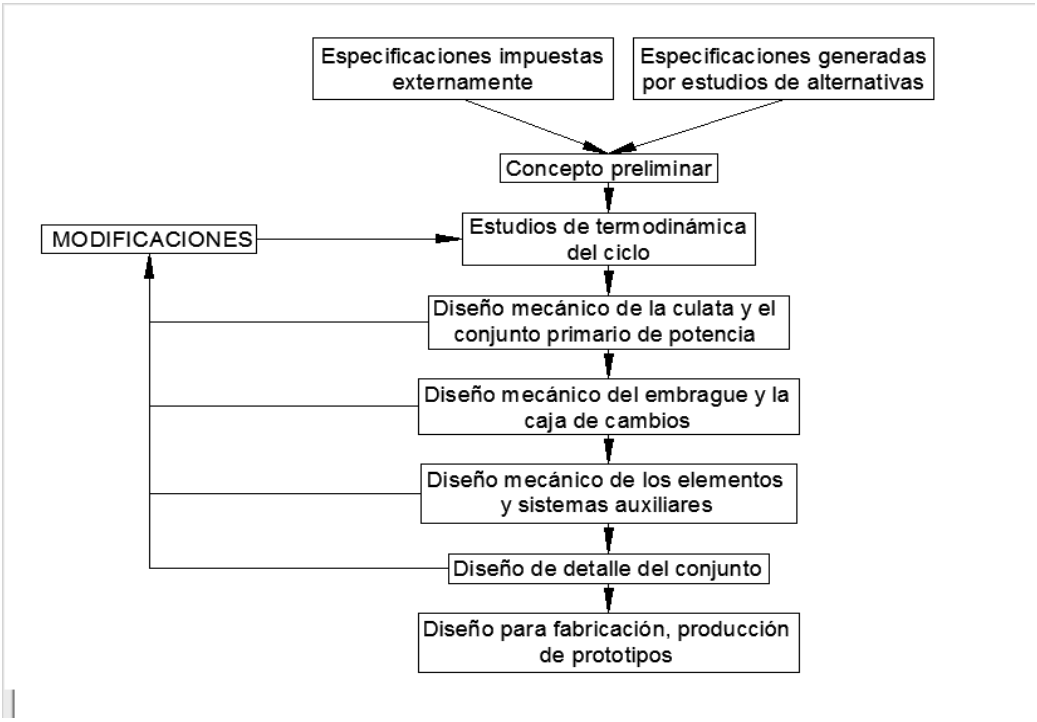


Figura B.1: Diagrama de flujo de las fases del desarrollo de un MACI.

Un proceso iterativo de éste tipo implícitamente suele llevarnos a la solución más óptima que nos permiten los condicionantes y la habilidad del equipo de desarrollo, aunque no debemos olvidar que existe un techo presupuestario que debe ser respetado en cumplimiento del Reglamento Técnico, con lo cual se deben repartir bien los recursos para desarrollar intensamente aquellas partes que lo requieran, y generar soluciones sencillas en aquellas partes que no requieran de una sofisticación muy especial.

Generalmente, los costes de fabricación van muy en función de los materiales y de la dificultad que requiera fabricar los componentes del motor, ya que cuanto más se complica un diseño, más horas se necesitan para fabricar y verificar, y por tanto más nos cuesta el proceso.

Éste factor nos lleva a ser conscientes de la necesidad de distribuir el presupuesto de manera correcta, a fin de obtener una máquina que nos proporcione unas prestaciones óptimas y que cumpla con todas las normas técnicas que se le exigen.

B.2. Descripción detallada de los sistemas empleados actualmente:

A día de hoy, es posible encontrar varias alternativas para solucionar el mismo cometido: propulsar motocicletas de competición. Todas ellas responden a un método de funcionamiento básico que consiste en el ciclo de Otto.

Éste básicamente consiste en introducir aire y combustible en un cilindro, el cual contiene un pistón que se desplaza arriba y abajo. Baja para absorber la mezcla, sube para comprimirla, baja cuando la mezcla entra en combustión, y vuelve a subir para expulsar los gases producidos por la combustión, dando lugar a un nuevo ciclo.

Esto se conoce como ciclo de cuatro tiempos, el cual, al tener el pistón conectado a un sistema dinámico con una biela y un cigüeñal, da lugar a una carrera de fuerza (explosión), por cada dos vueltas de cigüeñal.

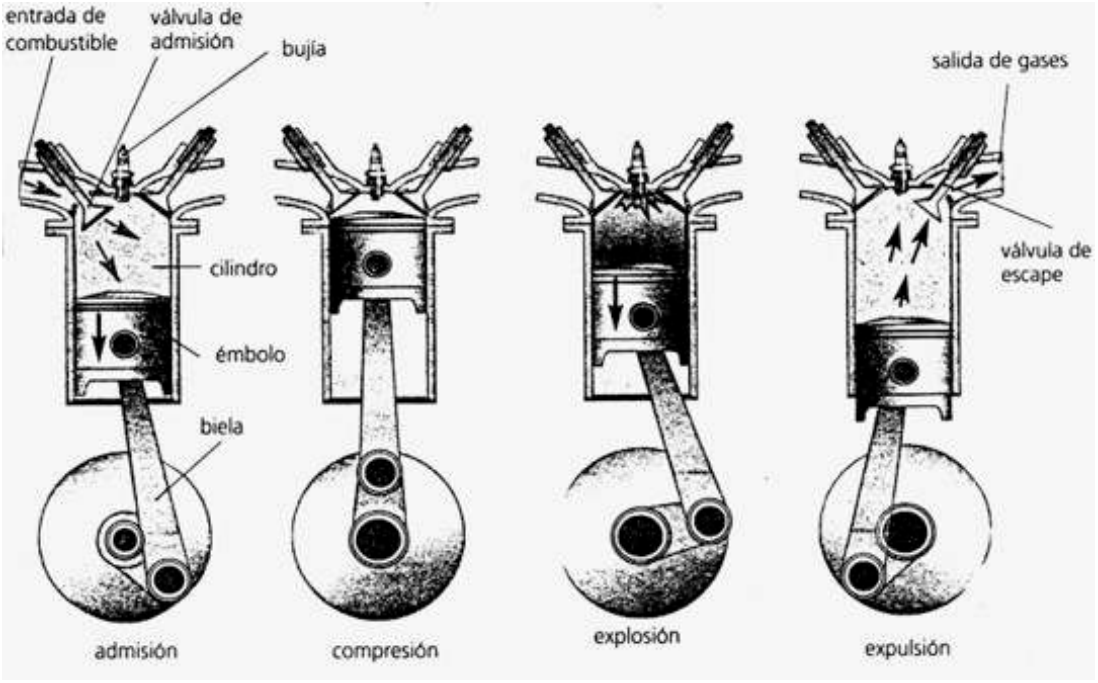


Figura B.2: Diagrama de funcionamiento del ciclo de 4 tiempos (4T). [13]

El ciclo termodinámico, así como la mecánica de fluidos interna del motor, son de vital importancia para el rendimiento del motor, y también para controlar cuándo se va a producir la máxima entrega de par motor y de potencia.

Básicamente, son parámetros muy importantes la geometría del cilindro, donde podemos tener motores con más diámetro que carrera, motores cuadrados, o motores con más carrera que diámetro. Los motores con carrera larga, suelen ser motores lentos, que entregan un buen par motor, pero que no suelen entregar grandes potencias. Los motores con un gran diámetro en los cilindros, gracias a disponer de un mayor espacio para las válvulas, permiten altos regímenes de giro, y suelen tener un menor par motor en comparación con los motores de carrera larga, aunque una mayor potencia. El motor cuadrado suele ser un compromiso entre ambos planteamientos.

Otros factores importantes para determinar el tipo de motor que acabaremos diseñando, pueden ser:

- Cruce de válvulas: Corresponde al momento de la carrera de escape a partir del cual las válvulas de admisión se abren para dejar entrar mezcla fresca, y al momento en el que se cierran las válvulas de escape cuando ya ha empezado la carrera de admisión. Suele expresarse en grados hexadecimales, y la cifra corresponde a cuántos grados de cigüeñal coinciden abiertas todas las válvulas del motor. Un mayor cruce de válvulas, repercute en un mayor régimen de giro del motor, y por tanto, una mayor entrega de potencia.
- Relación de compresión: Corresponde a la relación de volúmenes máximo y mínimo del cilindro (PMI y PMS). Una mayor relación de compresión, repercute en una mayor presión media efectiva, al generar una combustión termodinámicamente más provechosa, pero tiene como inconveniente que a altas relaciones de compresión, aparecen problemas a solucionar como sobrecalentamiento, o detonación prematura de la mezcla (picado).

- Avance de encendido y punto de inyección: Ambos repercuten en las condiciones que tiene la mezcla que ha entrado en el motor, y en el momento en el que se le aporta la chispa para forzar su encendido. De un encendido y una inyección óptimos, depende que la explosión produzca fuerza sobre el pistón durante el período óptimo, ya que un encendido prematuro provoca que la explosión se produzca en oposición al movimiento del pistón (que sube), y una demasiado tardía provoca que se pierda energía mediante los gases de escape.
- Geometría de los conductos de admisión y escape: Ésta repercute en la dinámica de los fluidos que se van a desplazar a través de ellos. Es importante ya que mientras el motor funciona, se producen ondas de presión que viajan a través de los gases, y la longitud y anchura de los conductos determina tanto la velocidad de los gases de admisión y escape, como el rebote de las ondas de presión que se producen en los conductos. Un buen *timing* en dichas ondas, provoca que las ondas de presión en contra del movimiento natural de los gases haga las veces de válvula cerrada, un fenómeno muy útil sobre todo durante el período en el que las válvulas están cruzadas. Otro aspecto fundamental que queda muy ligado a la geometría de los conductos de admisión, es el llenado del cilindro, el cual debe realizarse provocando un remolino (swirl) que genere una mezcla lo más homogénea posible.

Podemos ver que el funcionamiento de un motor, y los factores que definen su carácter, están muy ligados al diseño de la culata, y por tanto podemos decir que ésta necesita un gran número de horas de desarrollo para producir un motor que funcione acorde a las expectativas que definamos para él.

Los equipos de desarrollo suelen escoger éstos parámetros durante la fase de ingeniería básica o al inicio de la ingeniería de detalle.

En motocicletas, la caja de cambios y el embrague quedan integrados con el motor en sí, de tal manera que una vez que se produce potencia y par en el cigüeñal, ésta se envía mediante una transmisión de engranajes hacia un embrague que suele ser multidisco por cuestiones de área y espacio disponible. Del embrague el movimiento pasa a la caja de cambios, que suele emplear piñones que a la vez hacen de selectores, por cuestiones de ahorro en peso, y del eje secundario de la caja de cambios, se lleva la potencia hacia la transmisión y de ahí a la rueda trasera mediante cadena, y al suelo.



Figura B.3: Caja de cambios de una KTM RC8 de 2008. Podemos ver el embrague multidisco y el piñón que lleva en la campana, el cual va conectado al cigüeñal del motor. Se aprecia también la ausencia de selectores específicos, sino que son las propias velocidades las que desempeñan dicha función.

Los sistemas de refrigeración y de lubricación, suelen ir conectados mediante engranajes a cualquier piñón que siempre disponga de potencia (excluye al eje secundario de la caja de cambios).

Existen muchas variedades y soluciones para ambos. En cuanto a la lubricación, puede emplearse cárter húmedo o seco, aunque suele emplearse cárter húmedo debido a que las motocicletas de competición tienden a levantar caballitos, y a levantar la rueda trasera en las frenadas, por tanto para prevenir falta de engrase en éstos momentos, se emplean cárteres profundos que contengan una cantidad suficiente de aceite para la aspiración por la bomba(s), la cual sí que suele ser siempre de engranajes.

La bomba de agua, empleada de mover el fluido refrigerante, suele ocupar típicamente dos lugares. El primero es conectado a uno de los árboles de levas, y el segundo es conectado directamente al piñón de cigüeñal o al de la campana de embrague. La solución más extendida para el tipo de bomba, es de tipo centrífugo.



Figura B.4: Render del motor de una BMW F800 del año 2009, donde se puede apreciar la bomba de agua colocada en la culata. [14]

B.3. Análisis de los modelos sustitutivos:

En este apartado se describirán las características técnicas y de rendimiento de motores semejantes al que deberemos desarrollar, de tal manera que podamos extraer cierta información de referencia para nuestro propio proyecto. Los motores serán analizados por modelo, sin agrupaciones, y se colocarán primero los motores existentes en Moto3, para acabar por aquellos dedicados al motocross.

B.3.1. Motor Honda Moto3 (NSF250R):

Este motor, presenta la peculiaridad de haber sido diseñado de tal manera que tiene la admisión por la parte delantera del motor, y el escape por la parte trasera, de tal manera que se pretende que el flujo de gases entrantes al cilindro sea lo más directo posible. Junto con el motor KTM, son los dos principales dominadores de la categoría Moto3 en el Mundial, de tal manera que nos encontramos ante un producto que puede aportarnos bastante información para nuestro desarrollo.



Figura B.5: Motor Honda para Moto3, del año 2014. [15]

Las informaciones que se han obtenido externamente de éste motor, hablan de un propulsor capaz de entregar una gran potencia, a la vez que proporciona una gran fiabilidad, de tal manera que nos encontramos ante un producto muy optimizado para su función, y que cumple con los objetivos que nos planteamos para nuestro desarrollo.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.1:

Tabla B.1: Características técnicas del motor Honda Moto3. [15]

Ficha técnica	Honda NSF 250R
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	78,0mm
Carrera	52,2mm
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	14,5:1
Potencia Máx	>50Cv @ 13000rpm
Par motor Máx	28Nm @ 10500rpm
Alimentación	Inyección Electrónica PGM-FI
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Vemos en éste motor, una clara referencia de inspiración en el motocross, ya que el preferente reciente más remarcable del uso de una culata girada (admisión delante), lo encontramos en la Yamaha YZ450 de motocross.

Ventajas del motor Honda NSF250R:

- Excelente integración en el chasis, por la posición de la admisión
- Relación calidad/precio y prestaciones/precio
- Motor muy fiable
- Sencillez de diseño pero a la vez efectividad en muchos componentes

Inconvenientes del motor Honda NSF250R:

- Muchas piezas que marcan la diferencia en cuanto a rendimiento son opcionales

B.3.2. Motor KTM Moto3 (RC250R-M32):

Este motor, es justo la competencia directa del motor Honda NSF250R, y tal y como se ha filtrado desde fuentes muy cercanas a ambas marcas, es el motor más potente de todos los que compiten en Moto3. KTM cuenta con una larga trayectoria en el diseño y producción de motores monocilíndricos para motocross, de tal manera que el desarrollo de ésta clase de motor ha sido para ellos una empresa sencilla, al disponer de un fuerte background para la ingeniería del propulsor.

Se trata del motor con la carrera más corta de todos los competidores, de tal manera que podemos prever que la entrega de par y potencia se sitúa a altos regímenes de giro. Emplea cárter semiseco, como en Honda, así como válvulas en disposición radial (MV Agusta) y la biela está fabricada en acero, ya que según KTM el empleo de titanio provoca una ganancia en ligereza que no es compensada por la diferencia de coste entre ambas soluciones.

Otra peculiaridad que deja entrever que es un motor que entrega rendimiento a alto régimen, es el empleo de tomas de escape independientes, lo cual denota la necesidad del motor de “respirar”.



Figura B.6: Motor KTM para Moto3 (Código M32), del año 2014. [16]

Las informaciones que se han obtenido externamente de éste motor, hablan de una gran fiabilidad, sencillez, y economía en el desarrollo de éste propulsor.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.2:

Tabla B.2: Características técnicas del motor KTM Moto3. [16]

Ficha técnica	KTM RC 250R (M32)
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	81,0mm
Carrera	48,5mm
Cilindrada	249,9cc
Relac. Compresión	15,0:1
Potencia Máx	56Cv @ 13800rpm
Par motor Máx	N/D
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Vemos en éste motor, y según KTM, una clara inspiración en el motor V4 que desarrollaron para MotoGP y que debutó en 2005 para correr sólo 10 carreras. El conseguir una relación de compresión 15:1 en un motor 4T de gasolina, indica un potente desarrollo técnico en su culata y cámara de combustión.

Ventajas del motor KTM RC250R (M32):

- El motor más potente disponible en Moto3
- Relación calidad/precio y prestaciones/precio
- Motor muy fiable
- Avances técnicos en cuanto a la combustión provenientes de MotoGP

Inconvenientes del motor KTM RC250R (M32):

- Motor muy largo, poco compacto

B.3.3. Motor Oral Engineering Moto3:

Este motor, es fabricado por una empresa independiente con base en Italia, la cual también produce motores para karting y otras disciplinas del automovilismo. No se dispone de demasiada información sobre éste propulsor, que ha sido empleado por dos escuderías del mundial de Moto3. Se sabe que es un motor bastante fiable pero que no es capaz de entregar un nivel de potencia similar al entregado por KTM u Honda.

El diseño y el acabado del motor parecen ser de gran calidad, aunque sus prestaciones no estén en la misma línea.

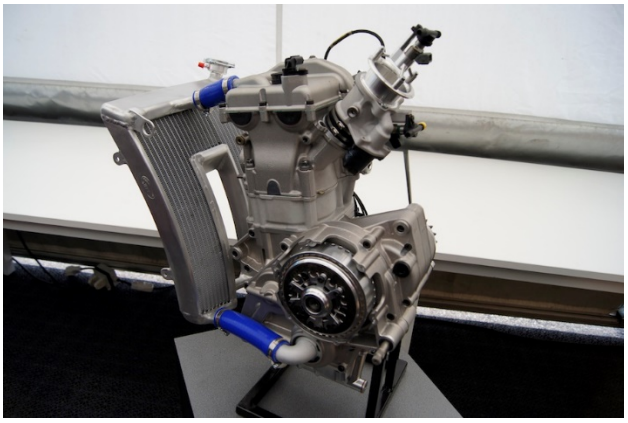


Figura B.7: Motor Oral Engineering para Moto3, del año 2014. [17]

Se sabe que el motor rinde en torno a 50Cv de potencia, más o menos en el orden de magnitud de sus competidoras. El embrague multidisco refrigerado por aire, denota un buen nivel de desarrollo técnico, de tal manera que es lógico pensar que el déficit de potencia del propulsor pueda provenir de un diseño de la culata y la cámara de combustión menos eficiente que el de sus competidoras.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.3:

Tabla B.3: Características técnicas del motor Oral Moto3. [17]

Ficha técnica	Oral Engineering
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	N/D
Carrera	N/D
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	N/D
Potencia Máx	N/D
Par motor Máx	N/D
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco refrigerado por aire
Refrigeración	Líquida

Ventajas del motor Oral Moto3:

- Buen acabado exterior
- Bloque bastante compacto y ligero
- Motor fiable
- Diseño del embrague técnicamente muy avanzado

Inconvenientes del motor Oral Moto3:

- Déficit de prestaciones respecto de la competencia
- Consumo relativamente elevado

B.3.4. Motor Mahindra Moto3:

Este motor, es fabricado por una empresa independiente con base en India, la cual también está involucrada como equipo en campeonatos tan importantes como la Formula E. Se trata de una marca en plena expansión, y prueba de ello es que el motor que han producido para Moto3 se ha erigido como la revelación de la temporada, al situarse justo a la estela de las motos que llevan motor Honda o KTM.

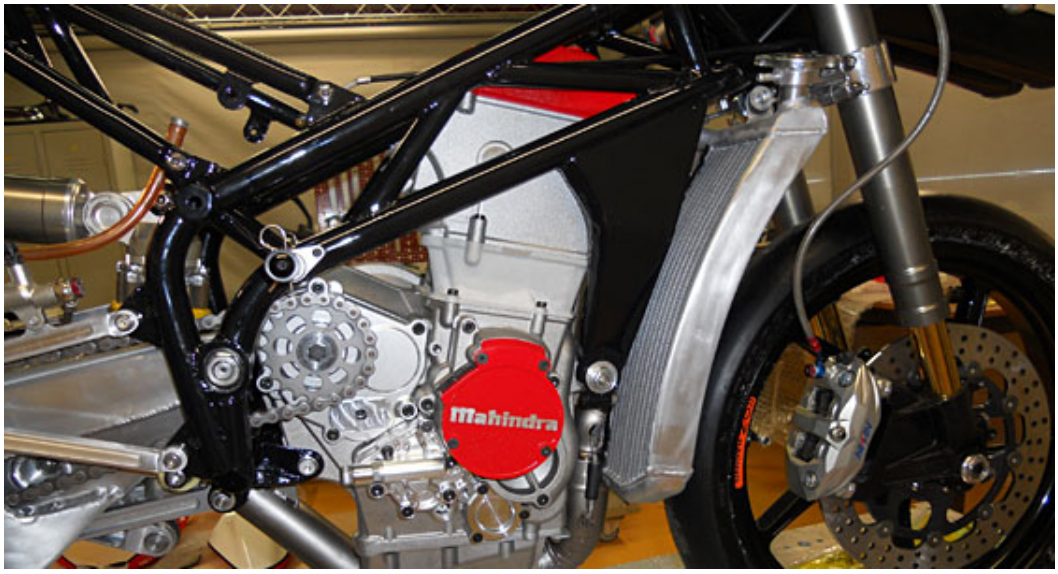


Figura B.8: Motor Mahindra para Moto3, del año 2013. [18]

Se sabe que el motor rinde algo menos de 50Cv de potencia, y que no agota los 81mm de diámetro de cilindro permitidos por el reglamento. Sus cotas son 78x52,2 mm, cubicando un total de 249cc. Se puede ver un sistema de distribución bastante básico, con cadena directa desde el cigüeñal hasta los árboles de levas (2 en cabeza, DOHC). En general, se ve como un motor bastante parecido a algunos modelos producidos para motocross, con la salvedad de que el embrague y la cadena están al lado contrario del habitual, y que el embrague es multidisco en seco, refrigerado por aire, un rasgo que suele verse sólo en competición.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.4:

Tabla B.4: Características técnicas del motor Mahindra Moto3. [18]

Ficha técnica	Mahindra Racing
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	78mm
Carrera	52,2mm
Cilindrada	249cc
Relac. Compresión	N/D
Potencia Máx	N/D
Par motor Máx	N/D
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco refrigerado por aire
Refrigeración	Líquida

No se han divulgado demasiados datos técnicos del propulsor, por tanto no se dispone de la potencia ni el par motor máximos, datos de rendimiento en definitiva. Se sabe que su precio es muy competitivo.

Ventajas del motor Mahindra Moto3:

- Precio
- Sencillez de diseño
- Diseño del embrague
- Bloque bastante compacto

Inconvenientes del motor Mahindra Moto3:

- Déficit de prestaciones respecto de la competencia
- Fiabilidad cuestionable

B.3.5. Motor Husqvarna FE250:

Husqvarna, una marca especializada en motocross y otras aplicaciones del MACI como motosierras, fabrica un motor de 250cc 4T para su modelo FE250, con unas excelentes prestaciones y fiabilidad. Sus características son muy similares a las de los motores empleados en Moto3, aunque su gran ventaja respecto a éstos es el precio, ya que los motores empleados en dicha competición rondan o se acercan a los 12000€ que fija el reglamento como tope presupuestario, mientras que una motocicleta Husqvarna FE250 completa, lo cual incluye el motor, es bastante más barata.



Figura B.9: Motor Husqvarna modelo FE250, del año 2014. [11]

Se trata de un motor bastante compacto, que rinde unos 37Cv de potencia, muy probablemente debido a que emplea una mecánica menos extrema que cualquier motor de competición. Prueba de ello es que el ratio de compresión es de 12,8:1 mientras que por ejemplo KTM ha logrado 15:1 en su motor de Moto3. La calidad y la fiabilidad de éste propulsor están probadas, lo cual es justificado por el volumen de ventas del modelo FE250, muy presente en competiciones de motocross y de enduro por todo el mundo.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.5:

Tabla B.5: Características técnicas del motor Husqvarna FE250. [11]

Ficha técnica	Husqvarna FE250
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	78mm
Carrera	52,2mm
Cilindrada	249cc
Relac. Compresión	12,8:1
Potencia Máx	38Cv @ N/D rpm
Par motor Máx	N/D
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

No se conocen datos sobre las rpm o el par máximo del motor, pero está bastante claro que este motor muy dudosamente alcanzará los regímenes de giro que pueden alcanzar los motores empleados en Moto3, principalmente por la durabilidad que debe tener un motor, que no olvidemos, está pensado para enduro.

Ventajas del motor Husqvarna FE250:

- Precio
- Bloque muy compacto
- Fiabilidad, durabilidad
- Margen de mejora en cuanto a rendimiento

Inconvenientes del motor Husqvarna FE250:

- Déficit de prestaciones respecto de los propulsores de competición
- Embrague refrigerado por aceite

B.3.6. Motor Yamaha YZF250:

Yamaha, desde la irrupción del motor 4t en las competiciones de motocicletas, ha empezado a producir motores de gran calidad, y no sólo en el ámbito del motocross, sino también del motociclismo de velocidad. Véase por ejemplo el motor de la YZF-R6, que sale victorioso en casi todas las competiciones de supersport en las que toma parte, o el motor *crossplane* de la Yamaha M1 de MotoGP, el cual exporta tecnología a la Yamaha R1 de calle o del WSBK. El motor de la YZF250, se produce desde el año 2005, fecha desde la cual ha sufrido una gran evolución hasta convertirse en un referente en cuanto a tecnología y prestaciones.

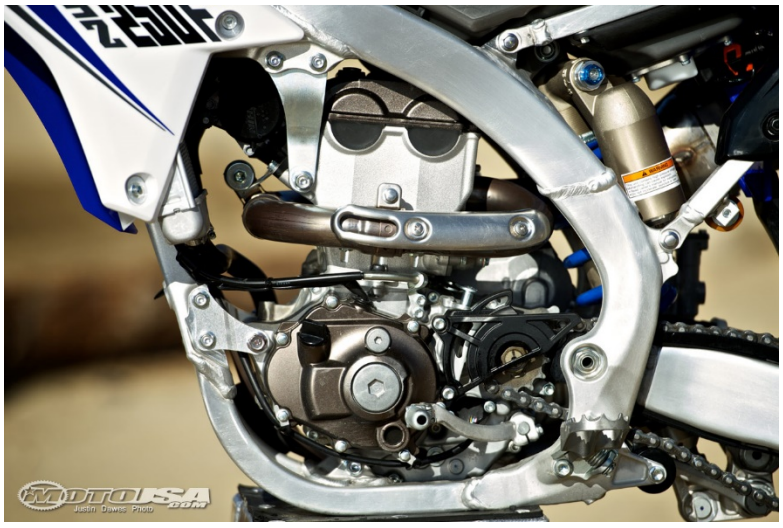


Figura B.10: Motor Yamaha modelo YZF250, del año 2015. [19]

Se trata de un motor extremadamente minimalista y tecnológicamente avanzado, que cuenta con la evolución que presentó Yamaha con la YZF450, en la cual la admisión se sitúa en la parte frontal del motor, y el escape en la parte posterior. Ésta disposición ha sido empleada posteriormente por Honda para el motor de la NSF250 de Moto3, lo cual nos indica que es una solución competitiva y útil para ser empleada en nuestro desarrollo, dados los resultados de Honda en velocidad y de Yamaha en motocross.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.6:

Tabla B.6: Características técnicas del motor Yamaha YZF250. [19]

Ficha técnica	Yamaha YZF250
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	77,0mm
Carrera	53,6mm
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	13,5:1
Potencia Máx	43,1Cv @ 8900 rpm
Par motor Máx	25,8Nm @ 7700 rpm
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Se trata de un motor, que por sus cotas se distingue por entregar par más que potencia, ya que vemos que en éste aspecto se sitúa a sólo 2Nm de la Honda NSF250. Una menor relación de compresión provoca que la entrega de potencia sea menor, así como sus cotas limitan el régimen de giro, que se queda a unas 1500rpm de lo permitido (y usual) en Moto3, donde los motores llegan a las 14000rpm.

Ventajas del motor Yamaha YZF250:

- Culata girada, disposición de conductos de admisión y escape
- Bloque muy compacto
- Precio, fiabilidad, durabilidad
- Margen de mejora en cuanto a rendimiento

Inconvenientes del motor Yamaha YZF250:

- Déficit de prestaciones respecto de los propulsores de competición
- Embrague refrigerado por aceite
- Motor enfocado a la entrega de par por cotas

B.3.7. Motor Suzuki RMZ250:

Suzuki, al igual que el resto de marcas que compiten en motocross, tuvo que producir hace unos 10 años un modelo de 4T y 250cc para competir en las categorías de enduro y motocross. El resultado con los años, es un motor que ha sido perfeccionado pero que aún conserva un corte clásico y un diseño muy simple, perfecto en cuanto a fiabilidad, y sin soluciones técnicas demasiado transgresoras o arriesgadas.



Figura B.11: Motor Suzuki modelo RMZ250, del año 2013. [20]

Se trata de un motor muy parecido en cuanto a cotas al motor Yamaha de la YZ250F, pero emplea una disposición de admisión y escape convencional. Se sabe que es un motor muy fiable y que aguanta una gran exigencia con un mantenimiento bastante mínimo. La entrega de potencia es aceptable dentro de su ámbito y la entrega de par es continua desde las 5000rpm, tal y como muestran sus curvas de rendimiento en banco de potencia.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.7:

Tabla B.7: Características técnicas del motor Suzuki RMZ250. [20]

Ficha técnica	Suzuki RMZ250
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	77,0mm
Carrera	53,6mm
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	13,5:1
Potencia Máx	41,5Cv @ 9400 rpm
Par motor Máx	26,1Nm @ 8800 rpm
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Se trata de un motor de nuevo y tal y como ocurre en la Yamaha de cross, que por sus cotas se distingue por entregar par más que potencia, ya que vemos que en éste aspecto se sitúa a menos de 2Nm de la Honda NSF250. La relación de compresión es semejante también a la que emplea la Yamaha YZ250F de cross.

Ventajas del motor Suzuki RMZ250:

- Bloque clásico, disposición sencilla de los elementos
- Bloque relativamente compacto
- Precio
- Margen de mejora en cuanto a rendimiento

Inconvenientes del motor Suzuki RMZ250:

- Déficit de prestaciones respecto de los propulsores de competición
- Embrague refrigerado por aceite
- Motor enfocado a la entrega de par por cotas

B.3.8. Motor Kawasaki KXF250:

Por último, Kawasaki, fue otra de las marcas japonesas que tuvo que pasar de los motores de 125cc 2T a los 250cc 4T para las competiciones de motocross. Tal y como hacen Yamaha y Suzuki, emplea un tipo de disposición bastante clásica, con distribución por cadena DOHC, no siendo así el caso de Honda con la CR250, la cual es SOHC, y entrega más de 44Cv, siendo el mejor motor de motocross de 250cc disponible en cuanto a prestaciones.



Figura B.12: Motor Kawasaki modelo KXF250, del año 2015. [21]

Kawasaki recurre a una disposición muy similar a la competencia, prueba de que es una solución bastante óptima. Emplea un embrague convencional refrigerado por aceite y encerrado dentro de los cárteres del motor, y dispone de una caja de cambios de 5 velocidades de toma constante, así como lo hacen el resto de motores de motocross que se han estudiado hasta el momento.

En cuanto a sus características técnicas, quedan expuestas en la tabla B.8:

Tabla B.8: Características técnicas del motor Kawasaki KXF250. [21]

Ficha técnica	Kawasaki KXF250
Motor	Monocilíndrico, 4 Tiempos
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Válvulas	4 (2 Admisión, 2 Escape)
Diámetro	77,0mm
Carrera	53,6mm
Cilindrada	250cc
Relac. Compresión	13,8:1
Potencia Máx	42,5Cv @ 12700 rpm
Par motor Máx	25,5Nm @ 10000 rpm
Alimentación	Inyección Electrónica
Encendido	Transistorizado (TCI)
Embrague	Multidisco en baño de aceite
Refrigeración	Líquida

Este es un propulsor bastante equilibrado y fiable, ganador de varios certámenes de motocross durante los últimos años. Sus cotas denotan un enfoque más hacia la entrega de par que hacia la entrega de potencia final, al tratarse de nuevo de un motor algo más lento que aquellos empleados en Moto3.

Ventajas del motor Kawasaki KXF250:

- Bloque clásico, disposición sencilla de los elementos
- Bloque relativamente compacto
- Precio, el más barato de todos los disponibles

Inconvenientes del motor Kawasaki KXF250:

- Déficit de prestaciones respecto de los propulsores de competición
- Embrague refrigerado por aceite
- Motor con poco margen de mejora, al tener una RC de casi 14:1

ANEJO C: ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

C.1. Introducción:

El presente anejo, trata la identificación, estudio, y clasificación de las diferentes alternativas al conjunto de ámbitos que componen la máquina y el funcionamiento interno de cada uno de sus subconjuntos.

El resultado final de estos estudios, es la definición básica de la solución a adoptar para realizar el diseño de la máquina y sus elementos, así como las definiciones preliminares de los ciclos termodinámicos que se producirán en su interior.

Aquellos elementos que estén sujetos a alguna restricción, serán estudiados en primer lugar, para ser estudiados en último lugar aquellos que tengan una definición libre.

Éste anejo, nos da un punto de partida para el diseño, pero no generará soluciones particulares que deberán ser ideadas en el proceso de diseño de detalle. Las decisiones que se toman en el presente documento, ponen fin a la ingeniería básica del proyecto, dando entrada a la ingeniería de detalle.

C.2. Interpretación del Reglamento Técnico:

En éste capítulo, se detallarán los elementos limitados o regulados por reglamento [22], y cómo afectan a nuestro diseño.

C.2.1. Motor:

En primer lugar, el reglamento nos da las siguientes normas:

1. Motor tipo MACI, de aspiración natural, de 250cc y 1 cilindro. Éste aspecto nos afecta a nivel general, sin generar afectaciones particulares más allá de la definición primaria del motor a diseñar.
2. Diámetro máximo 81mm. Lo cual nos fija la carrera mínima que debería tener el motor por reglamento. Ésta restricción impide motores de carrera ultracorta, los cuales son por naturaleza más rápidos (en cuanto a régimen de giro) y más complejos y caros de desarrollar.
3. Régimen máximo, 14000rpm, y se obliga a implementar un dispositivo de medición de las rpm del motor, salvo si la centralita empleada se encuentra entre las autorizadas por la FIM. Accionamiento de las válvulas neumático o hidráulico prohibidos. Éstas normas son complementarias, ya que un accionamiento de las válvulas de los tipos prohibidos sería necesario para regímenes de motor muy elevados, de tal manera que fijar un tope de 14000 rpm hace innecesarios sistemas tan complejos, y de nuevo, caros.
4. Sólo se autoriza una bobina de encendido. Ésta norma impide encendidos con varias bujías que funcionen en secuencia, de tal manera que si se quiere implementar una culata con más de una bujía, la chispa se producirá a la vez en todas aquellas que se implementen.

5. Distribución por cadena, se permite un engranaje intermedio que rote en un solo eje.

   Ejemplos de las soluciones permitidas, son las expuestas en el diagrama siguiente:

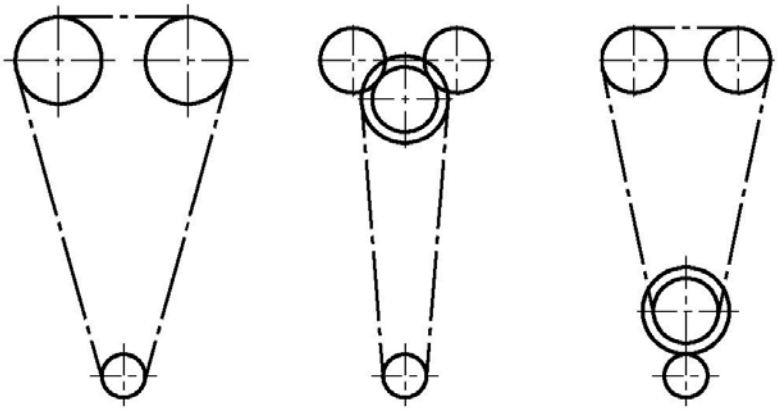


Figura C.1: Ejemplos de esquemas de distribución permitidos por el reglamento.[22]

   La regla no hace referencia hacia el número de árboles de levas que se permiten ni su posición, de tal manera que sistemas como SOHC o árbol de levas en bloque están permitidos por el reglamento.

6. Los sistemas de distribución o apertura de válvulas variables están prohibidos. No se pueden emplear sistemas que varíen la apertura de las válvulas según el régimen de motor, lo cual repercute en los costes del mismo, que disminuyen al ser más simple.

C.2.2. Admisión y sistema de alimentación de combustible:

En éste ámbito, el reglamento nos marca lo siguiente:

1. No se permiten los conductos de admisión de geometría variable. Ésta medida persigue abaratar y simplificar los motores al máximo, ya que los conductos de geometría variable, así como la distribución, se emplean para optimizar la entrega del motor a todos los regímenes.
2. El acelerador ha de ser de accionamiento mecánico, consistirá en una mariposa, sin que existan elementos móviles tras la mariposa de la admisión. Son excepciones los inyectores y el control de ralentí. Ésta norma evita el empleo de sistemas de control *ride by wire* los cuáles suponen una ayuda a la conducción.
3. Los inyectores de combustible deberán estar instalados antes de las válvulas de admisión. Se permiten un máximo de dos inyectores con dos controladores independientes. Para evitar que los fabricantes implementen motores con inyección directa.
4. Sólo se permiten gases de admisión en la admisión y en el cilindro. Para evitar soluciones que hagan un bypass.
5. Sólo se permite el combustible suministrado por la FIM y el aceite usado es libre. De tal manera que exista una igualdad de condiciones, ya que algunos equipos podrían desarrollar carburantes que les permitieran mayores relaciones de compresión y mayores potencias, generando un aumento de los costes y una disminución de la competición real y la igualdad en la categoría.

C.2.3. Sistema de escape:

En éste ámbito, el reglamento nos marca lo siguiente:

1. Se prohíben los sistemas de escape de longitud variable, y el empleo de partes móviles en el escape. El nivel de ruido estático no puede superar los 115dB. Vemos que no existen regulaciones sobre la culata, de tal manera que el ámbito de ésta norma no nos afecta a nosotros sino a los encargados del diseño del escape.

C.2.4. Transmisión:

En éste ámbito, el reglamento nos marca lo siguiente:

1. Se permiten cajas de cambios de un máximo de 6 velocidades, con accionamiento convencional. Quedan prohibidas las cajas tipo *"seamless"*. El número de velocidades es común en las motocicletas, de tal manera que poner un máximo evita soluciones que no tendrían demasiado sentido. La prohibición de las cajas tipo *seamless* es una medida lógica en cuanto a costes y competición sobre todo teniendo en cuenta que sólo Honda dispone de ésta tecnología lista para implementarla, y es uno de los fabricantes. La solución proporciona una ventaja excesiva a quien la implementa.
2. Se prohíben sistemas de accionamiento del embrague electromecánicos o electrohidráulicos. De ésta manera se elimina cualquier ayuda a la conducción, como podría ser la automatización de la caja de cambios. No se dice que no se pueda emplear un sistema hidráulico para accionar el embrague, de tal manera que podrá contemplarse como posibilidad.

C.2.5. Materiales:

En éste ámbito, el reglamento nos marca lo siguiente:

1. Árboles de levas, cigüeñales y bulones del pistón deberán estar fabricados en aleaciones de acero. Añadidos de material diferente, están permitidos en el cigüeñal con el único propósito del equilibrado.
2. Los cárteres, bloques del cilindro, pistones y culatas deberán estar fabricados en aleaciones de aluminio.
3. Las bielas, válvulas y los muelles de éstas deberán ser fabricadas de aleaciones de acero o de titanio.
4. Se entiende por “aleación de” aquella en la que el material de mayor proporción (bajo la relación del % en peso) es el indicado.

C.3. Estudios de alternativas:

En éste capítulo, se realizarán los estudios de alternativas oportunos para cada elemento que quede abierto a elección y para el cual la elección sea, desde el punto de vista del proyectista, necesaria. Primero, se decidirá sobre aspectos fundamentales del diseño, y posteriormente se discutirán los elementos desde la culata hacia abajo, de tal manera que exista un orden lógico.

C.3.1. Aspectos fundamentales de diseño:

Como aspectos fundamentales al diseño, tenemos los siguientes:

- Diámetro.
- Tipo de carcasas.
- Tipo de cárter.
- Integración en el chasis.
- Tipo de distribución.
- Relación de compresión.

C3.1.1. Alternativas al diámetro:

El diámetro del cilindro, nos marcará las cotas del cilindro, ya que para un determinado cubicaje nos determinará la carrera. A mayor diámetro, menor carrera y viceversa. Es lógico pensar que un motor puede diseñarse para tener la carrera corta, cuadrada, o larga.

De manera cualitativa, un motor de carrera corta, permite válvulas y conductos grandes, de tal manera que tiende a ser un motor que entrega potencia a altos regímenes. Un motor de carrera larga, permite un mayor par motor por su geometría, pero no permite altos regímenes de giro, y no suelen tener una gran potencia. Los motores cuadrados, que

encuentran el compromiso entre diámetro y carrera, no destacan en ningún aspecto pero no tienen las debilidades propias de los extremos.

De ésta manera, tenemos tres alternativas posibles en cuanto a orientación del diseño, con sus ventajas e inconvenientes:

1. Diámetro máximo, carrera mínima: Por ejemplo, motores de F1

- Ventajas: Permite regímenes de giro mayores, con entregas de potencia mayores.
- Desventajas: El motor es muy eficiente a altas rpm pero pierde par respecto a la competencia a bajo y medio régimen.

2. Carrera cuadrada al diámetro: Por ejemplo, motores en L de Ducati (Superquadro).

- Ventajas: No tiene grandes puntos débiles en ninguna zona del rango de funcionamiento.
- Desventajas: No destaca en ninguna zona del rango de funcionamiento, ni por par ni por potencia.

3. Carrera máxima, diámetro mínimo: Por ejemplo, motores V8 americanos.

- Ventajas: Genera un par motor considerable a bajas rpm, lo cual dota al motor de una gran respuesta (inmediata) en aceleraciones.
- Desventajas: No genera un nivel de potencia excesivo, al ser por definición un motor lento.

C3.1.2. Alternativas al tipo de carcasas:

En éste aspecto, tenemos básicamente dos opciones, que son el corte por plano vertical, muy empleado en motores pequeños, y el corte por plano horizontal, empleado en motores de mayor potencia y cilindrada.

Hablamos de corte por un plano que contiene el eje del cigüeñal, sea en él o perpendicular a él, de tal manera que el empleo de carcasas con corte vertical es usual en motores cuyos apoyos para sus ejes está pensado para el empleo de rodamientos.

En los motores con carcasas de corte horizontal, se suelen emplear casi siempre cojinetes, de tal manera que la diferencia fundamental entre ambas soluciones es la descrita.

Las alternativas, con ventajas y desventajas, son entonces:

1. Carcasas de corte vertical: Motores de motocross, y de pequeña cilindrada.

- Ventajas: Permiten un posicionamiento casi perfecto de los rodamientos para los ejes, y son bastante robustas:
- Desventajas: Solo es aplicable en motores monocilíndricos, y queda limitado por el diámetro de codo de cigüeñal que permita usar rodamientos en los apoyos. A partir de ciertas potencias es irracional emplear ésta solución.

2. Carcasas de corte horizontal: Motores de motocicleta de 1 o más cilindros.

- Ventajas: Permiten un anclaje del cigüeñal muy robusto, por ello se emplean con mayores potencias. Facilitan la reparación de elementos internos del motor.
- Desventajas: Se limitan generalmente a contactos eje-carcasa mediante cojinete.

C3.1.3. Alternativas al tipo de cárter:

Para el cárter, existen básicamente dos alternativas posibles, que son el cárter húmedo, o clásico en el cual se almacena aceite en un recipiente en la parte inferior del motor, o bien seco, donde el aceite no se almacena, sino que se coloca la aspiración de la bomba de aceite directamente en la zona inferior del motor.

Un sistema con cárter seco permite emplear menos aceite y reduce las masas dotadas de movimiento en la motocicleta, pero ante ciertos efectos como puede ser la inclinación de la moto en las curvas, existe cierto riesgo de falta de engrase en el motor, lo cual llevaría a consecuencias muy graves.

De esta manera, tendremos:

1. Cárter seco: F1, ciertos motores de competición.

- Ventajas: Emplea menos cantidad de aceite, y hace que el motor en conjunto sea más compacto.
- Inconvenientes: Existe cierto riesgo de falta de engrase si la posición del motor en el espacio no es relativamente estable.

2. Cárter húmedo: Casi todos los MACI del mercado.

- Ventajas: Disminuye en gran medida el riesgo de falta de engrase, ya que mantiene una cierta cantidad de aceite disponible para la bomba.
- Inconvenientes: Aumenta el volumen de aceite necesario en el motor, el cual además puede desplazarse libremente, siendo una masa en movimiento.

C3.1.4. Alternativas a la integración en el chasis:

Cuando hablamos de integración en el chasis, básicamente nos referimos a los puntos de anclaje previstos para el motor, y a la inclinación del cilindro, que son dos factores que marcan la posición de otro grupo de elementos secundarios que no entran en el alcance del proyecto.

Dado que los chasis son de aluminio, suelen emplear dos o tres puntos de anclaje, según el fabricante. Lo que queda claro es que el motor no se emplea como parte del chasis, por lo tanto la elección de los puntos de anclaje es solamente dependiente de las cargas que se prevean en cada anclaje, para evitar sobredimensiones.

En cuanto a la inclinación del cilindro, podemos optar por tres soluciones, que son inclinación positiva, neutra o negativa. La inclinación positiva, corresponde a la mayoría de motores, y se realiza de tal manera que la culata sea convencional en cuanto a posiciones de admisión y escape, y de tal manera que los conductos de admisión sean lo más verticales y rectos posible, favoreciendo el flujo de gases hacia el cilindro. Los motores de inclinación neutra tienen el cilindro en vertical, y suelen usarse mucho en motocross, donde el chasis no permite grandes inclinaciones. Está claro que el motor debe integrarse en un chasis, de tal manera que sus cotas no pueden sobrepasar ciertos límites, lo cual será estudiado posteriormente con más detalle.

En cuanto a la inclinación negativa, es empleada por Honda en Moto3, y por Yamaha en sus modelos de motocross de 250 y 450cc. El rasgo fundamental y necesario para una inclinación negativa (hacia atrás) del cilindro, es el empleo de una disposición girada de la admisión y el escape, donde la admisión queda delante y el escape queda detrás. Consigue los mismos beneficios en cuanto a conductos de admisión que la inclinación positiva.

De ésta manera, tendremos:

1. Inclinación positiva: La gran mayoría de motores de motocicleta.

- Ventajas: La geometría de los conductos de admisión puede optimizarse mucho si se escoge ésta disposición, ya que pueden hacerse prácticamente rectos.
- Desventajas: Da lugar a motores más voluminosos que otras opciones.

2. Inclinación neutra: Motocicletas de motocross salvo excepciones.

- Ventajas: Consigue un compromiso en cuanto a la geometría de la admisión y el tamaño del motor y su implementación en el chasis, al producir un conjunto relativamente compacto.
- Inconvenientes: Los conductos de admisión quedarán siempre inclinados, forzando como mínimo una curva en la trayectoria de los gases que entran al cilindro.

3. Inclinación negativa: Honda Moto3, Yamaha YZ250F e YZ450F.

- Ventajas: El flujo de aire en la admisión es directo y óptimo, al generar una trayectoria por el conducto que no genera cambios de dirección.
- Inconvenientes: El cilindro oprime la zona del embrague y el escape suele necesitar de longitud extra respecto de la que podría implementarse si saliera directo.

C3.1.5. Tipo de distribución:

En éste aspecto, partimos de la premisa clara de que necesariamente el accionamiento de la distribución debe realizarse por cadena. Podremos elegir entonces el número de árboles de levas y su posición, así como si intercalamos un piñón intermedio o no.

En cuanto al número de árboles de levas, hemos visto que en motores semejantes en cuanto a tipo y rendimiento, salvo en la serie CRF de Honda para motocross que emplea SOHC, lo normal es emplear DOHC. Usar árboles de levas en bloque es una solución arcaica y además requiere de varillas (taqués). El empleo del DOHC puede ser debido a que el SOHC implica el uso de balancines, lo cual añade piezas móviles al conjunto, complica el diseño de la culata, y limita el régimen máximo del motor. El sistema con doble árbol de levas en cabeza, solamente debe prever dos árboles de levas con sus apoyos y anclajes, sin elementos intermedios. El ajuste de espacio entre la leva y la válvula se realiza mediante pastillas calibradas de ajuste.

El diseño DOHC favorece el empleo de 4 válvulas por cilindro y permite situar la bujía en el centro, dando lugar a una cámara de combustión muy simétrica, lo cual es un aspecto fundamental a la hora de evitar el picado, y de alcanzar regímenes de giro muy elevados. De ésta manera, queda claro que el uso de una culata DOHC es la adecuada.

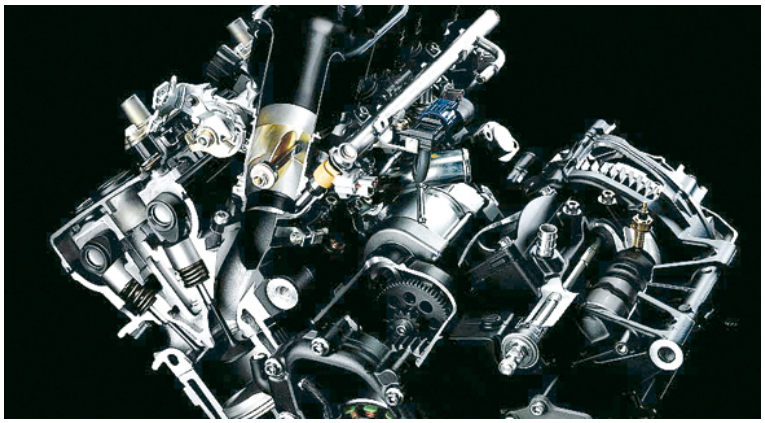


Figura C.2: Motor de Yamaha R1, donde se puede ver una culata DOHC.[5]

En cuanto al accionamiento, tendremos básicamente las tres opciones, todas ellas con cadena, que se proponen en la figura C.1, de tal manera que deberemos considerar las ventajas e inconvenientes inherentes a cada tipo, las cuales son:

1. Accionamiento sin piñón intermedio: Casi todas las motocicletas.

- Ventajas: Evita la inercia del piñón intermedio.
- Inconvenientes: Es muy crítica la inercia propia y la tensión de la cadena, ya que pueden generar problemas si no se controla la primera en cuanto a cálculos y la segunda en cuanto al uso práctico. El no uso de la tensión adecuada puede producir fallo total por desajuste de la distribución por defecto, y desgastes prematuros por exceso.

2. Accionamiento con piñón intermedio en culata: Algunas Aprilias y Hondas.

- Ventajas: Permite la cadena más corta de las 3 opciones, limitando los efectos de su inercia y de su tensión. Genera un sistema más rígido.
- Inconvenientes: Introduce un piñón al sistema, lo cual es inercia añadida.

3. Accionamiento con piñón intermedio en cigüeñal:

- Ventajas: Acorta la cadena respecto de la opción primera. Puede solucionar ciertos aspectos de disposición de elementos, al permitir alojamiento para elementos conectados coaxialmente al cigüeñal (alternador).
- Inconvenientes: No aporta beneficios sustanciales ni en rigidez ni en inercia de la cadena.

C3.1.6. Alternativas a la relación de compresión:

La relación de compresión, hace referencia a la relación entre el volumen disponible en el cilindro cuando el pistón está en su PMI, y el disponible cuando se encuentra en el PMS, de tal manera que la relación es la siguiente:

$$r_C = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

Los motores de competición, suelen emplear relaciones de compresión muy altas, ya que generan combustiones más eficientes y permiten una mayor presión media efectiva, lo que repercute directa y positivamente en las prestaciones del motor.

El límite para la compresión se encuentra en la propia autoignición que sufre la mezcla cuando las condiciones de presión y temperatura se fuerzan lo suficiente como para inducir una combustión espontánea. Ésta actúa generalmente en contra del movimiento del pistón, siendo muy abrupta, y genera vibraciones que pueden destruir un motor en cuestión de pocas vueltas. La otra variable es la composición del combustible, ya que a mayor octanaje, menor es la probabilidad de autoencendido.

La implementación de una alta relación de compresión depende directamente de un buen diseño de la cámara de combustión y del cielo (superficie) del pistón, de tal manera que no se generen puntos calientes durante la compresión que puedan iniciar una combustión antes de que la chispa de la bujía la provoque.

Los motores suelen pensarse para una determinada relación de compresión, siendo ajustada de manera fina ésta mediante el espesor de la junta de culata, y así será nuestro caso, partiremos de una relación de compresión de 15:1, que es la que emplean los equipos que compiten en moto3. El ajuste al alza o a la baja no entra dentro del alcance del proyecto, ya que se realiza durante los ensayos del motor en banco y posteriormente en pista.

C3.1.7. Elección de alternativas, justificación del criterio:

En éste apartado, se seleccionan las alternativas que dan una definición primaria al motor, de tal manera que no existe una puntuación por criterios sino que la elección y la justificación quedan a criterio del proyectista.

Las alternativas elegidas son:

1. **Diámetro, 81mm o cercano.** Nos interesa un motor que de potencia, y la potencia va relacionada con la cantidad de mezcla que puede admitir el cilindro. Un motor con gran diámetro permite conductos y válvulas muy grandes, cumpliendo éste criterio. Aunque no tendremos mucho par disponible a bajas y medias rpm, no debemos olvidar que la aplicación del motor lo llevará generalmente a alto régimen, con lo cual solo quedamos afectados en la salida y en curvas muy lentas.

2. **Carcasas de corte vertical.** Se escoge éste tipo de solución dado que para un motor monocilíndrico, ésta es una solución tanto válida como robusta y versátil, al permitir el empleo de rodamientos en lugar de cojinetes.

3. **Cárter húmedo.** Evita riesgos de falta de engrase, sobre todo en éste tipo de aplicación donde las motos inclinan 50º hacia cada lado en cualquier Gran Premio. El empleo de un cárter húmedo no repercute en la masa del propulsor de manera significativa aunque sí que lo hace en la masa de aceite. Si se hace un cárter alargado, se limita el movimiento del aceite en el interior del mismo y se mantiene sumergida la aspiración de la bomba de aceite.

4. **Inclinación positiva.** Se emplea un ángulo positivo, que quedará limitado por la geometría del chasis. Cuanto más se incline el motor (hasta cierto punto, claro está), más rectos serán los conductos de admisión y más eficiente será ésta.

5. **Accionamiento con piñón intermedio en culata.** Ésta solución nos permite un sistema lo más parecido posible a la distribución por engranajes, que es la mejor de todas en cuanto a regímenes altos. Nos proporciona un sistema dinámico bastante rígido al tener la cadena la menor inercia y la menor longitud posibles. Un bloque motor compacto, puede generar una cadena realmente corta, lo cual es la mejor opción.

6. **Relación de compresión 15:1.** En busca de prestaciones y rendimiento, una mayor relación de compresión es la opción más adecuada, además se elimina la necesidad de emplear más de una bujía.

C.3.2. Culata y conductos de admisión:

La culata, es uno de los órganos más importantes del MACI, por no decir que es el más importante, ya que su rendimiento depende de manera bastante fundamental de su diseño. El material será forzosamente una aleación de aluminio, ya que lo exige el reglamento.

La culata nos determina ciertos aspectos de diseño, los cuáles pueden ser los siguientes:

- Geometría de los conductos.
- Acabado de los conductos.
- Disposición y cantidad de válvulas.
- Disposición de la o las bujías.
- Tipo de anclaje al bloque.

En los siguientes apartados, se desarrollan éstos aspectos y sus alternativas, de tal manera que se generará una puntuación de 1 a 10 de cada alternativa propuesta respondiendo, como mínimo a los criterios de valor siguientes, los cuáles ponderan todos de igual manera:

- Complejidad de diseño de la solución (1=Muy complejo, 10=Muy simple).
- Complejidad de realización de la solución (1=Muy complejo, 10=Muy simple).
- Precio de la solución (1=Muy caro, 10=Muy barato).
- Robustez/Fiabilidad potencial de la solución (1=Poco robusto, 10=Muy robusto).
- Rendimiento potencial extraíble (1=El menor, 10=El mayor).
- Complejidad de reparación (1=Muy complejo, 10=Muy simple).
- Integración con el resto de elementos y sistemas de la culata (1=Muy mal, 10=Muy bien).

C3.2.1. Geometría de los conductos.

Ya se ha decidido que el diámetro de los conductos será siempre el mayor que nos permita la propia construcción de la máquina, pero hemos de tener en cuenta criterios de diseño tales como que el conducto de admisión suele estrecharse siempre hacia la válvula para acelerar el flujo de gases hacia el cilindro y favorecer el llenado del mismo. Como aspecto fundamental en cuanto a la elección de la geometría, se puede poner si los conductos de admisión y escape serán unidos o independientes. Las alternativas consisten en lo siguiente:

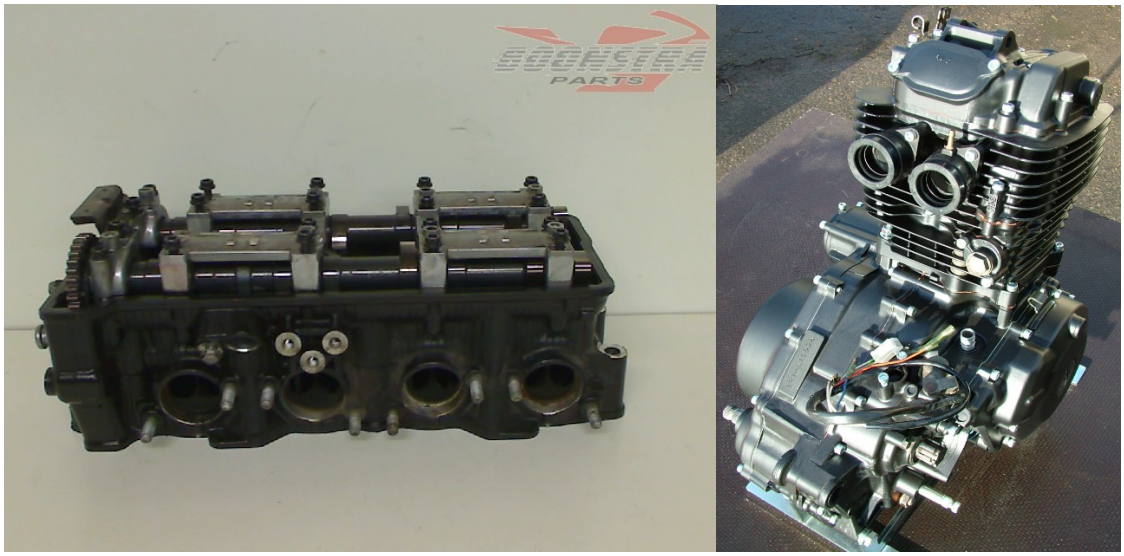


Figura C.3: (I) Culata de Kawasaki Z750, donde pueden verse los puertos de admisión unidos, aunque emplee 2 válvulas de admisión por cilindro.[23]

Figura C.4: (D) Motor de Yamaha XT600, donde pueden verse dos puertos de admisión independientes, así como lo son los de escape.[24]

Puede verse que el empleo de dos conductos independientes frente a uno solo, puede tener sus ventajas e inconvenientes. En el caso de la Yamaha XT600, el motivo fundamental podría ser el empleo de dos carburadores en lugar de uno, pero por ejemplo en disciplinas como la F1, donde los motores giran a muy alto régimen, se emplean conductos unificados, ya que se reduce también el número de piezas del motor.

Tendremos las siguientes alternativas:

1. Conductos unidos: Casi todos los motores.

- Ventajas: Permiten el empleo de una menor cantidad de elementos en el motor. Permiten equilibrar la dinámica de los gases al mezclar el flujo de ambos conductos previamente a la bifurcación. Es la solución más sencilla, compacta y extendida.
- Inconvenientes: Al haber una bifurcación, y combinarse ambos conductos, queda una cavidad en la culata que puede presentar problemas de rigidez.

2. Conductos independientes: Excepciones como la Yamaha XT600 o la KTM de Moto3.

- Ventajas: Permiten un flujo más ordenado de los gases, al no haber combinación de corrientes. Permiten una culata más robusta al generar cavidades de menor diámetro en su interior. Simplifican la geometría interior de la culata.
- Inconvenientes: Generan una culata más ancha, e incrementan el número de elementos del motor.

La puntuación de criterios, es la siguiente:

Tabla C.1: Puntuación de criterios para la forma de los conductos del motor.

FORMA DE CONDUCTOS					
Criterios de valor	Ponderación	NOTA 1	NOTA 2	VALOR 1	VALOR 2
Complejidad de diseño	1	8	10	8	10
Complejidad de realización	1	10	10	10	10
Precio	1	10	10	10	10
Robustez/Fiabilidad	1	7	10	7	10
Rendimiento potencial	1	10	9	10	9
Complejidad de reparación	1	10	7	10	7
Integración en conjunto	1	10	6	10	6
			TOTAL	65	62
			MEDIA	9,28571429	8,85714286
			ELEGIDO	SI	NO

Emplearemos conductos unidos como solución en nuestro diseño.

C3.2.2. Acabado de los conductos.

En éste ámbito, tendremos a elegir si los conductos quedan en bruto tal cual salen de fundición, o si por el contrario se pulen y se equilibran sus flujos de tal manera que se potencie el rendimiento del motor al eliminar gran parte de las pérdidas por fricción que puedan presentar los conductos.

Al tratarse de un motor de competición el que debemos diseñar, y ser el rendimiento un factor capital en su desarrollo, el incremento de rendimiento es muy grande en comparación al incremento de coste que supone el emplear conductos trabajados, de tal manera que no se realizará una evaluación de alternativas en sí misma, sino que se emplearán conductos pulidos.

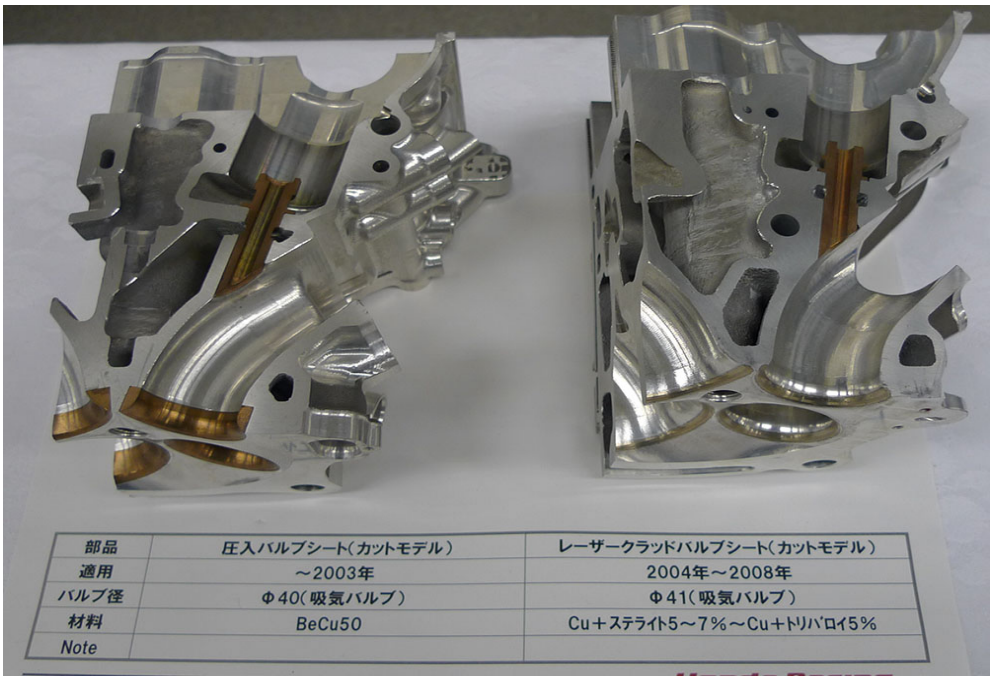


Figura C.5: Culatas de dos motores de F1 de Honda, empleados hasta 2008. [5]

Si nos fijamos en la imagen anterior, podemos ver que en la competición de máximo rendimiento en cuanto a motores, se adopta ésta solución desde hace años.

C3.2.3. Disposición y cantidad de válvulas.

En cuanto a la cantidad de válvulas, y ya que queremos diseñar un motor con grandes conductos, lo más conveniente y usual es emplear 4 válvulas, 2 de admisión y 2 de escape, lo más grandes que nos permita la geometría del cilindro. En cuanto a la posición de las válvulas, suele depender de la forma de la cámara de combustión. Una cámara de combustión de tipo plano, la cual se suele usar en motores Diesel, emplea generalmente dos válvulas y sus ejes de desplazamiento suelen ser paralelos al eje de desplazamiento del pistón.

En cuanto a las cámaras de tipo hemisférico, que son las más extendidas en los motores de gasolina en general y de motocicleta en particular, podemos, en teoría, colocar las válvulas con los ejes paralelos al plano transversal del bloque motor, y con una inclinación que haga el eje perpendicular a la cámara de combustión. Ésta disposición que suele conocerse como “radial” suele dejar un mayor espacio para los conductos, de tal manera que optimiza los flujos internos del motor, lo cual es muy importante en motores rápidos y de alto rendimiento.

La elección de una disposición radial parece clara y no requiere de una puntuación de criterios de valor, ya que puede decirse que todos los criterios salvo el rendimiento potencial son equivalentes. Al destacar ésta solución sobre el resto, se escoge directamente ésta.

C3.2.4. Disposición de la o las bujías.

Realmente la posición de la o las bujías en una cámara hemisférica suele realizarse en función del número de las mismas. La premisa constante es que la primera de las bujías se sitúa lo más centrada posible en la cámara, de tal manera que la segunda o segunda y tercera suele o suelen situarse en el espacio libre que queda entre las válvulas, generalmente entre las de admisión y escape. Por ejemplo BMW empleó éste sistema en el motor monocilíndrico de la G650GS, el cual tiene un diámetro de 100mm, y una relación de compresión mucho menor al motor que queremos diseñar. El empleo de 2 o 3 bujías podría justificarse para asegurar el encendido de toda la mezcla, pero dadas las condiciones de nuestro motor, donde existe una alta compresión y un diámetro menor, podemos emplear una sola bujía sin temor a encendidos parciales.

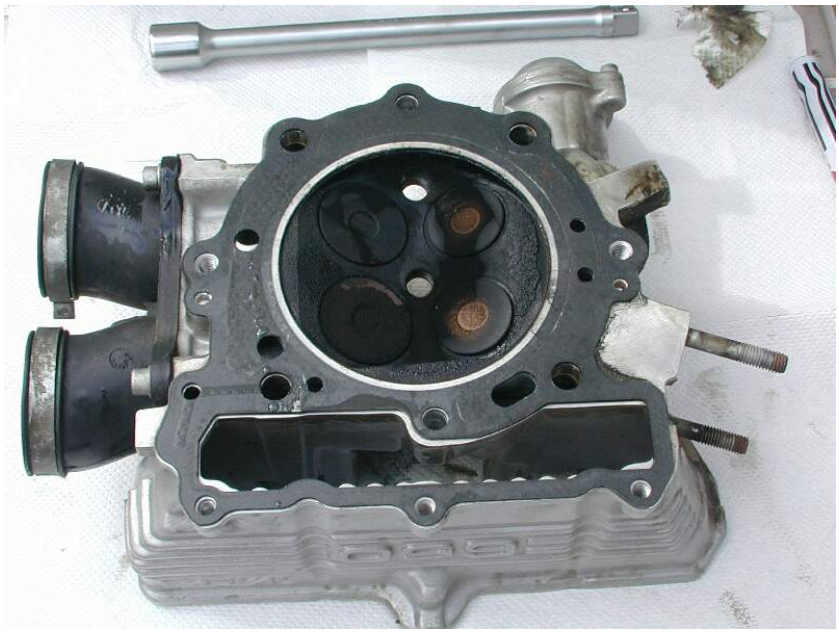


Figura C.6: Culata de una BMW G650GS, donde se aprecian dos huecos para las bujías. [26]

C3.2.5. Tipo de anclaje al bloque.

Existen tres tipos fundamentales de anclaje de la culata al bloque, que son los siguientes:

1. Anclaje mediante pernos perpendicularmente insertados al bloque desde la culata.
- Ventajas: No queda fijado ningún elemento a otro, permitiendo una unión perfectamente reparable y desmontable.
- Inconvenientes: Probabilidad de pérdida de apriete en los pernos.
2. Anclaje mediante pernos insertados al bloque con ángulo desde la culata.
- Ventajas: Igual a 1 y además la tensión de los pernos tiende a mantener cerrado el bloque motor contra la culata, de tal manera que es una solución más rígida estructuralmente hablando.
- Desventajas: No permite dejar los pernos fijados al bloque, ya que imposibilitaría la inserción de la culata.
3. Anclaje mediante pernos en el bloque, asegurándolos en la culata mediante tuercas.
- Ventajas: Menor probabilidad de pérdida de apriete.
- Desventajas: La unión permanente entre pernos y bloque hace una reparación muy compleja si hubiese cualquier problema con cualquiera de los pernos.

La tercera opción, ya no suele emplearse en demasiados casos, además de hacer la fijación de los pernos al bloque permanente, lo cual es contraproducente. La primera opción es la más habitual, y suele emplearse en casi todos los motores existentes.

En cuanto a la segunda opción, proviene de Keith Duckworth, que fue el diseñador del motor Cosworth DFV (V8, primer motor de F1 que actuaba como chasis) entre otros propulsores. Es un criterio muy a tener en cuenta, ya que se empleó en motores de Fórmula 1, y porque éste ingeniero era un obseso de la rigidez estructural. Cuando hablamos de uniones entre elementos, y más en éste caso, la rigidez es fundamental, de tal manera que al tratarse 1 y

2 de soluciones a priori más óptimas, y la 2 presentar ventajas sin inconvenientes sobre la 1, emplearemos la 2 a criterio del proyectista sin evaluación de criterios de valor, ya que en todos los casos las soluciones son muy semejantes salvo por la cuestión descrita anteriormente.



Figura C.7: Culata de un motor Cosworth V6 de F1, del 1985. [27]

Vemos en la imagen superior, extracta de un documental sobre Cosworth y la implantación del motor turbo en la Fórmula 1, cómo los pernos que unen la culata al bloque están en un ángulo diferente a los pernos que servirán para fijar los árboles de levas, que van perpendiculares al plano principal de la culata.

Keith Duckworth idearía otras soluciones que aportaban rigidez estructural al conjunto, como los anclajes de cigüeñal prensados.

C3.2.6. Interferencias entre soluciones adoptadas.

La posición de los pernos de anclaje de la culata puede representar un problema mayor a la solución que aporta su inserción en ángulo, dada su interferencia con la culata misma o la dificultad añadida que puede surgir para apretarlos, aflojarlos, o algo tan sencillo como meterlos o sacarlos de su sitio. Si se estima necesario, se emplearán pernos con inserción vertical.

En cuanto al resto de soluciones, no se observan interferencias de carácter excluyente entre las diferentes soluciones adoptadas para la culata, de tal manera que podrán integrarse todas ellas en el mismo conjunto.

C3.2.7. Soluciones adoptadas.

En la siguiente lista, se enumeran las soluciones adoptadas en el ámbito de la culata:

- DOHC, piñón intermedio en culata.
- 4 Válvulas, 2 de admisión y 2 de escape.
- 1 sola bujía, centrada en la cámara de combustión, de tipo hemisférico.
- Válvulas dispuestas en posición lo más radial posible.
- Conductos pulidos, y unidos en entrada/salida de la culata.
- Pernos de anclaje al bloque insertados en ángulo.

C.3.3. Pistón, biela y cigüeñal, bloque motor:

El conjunto dinámico, así como el tipo de bloque motor empleado, determinan las características del corazón del motor. De ésta manera, es crítico definir la solución más adecuada para cada uno de éstos elementos, ya que influirá directamente en el rendimiento del motor, en su comportamiento y en su fiabilidad.

Las premisas previas que tenemos impuestas por reglamento, son los materiales que deberemos emplear en cada uno de estos elementos, los cuáles, recordemos, son los siguientes:

- Pistón: Aleación de Aluminio.
- Biela: Aleación de Acero o bien de Titanio.
- Cigüeñal: Aleación de Acero.
- Bloque Motor: Aleación de Aluminio.

No existen otros criterios impuestos por reglamento, de tal manera que podremos pasar directamente a evaluar las alternativas existentes para cada uno de ellos.

C.3.3.1. Pistón:

El diseño del pistón, suele determinar en muchos casos el rendimiento de la combustión, ya que forma parte de la cámara donde ésta se produce. Por otro lado, la masa del pistón es fundamental en el conjunto dinámico completado por la biela y el cigüeñal, de tal manera que nos interesa aligerarlo lo máximo que nos sea posible.

Otro aspecto y función fundamental de un pistón, es la de generar una unión lo más estanca posible entre él mismo y el bloque motor, mediante los segmentos o aros. Éstos son los encargados de evitar que los gases de combustión pasen entre el pistón y el bloque, generando importantes pérdidas de potencia y probables daños al motor por sobrecalentamiento de zonas que no deberían calentarse. Éste fenómeno es conocido como *blow-by.*

Generalmente, los pistones están refrigerados por aceite mediante uno o más chorros que pueden provenir o de la biela o de aspersores puestos en el bloque, o ambas. Suelen emplear tres segmentos, el primero retiene el fuego, el segundo asegura la compresión, y el tercero se encarga de repartir el aceite que lubricará el desplazamiento del pistón a través de la camisa.

Los pistones responden básicamente a los siguientes criterios de diseño:

- Tipo de conformación.
- Tipo de construcción.
- *Material: Estamos restringidos a aleaciones de aluminio por reglamento.*

En cuanto al tipo de conformación, tendremos lo siguiente:

1. Pistones forjados:

- Ventajas: Pistones más resistentes que los pistones conformados por fundición.
- Inconvenientes: Más caros de producir.

2. Pistones de fundición:

- Ventajas: Más baratos de producir.
- Inconvenientes: Menor resistencia en comparación a pistones forjados.

En cuanto al tipo de construcción, tendremos

1. Faldas completas:

- Ventajas: La estabilidad del pistón dentro de la camisa es mejor, mayor evacuación de calor.
- Inconvenientes: Al tener un mayor volumen de material, son más pesados.

2. Aligerados (suelen prescindir de las faldas laterales):

- Ventajas: Pistones muy ligeros, buena aplicación en motores de competición.
- Inconvenientes: Más complicados de diseñar, y más caros, al disponer de menos material para resistir los esfuerzos.



Figura C.8: (I) Pistón y biela de un motor F1, fabricados por Pankl. [28]

Figura C.9: (D) Juego de pistones para un motor RB26 de Nissan, fabricados por Tomei. [29]

La puntuación de alternativas, se hará siguiendo los mismos criterios de valor que en el apartado C.3.2, de tal manera que en aquellos que no exista una diferencia notable, se asignará un 10 a los dos candidatos.

En cuanto al tipo de conformación, tendremos:

Tabla C.2: Puntuación de criterios para el tipo de conformación del pistón.

TIPO DE CONFORMACIÓN DEL PISTÓN					
Criterios de valor	Ponderación	FORJADO	FUNDICIÓN	FORJADO	FUNDICIÓN
Complejidad de diseño	1	10	10	10	10
Complejidad de realización	1	7	10	7	10
Precio	1	7	10	7	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	6	10	6
Rendimiento potencial	1	10	6	10	6
Complejidad de reparación	1	10	10	10	10
Integración en conjunto	1	10	9	10	9
			TOTAL	64	61
			MEDIA	9,14285714	8,71428571
			ELEGIDO	SI	NO

Vemos que la alternativa de un pistón forjado siempre será más cara y más compleja de realizar, pero la ganancia que supone en resistencia, ligereza y fiabilidad, superan con creces el déficit que supone que se trate de una pieza más cara.

También con un ojo puesto en la competición, debe decirse que en casi todos los casos en los que nos encontremos con un motor de carreras que gire a alto régimen y tenga una elevada relación de compresión, vamos a ver pistones forjados, ya que son más resistentes, y los pistones de fundición, a igualdad de carga necesitan una mayor masa para resistir los esfuerzos a los que están sometidos.

En cuanto al tipo de construcción, tenemos:

Tabla C.3: Puntuación de criterios para el tipo de construcción del pistón.

TIPO DE CONSTRUCCIÓN DEL PISTÓN					
Criterios de valor	Ponderación	COMPLETO	ALIGERADO	COMPLETO	ALIGERADO
Complejidad de diseño	1	10	8	10	8
Complejidad de realización	1	10	10	10	10
Precio	1	10	8	10	8
Robustez/Fiabilidad	1	8	10	8	10
Rendimiento potencial	1	5	10	5	10
Complejidad de reparación	1	10	10	10	10
Integración en conjunto	1	8	10	8	10
			TOTAL	61	66
			MEDIA	8,71428571	9,42857143
			ELEGIDO	NO	SI

En cuanto al tipo de construcción, queda claro que para un motor de competición lo más importante es el rendimiento, de tal manera que cuanto más se aligere el tren dinámico sin comprometer la fiabilidad, mejor.

El aligerado siempre implica un diseño más complejo, ya que existe menos material disponible para soportar las cargas, pero la necesidad de altas prestaciones hace casi obligatorio buscar un diseño extremo.

C.3.3.2. Biela.

La biela es el elemento resistente más crítico en el diseño del conjunto dinámico de un motor, por una razón muy sencilla: Soporta cargas mientras realiza un movimiento de rotación a la vez que de traslación.

La mayoría de fallos de motor (que no averías) se producen o bien por un fallo en la distribución, o porque falla una biela por pandeo. En ambos casos, el motor suele ser irreparable ya que la culata y el bloque sufren daños catastróficos.

Por tanto, vemos que el diseño de éste elemento es el que más tiempo y recursos debería llevarnos, ya que de él depende en gran medida la integridad del motor. La biela se comporta como una viga a compresión o a tracción según el momento en el que la analicemos, pero el peligro suele provenir de la compresión.

Tenemos alternativas al diseño y a los materiales, tales que:

Alternativas al tipo de perfil:

- Perfil H: El más normal en automoción.
- Perfil I: F1 y motores deportivos.
- Perfil en cruz: Casi extinto.
- Perfil casi enterizo: F1.

No existe una regla clara sobre qué tipo de perfil emplear, y suele ser una decisión tomada durante la fase de diseño del elemento. En los motores deportivos, y como pista, suelen emplearse bielas con perfil en I o semienterizo, ya que generan una mejor resistencia al pandeo ante grandes esfuerzos.

En las siguientes figuras, podemos ver el tipo de bielas que generan los diferentes tipos de perfil:

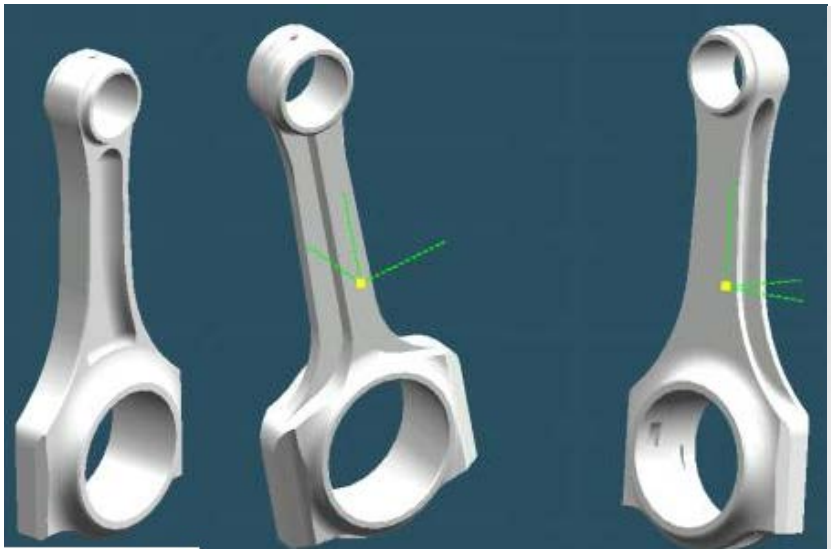




Figura C.10: (I) Bielas con perfiles en “H”, “cruz” e “I” respectivamente (I a D).

Figura C.11: (D) Biela de F1, fabricada por Pankl, de perfil semi macizo. [28]

Dado que el tipo de biela va muy en función de las cargas que recibe mientras cumple con su función, y éstas son desconocidas por el momento, lo único que queda claro es que no se va a emplear perfil en cruz. El material, que puede ser aleación de acero o Titanio, se decidirá durante la fase de diseño de detalle.

En cuanto al tipo de construcción, podemos encontrar bielas de dos piezas, que son las típicas en las que se aprietan dos tornillos para unirlas, y las bielas de una pieza, que son aquellas que no pueden separarse y requieren de un cigüeñal desmontable para poder cambiarse, repararse, o mantenerse.

El empleo de una biela de una sola pieza implicaría el uso de un cigüeñal desmontable, que es mucho menos rígido que uno que se fabrique de una sola pieza, de tal manera que la biela se diseñará en dos partes con unión mediante pernos.

C.3.3.3. Cigüeñal.

El cigüeñal, es la parte del conjunto dinámico de un motor encargada de recibir el esfuerzo de los gases de explosión mediante la biela, y de transmitirla en forma de par motor hacia el embrague y la transmisión. Es un elemento en el cual deben tenerse en consideración ciertos aspectos como la lubricación o la rigidez torsional y de flexión, pero al fabricar un motor monocilíndrico todos estos aspectos se minimizan relativamente.

En cuanto a construcción, existen básicamente dos tipos de cigüeñal:

1. De una pieza: Algunos motores monocilíndricos, y todo el resto de motores.
- Ventajas: A priori, más rígido y robusto que el desmontable.
- Inconvenientes: No permite bielas de una pieza, más ligeras.
2. Desmontable: Motores 2T y 4T monocilíondricos.
- Ventajas: Permite bielas de una pieza, más ligeras.
- Inconvenientes: No alcanza los niveles de rigidez que permite un cigüeñal de una pieza.

En cuanto a la conformación, tenemos:

1. Forjado:
- Ventajas: Mayor resistencia, implica que se puede aligerar algo más el conjunto.
- Inconvenientes: Más caro y complejo de fabricar.
2. Mecanizado:
- Ventajas: Más sencillo de conformar, más barato.
- Inconvenientes: Presenta una menor resistencia a los esfuerzos, por tanto debe ser más pesado.

En las siguientes imágenes, podemos ver ambos tipos de cigüeñal:

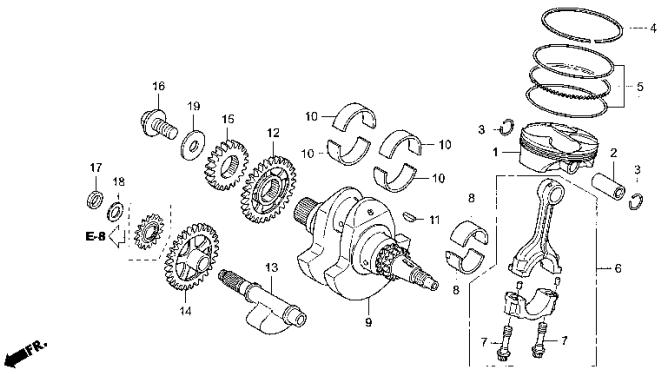




Figura C.12: (I) Diagrama de ensamblaje de una Honda NSF250 de Moto3, con cigüeñal de una pieza y biela partida. [15]

Figura C.13: (D) Cigüeñal de una Honda CRF450, desmontable y con biela de una pieza. [30]

Vemos que Honda, que junto con KTM domina la categoría de Moto3, emplea un cigüeñal de una sola pieza, con un solo eje contrarrotante, de tal manera que aunque lo normal en motores monocilíndricos sea emplear cigüeñales como el de la Honda CRF450 que podemos ver en la figura C.13, en competición se recurre a diseños más robustos.

En cuanto al tipo de construcción, tenemos:

Tabla C.4: Puntuación de criterios para el tipo de construcción del cigüeñal.

TIPO DE CONSTRUCCIÓN DEL CIGÜEÑAL					
Criterios de valor	Ponderación	UNA PIEZA	DESMON.	UNA PIEZA	DESMON.
Complejidad de diseño	1	10	7	10	7
Complejidad de realización	1	10	8	10	8
Precio	1	10	8	10	8
Robustez/Fiabilidad	1	10	8	10	8
Rendimiento potencial	1	10	10	10	10
Complejidad de reparación	1	10	10	10	10
Integración en conjunto	1	10	9	10	9
			TOTAL	70	60
			MEDIA	10	8,57142857
			ELEGIDO	SI	NO

Vemos pues que un cigüeñal de una pieza es la mejor alternativa.

En cuanto a fabricar el cigüeñal por forja o por fundición, la elección se inclina claramente hacia la forja y mecanizado posterior, ya que consigue una muy buena resistencia, aun aumentando el precio del componente. Por otro lado, el reglamento nos obliga a escoger aleaciones de acero para materializar el cigüeñal de nuestro motor.

C.3.3.4. Bloque motor.

El bloque motor es el elemento cuya función conjunta con la culata y el pistón, es la de conformar el cilindro. El bloque tiene como función secundaria la refrigeración del cilindro, en nuestro caso mediante agua.

Para éste elemento, existen básicamente dos alternativas, que son las siguientes:

1. Bloque enterizo con semicárter superior:

- Ventajas: Sencillez y robustez mecánica del conjunto, eliminas uniones mediante pernos al ahorrarte la unión de un bloque independiente al cárter o los cárteres (si se emplea corte en plano vertical).
- Inconvenientes: No es desmontable, no es reparable, y cualquier grieta o desperfecto en el bloque prácticamente requieren de un motor nuevo. Complica el diseño del semicárter superior.

2. Bloque independiente:

- Ventajas: Es desmontable, lo cual permite sustituirlo por mantenimiento.
- Inconvenientes: En cuanto a diseño, se debe calcular con mayor cuidado la unión entre culata, bloque y cárter(es), dado que la separación de uno o más elementos unidos mediante pernos es más probable cuantos más elementos debemos de unir.

En cuanto al tipo de bloque a emplear, tenemos:

Tabla C.5: Puntuación de criterios para el tipo de bloque motor a emplear.

TIPO DE BLOQUE MOTOR					
Criterios de valor	Ponderación	ENTERIZO	DESMON.	ENTERIZO	DESMON.
Complejidad de diseño	1	8	10	8	10
Complejidad de realización	1	6	10	6	10
Precio	1	4	10	4	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	7	10	7
Rendimiento potencial	1	10	10	10	10
Complejidad de reparación	1	10	4	10	4
Integración en conjunto	1	10	10	10	10
			TOTAL	58	61
			MEDIA	8,28571429	8,71428571
			ELEGIDO	NO	SI

Vemos que en cuanto al bloque motor, el criterio es similar ya que ambas opciones tienen sus ventajas e inconvenientes, pero el bloque desmontable permite su sustitución o mantenimiento de las juntas muy sencilla, cosa que por el contrario un bloque enterizo no permite.

Debe decirse que lo normal en Moto3 es emplear bloques desmontables, ya que precisamente facilitan el mantenimiento y puesta a punto de los motores.

C.3.4. Transmisión y embrague:

El embrague y la transmisión, son los elementos encargados de transmitir el par motor desde el cigüeñal hacia la rueda trasera de la motocicleta. Tenemos ciertas limitaciones por reglamento, comentadas en el capítulo 2, apartado 4 del presente documento.

Básicamente se nos permite un máximo de 6 velocidades en la transmisión, que no debe ser de tipo *seamless,* y el embrague debe ser accionado de manera manual.

Siguiendo éstas premisas, podemos tomar decisiones sobre otros aspectos fundamentales del diseño mecánico de la transmisión y el embrague.

C.3.4.1. Transmisión.

La transmisión de una motocicleta, suele ser bastante sencilla en comparación a la de un coche, ya que emplea las propias velocidades como selectores, aligerando el conjunto y haciéndolo más compacto en cuanto a dimensiones.

Suelen emplearse 5 ó 6 velocidades en función de las necesidades que se requieran, pero generalmente en aplicaciones orientadas a la velocidad, se emplean 6 relaciones, dado que de ésta manera los saltos de régimen de giro entre velocidades son menores, y la entrega de par motor se mantiene más constante.

Como opción en competición, en ocasiones es interesante emplear una caja de cambios de tipo *casette* o extraíble, la cual puede ser sacada del motor de una sola pieza, incluyendo el eje primario, el secundario, el tambor de selección y las horquillas selectoras. Ésta es una aplicación extendida siempre y cuando sea necesario variar la relación de velocidades entre un circuito y otro, la cual es una coyuntura que nos afecta.

Cuando se quiere acortar o alargar el ratio global de transmisión de una motocicleta de competición, lo más usual es jugar con los dientes del piñón y de la corona, pero cuando se necesita variar una relación en concreto, o varias de las 6 disponibles, se hace necesario el empleo de una caja de cambios extraíble, ya que facilita en gran medida la sustitución de éste elemento.

Los dientes de los engranajes suelen ser rectos, aunque los engranajes más empleados en automoción sean los de corte helicoidal (por la reducción de ruido que representan). La solución a adoptar, seguirá la pauta marcada por el resto de diseños, y se emplearán dientes rectos.

En cuanto a las velocidades disponibles, tendremos:

1. 5 velocidades:

- Ventajas: Eliminas inercia del conjunto, a la vez que consigues una caja de cambios más estrecha al eliminar un piñón. Se ahorra un cambio de marcha para alcanzar una determinada velocidad.
- Inconvenientes: Los saltos entre velocidades son más abruptos en cuanto a régimen de giro y par, generando cambios de marcha más lentos en aceleración.

2. 6 velocidades:

- Ventajas: El salto en régimen de giro y par motor se vuelve más suave entre velocidades, de tal manera que el par entregado es más constante mientras aceleramos subiendo marchas.
- Inconvenientes: La caja de cambios es más grande y tiene una mayor inercia en su conjunto.

En cuanto al tipo de construcción, tendremos:

1. Convencional:

- Ventajas: Se eliminan componentes del motor.
- Inconvenientes: Cualquier modificación o reparación en la caja de cambios implica el desmontaje total del motor, repercutiendo en horas de trabajo y probabilidades de error.

2. Tipo *casette* extraíble:

- Ventajas: Permite una fácil extracción de todo el conjunto de la caja de cambios, para tareas de mantenimiento o sustitución de componentes.
- Inconvenientes: Añade piezas al conjunto, y es más compleja y cara de desarrollar e integrar.

En la siguiente imagen, vemos una caja de cambios tipo *casette* fuera del motor donde va instalada:



Figura C.14: Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]

En cuanto al número de velocidades a emplear, tenemos:

Tabla C.6: Puntuación de criterios para el número de velocidades a emplear.

NÚMERO DE VELOCIDADES					
Criterios de valor	Ponderación	5 VELOC.	6 VELOC.	5 VELOC.	6 VELOC.
Complejidad de diseño	1	10	9	10	9
Complejidad de realización	1	10	9	10	9
Precio	1	10	9	10	9
Robustez/Fiabilidad	1	10	9	10	9
Rendimiento potencial	1	7	10	7	10
Complejidad de reparación	1	10	10	10	10
Integración en conjunto	1	8	10	8	10
			TOTAL	65	66
			MEDIA	9,28571429	9,42857143
			ELEGIDO	NO	SI

Vemos que realmente es bastante indiferente emplear una solución o la otra, pero se imponen las 6 velocidades dado que el uso que se le va a dar a la transmisión va a ser la competición, donde una buena respuesta a la aceleración al cambiar de marcha es muy necesaria e importante.

En cuanto al tipo de construcción, tenemos:

Tabla C.7: Puntuación de criterios para el tipo de construcción a emplear.

TIPO DE TRANSMISIÓN					
Criterios de valor	Ponderación	CASETTE	CONVENC.	CASETTE	CONVENC.
Complejidad de diseño	1	8	10	8	10
Complejidad de realización	1	6	10	6	10
Precio	1	8	10	8	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	7	10	7
Rendimiento potencial	1	10	10	10	10
Complejidad de reparación	1	10	4	10	4
Integración en conjunto	1	10	4	10	4
			TOTAL	62	55
			MEDIA	8,85714286	7,85714286
			ELEGIDO	SI	NO

La evaluación de criterios, penaliza mucho la construcción convencional dada la pobre integración en el conjunto que representa éste tipo de diseño, y a la dificultad a la reparación o el mantenimiento que genera de manera intrínseca el no pensar en un diseño que explícitamente facilite dichas operaciones.

La transmisión de tipo *casette,* aunque sea más cara y compleja, facilita las operaciones antes comentadas en la medida suficiente como para que los pros superen a las contras y sea la mejor opción para nuestro diseño. De nuevo, si nos fijamos en la tendencia en la categoría, de nuevo volvemos a encontrarnos con que la solución más adoptada es la caja de cambios extraíble.

C.3.4.2. Embrague.

El embrague, es el órgano encargado de conectar la transmisión y la rueda trasera al motor, o de desconectarlos si es necesario. En cajas de cambios de relación cerrada, el embrague puede ser omitido cuando se suben marchas, siempre que se instale un mecanismo llamado *quickshifter,* el cual consiste en un sensor de presión en la varilla de la palanca de cambios de la moto, el cual detecta que queremos subir de marcha y corta el encendido, lo cual es una manera alternativa de realizar un cambio de marchas sin que el motor esté entregando par. Éste mecanismo está totalmente implantado en los Campeonatos del Mundo.



Figura C.15: Vista lateral de una Suzuki GSXR750, donde se puede ver la varilla de la palanca de cambios, con el sensor piezoeléctrico del quickshifter en color rojo. [32]

Un fenómeno que suele producirse usualmente en las motocicletas de competición, o deportivas de calle, es el efecto rebote en reducciones muy abruptas. Consiste en que al reducir demasiado de golpe, la rueda trasera tiende a clavarse, por la diferencia de velocidad que le fuerza el motor y la velocidad real de la motocicleta, todo ello sumado a la falta de apoyo en el tren trasero de la motocicleta que se genera en las frenadas, donde el peso se desplaza hacia adelante.

Queda claro que desde un punto de vista de rendimiento en competición, no es interesante la pérdida de adherencia en la rueda trasera, ni en aceleración ni en frenada. Por ello, se inventó el embrague antirrebote o "*slipper"* en inglés. Éste embrague, cuando el par motor es superior al par resistente que generan en su conjunto la transmisión y la rueda trasera y sus esfuerzos, se comporta de manera convencional.

Pero cuando el par resistente supera en cierto grado al par motor, el embrague se desacopla mediante unos rodamientos en plano inclinado, de tal manera que se permite al motor reducir sin que por ello la rueda trasera deba frenar hasta perder la adherencia. Un tarado correcto del sistema, permite que la rueda trasera tenga la adherencia justa que permita la frenada, a la vez que se efectúan reducciones drásticas con el motor.



Figura C.16: Embrague antirrebote para Suzuki GSXR. [32]

Vemos en el centro la base de la campana del embrague, los planos inclinados con los rodamientos de desacople en sentido negativo de giro, y las cuñas de agarre para el sentido positivo de giro.

En cuanto al tipo de construcción, los embragues de motocicleta suelen ser todos multidisco, ya que ésta solución permite emplear toda el área necesaria para que el embrague funcione, en un espacio reducido. En coches, lo normal es emplear un solo disco de embrague, simplificando en cierta medida el sistema. En categorías de automovilismo como F1 o IndyCar, y generalmente en monoplazas, es el único ámbito en el que la automoción recurre al embrague multidisco tal y como se conoce en la aplicación para motocicletas. En otras aplicaciones dentro de la automoción se recurre al embrague multidisco empleando un segundo o tercer disco en el sistema.





Figura C.17: (I) Embrague multidisco de una Yamaha R1. [33]

Figura C.18: (D) Embrague monodisco empleado en automoción. [34]

De ésta manera, conociendo ambas alternativas, lo cual es uno de los objetivos del estudio, podemos escoger directamente un embrague multidisco, ya que el motor debe ser compacto, y un embrague monodisco sería demasiado grande.

Si hablamos del tipo de refrigeración, en motocicletas de calle se emplea el embrague multidisco en baño de aceite, mientras que en competición (Moto3, MotoGP) la tendencia más extendida es la de usar embragues multidisco en seco, refrigerados por aire.

El embrague en baño de aceite, suele tener una mejor refrigeración y por tanto, una mayor vida útil que el embrague en seco. Además estos primeros suelen ser más suaves y progresivos gracias al aceite. Por otro lado, el embrague multidisco en seco suele emplearse en aplicaciones deportivas siempre y cuando el diseño del bloque motor lo permita. Véase Ducati, por ejemplo.

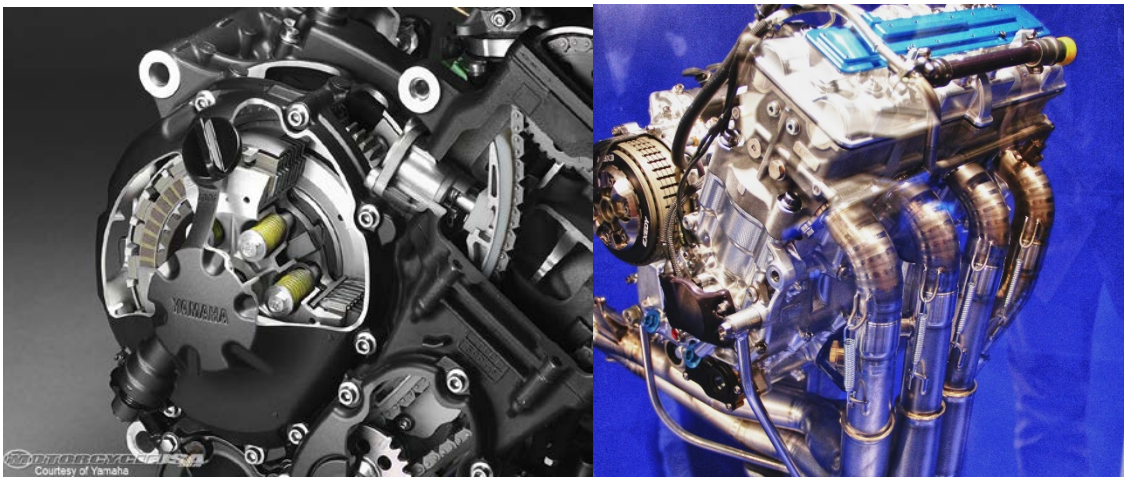


Figura C.19: (I) Embrague multidisco en baño de aceite de una Yamaha R6. [35]

Figura C.20: (D) Motor de Yamaha M1, en el que se puede ver el embrague en seco. [36]

Conocidas todas las posibilidades de desarrollo, podemos pasar a establecer las ventajas e inconvenientes de cada alternativa en cada campo de estudio.

En cuanto al tipo de embrague por desbloqueo, tenemos:

1. Antirrebote o “slipper”.

- Ventajas: Proporciona una tracción perfecta en fuertes reducciones, estabilizando la frenada y contribuyendo a la entrada en curva de las motocicletas de competición o deportivas.
- Inconvenientes: Es un sistema más caro y complicado, y suele emplearse sólo si la inversión en coste económico merece la pena en cuanto a rendimiento.

2. Convencional.

- Ventajas: Barato y sencillo, sin un nivel de exigencia excesivo cumple perfectamente con su función.
- Inconvenientes: Ante grandes frenadas, sobre todo en motocicletas ligeras como las de competición, se pierde la adherencia en la rueda trasera por la retención motor.

Por otro lado, en cuanto al tipo de refrigeración, tenemos:

1. Baño de aceite.

- Ventajas: Buena estanqueidad del conjunto, y buena evacuación térmica en el embrague, que se traduce en una mayor durabilidad. Permite una buena refrigeración incluso a baja velocidad. Suavidad de marcha.
- Inconvenientes: Hace difícil el acceso al embrague para mantenimiento al incorporar una tapa que lo protege, de tal manera que un cambio de discos o de embrague, o cualquier operación que requiera un desmontaje de la tapa del embrague automáticamente suele requerir del drenado del aceite del motor.

2. Seco, refrigerado por aire.

- Ventajas: Facilidad de mantenimiento de la caja de cambios y el embrague, al quedar éste directamente expuesto al aire. Es más brusco pero más efectivo. Siempre que exista una cantidad de aire constante y suficiente dirigida hacia el embrague, es un sistema que cumple igual con los requisitos de refrigeración pero más sencillo que el embrague en baño de aceite.
- Inconvenientes: Poca vida útil, debida al sobrecalentamiento a baja velocidad. El comportamiento es generalmente más brusco. Son más caros generalmente al ser un producto más exclusivo y/o enfocado a la competición.

Tras evaluar los pros y contras de cada alternativa, podemos proceder a puntuar los criterios de valor establecidos de acuerdo con el apartado C.3.2.

Para el tipo de embrague en cuanto a su desbloqueo, tenemos:

Tabla C.8: Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su posibilidad de desbloqueo en marcha.

TIPO DE EMBRAGUE POR DESBLOQUEO					
Criterios de valor	Ponderación	SLIPPER	CONVENC.	SLIPPER	CONVENC.
Complejidad de diseño	1	7	10	7	10
Complejidad de realización	1	8	10	8	10
Precio	1	6	10	6	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	6	10	6
Rendimiento potencial	1	10	4	10	4
Complejidad de reparación	1	9	10	9	10
Integración en conjunto	1	10	6	10	6
			TOTAL	60	56
			MEDIA	8,57142857	8
			ELEGIDO	SI	NO

Para el tipo de embrague en cuanto a su refrigeración, tenemos:

Tabla C.9: Puntuación de criterios para el tipo de embrague a emplear, en cuanto a su refrigeración.

TIPO DE EMBRAGUE POR REFRIGERACIÓN					
Criterios de valor	Ponderación	AIRE	ACEITE	ACEITE	AIRE
Complejidad de diseño	1	9	10	9	10
Complejidad de realización	1	9	10	9	10
Precio	1	6	10	6	10
Robustez/Fiabilidad	1	10	10	10	10
Rendimiento potencial	1	10	7	10	7
Complejidad de reparación	1	10	4	10	4
Integración en conjunto	1	10	8	10	8
			TOTAL	64	59
			MEDIA	9,14285714	8,42857143
			ELEGIDO	SI	NO

De ésta manera, hemos llegado a una decisión que combina perfectamente dos conceptos aparentemente separados, que son el embrague antirrebote y el embrague refrigerado por baño de aceite. Generalmente, salvo en motocicletas de calle deportivas, que llevan antirrebote en baño de aceite, lo normal es encontrarnos con éstas dos soluciones implementadas a la vez.

Por tanto, el embrague de nuestro motor podrá definirse como:

- Multidisco en baño de aceite.
- Con mecanismo antirrebote (slipper).
- Generalmente no va a usarse para subir velocidades ya que se empleará un sistema quickshifter para cortar el encendido.

El embrague, podrá ser comprado o diseñado dentro del proyecto, ya que existen ambas opciones disponibles. Marcas como Exedy o Suter fabrican embragues antirrebote universales, pensados para una determinada potencia y par máximos y mínimos.

C.3.5. Sistema de refrigeración:

Éste es el encargado de evacuar calor del (los) cilindro(s) con el objetivo de que no se sobrepase una temperatura que ponga en riesgo la integridad mecánica de ninguno de los componentes del motor.

Generalmente, la refrigeración en los motores de competición se realiza mediante agua, que circula por la camisa del cilindro, y por la culata, siempre en sentido ascendente, ya que el calor tiende a subir:

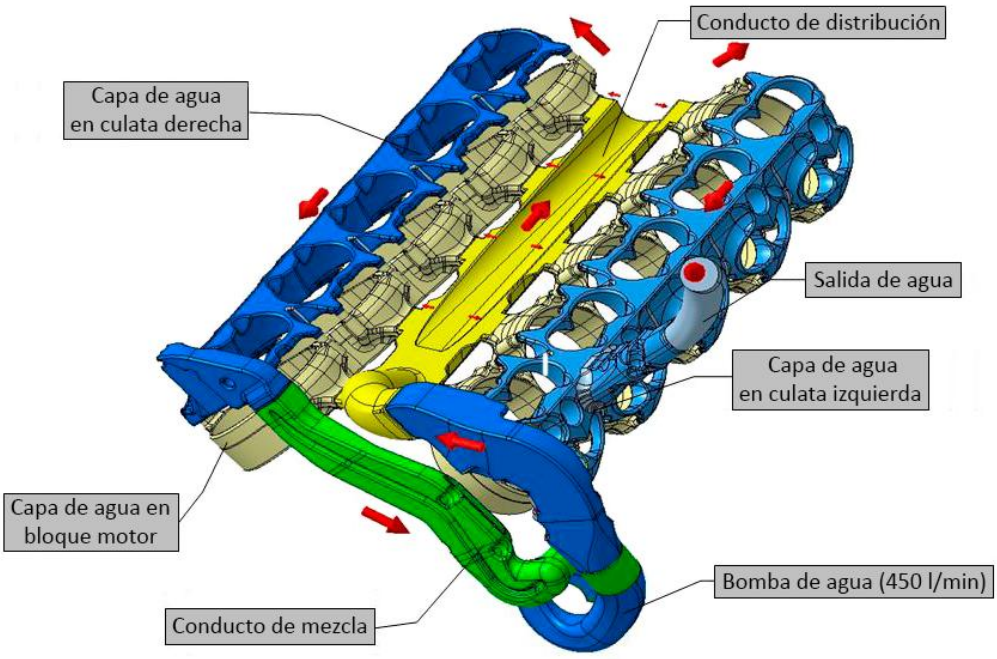


Figura C.21: Modelado de los conductos de refrigeración en un motor BMW V10 de F1. [37]

En la imagen anterior, podemos ver la forma típica que presenta la distribución de agua de refrigeración en un MACI de competición, y desde hace muchos años, en casi todos los que se fabrican.

La bomba de agua, que recibe el fluido frio desde el radiador, se suele colocar en la parte más baja de todo el circuito, para evitar una eventual cavitación en caso de falta de refrigerante.

Éste tipo de bombas suelen ser siempre de tipo centrífugo, y se suelen conectar de tal manera que siempre reciban par y de tal manera que el caudal que proporcionan sea función del régimen de giro del motor.

Por ello, suelen conectarse directa o indirectamente al cigüeñal, quedando excluidos para éste cometido los ejes de la caja de cambios, que dependen de si el embrague les transmite par o no lo hace.

Según las necesidades de refrigeración y la morfología del motor, por criterios de simetría y caudal pueden emplearse dos o más bombas de agua, como es el caso de los motores de F1.



Figura C.22: Bomba de agua empleada en automoción. [38]

Debe decirse que en motocicletas el tipo de construcción es variable dándose bombas modulares y otras en las que se sustituye una sola mitad con el rodete incluido y la junta, como se hace en coches.

Otra alternativa a la refrigeración por líquido, más antigua y arcaica, es por ejemplo aquella sin bomba de agua, en la cual la circulación es puramente convectiva. El gran problema de éste tipo de refrigeración es que no se consigue extraer de los cilindros el calor suficiente (a día de hoy), por tanto con los años se adoptó un sistema en el que el caudal de refrigerante era forzado por bomba.

En cuanto a la refrigeración por aire, emplea aletas en el propio bloque y culata, que intercambian calor con el aire del ambiente. Es un sistema que solo es eficiente a una determinada velocidad mínima, y no permite un control preciso de la temperatura dentro del motor, que puede estar demasiado frio o demasiado caliente según las condiciones.

La refrigeración por aire no se emplea en motores de gran potencia desde hace años, por tanto, tal y como la refrigeración líquida convectiva, queda descartada.



Figura C.23: Motor de Yamaha YBR250, refrigerado por aire. [39]

Se empleará entonces refrigeración líquida forzada por bomba. No hay que olvidar que el alcance del proyecto sólo incluye aquellas partes del sistema que queden inscritas dentro del grupo propulsor, excluyendo radiadores y manguitos del diseño.

C.3.6. Sistema de lubricación:

El sistema de lubricación de un MACI no admite demasiadas variables, ya que generalmente suele tratarse de un sistema en el cual necesitamos ciertos caudales y ciertas presiones para cada punto a lubricar, y por ello se deben emplear una o varias bombas para cumplir dicha función. Suelen ser puntos muy críticos el pistón, el cigüeñal y las válvulas, ya que requieren lubricación constante. Ante falta de engrase, el fallo total del motor se produce antes de cualquier posible reacción del piloto.

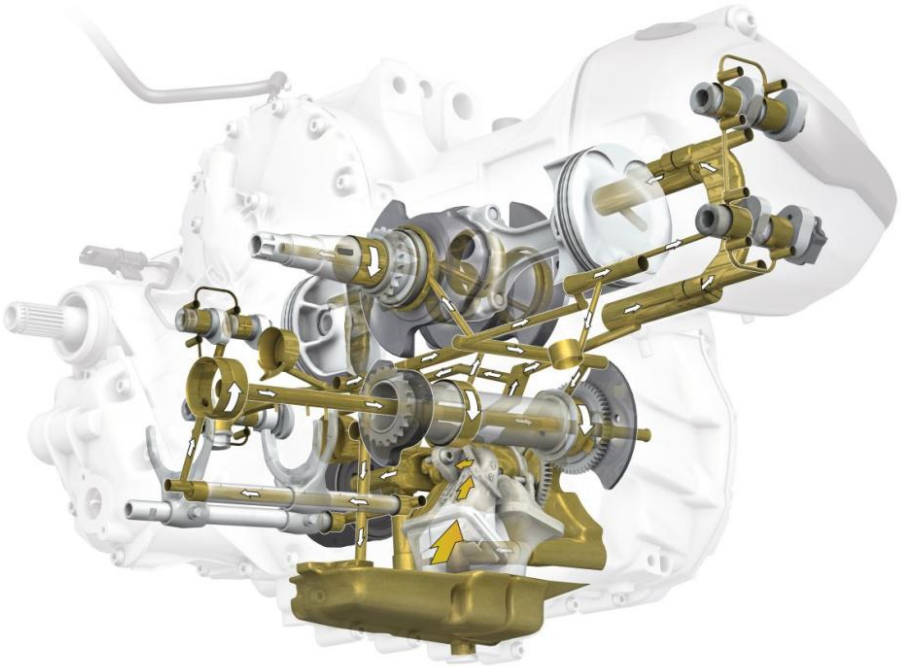


Figura C.24: Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]

Vemos también que la lubricación del cigüeñal es el primer cometido del sistema de lubricación, ya que es en éste donde se necesitan las mayores presiones y caudales. El aceite sube desde el cigüeñal hacia la culata por conductos en el bloque motor, de tal manera que refrigera y lubrica los árboles de levas y las válvulas.

Emplearemos un sistema de lubricación convencional, en el diseño del cual deberemos decidir si se requiere de un radiador para el aceite o no, ya que no olvidemos que el lubricante debe mantenerse a su temperatura óptima, por encima de la ambiental.

C.3.7. Sistemas eléctricos y electrónicos:

Los sistemas eléctricos y electrónicos que incorpora el motor, son los siguientes:

- Encendido (Adelanto, retraso y corte)
- Alimentación (Inyección)
- Controles auxiliares: Picado (Controla la inyección y el encendido)
- Monitorización de temperaturas
- Luz de Neutral
- Aviso de RPM, y datalog para la FIM

Todos éstos sistemas, son controlados por la ECU (Engine Control Unit), de tal manera que la FIM propone varios modelos estandarizados mediante el uso de los cuales no es necesario pasar ciertas verificaciones como la instalación de un sensor que controla explícitamente que no se sobrepasen las 14000rpm en el motor durante ningún momento.

La opción más sencilla, a todos los efectos, es diseñar el motor y los alojamientos para los sensores y/o actuadores, de tal manera que se empleen componentes estandarizados, ya que de ésta manera nos aseguramos de que el diseño será válido a ojos de la normativa en todos los casos.



Figura C.25: ECU Dellorto homologada para moto3. [41]

C.3.8. Alternativas al proceso productivo:

Éste estudio se basa fundamentalmente en definir el tipo de proceso que se llevará a cabo para la producción de la máquina a diseñar, para hacerlo de una manera que garantice unos costos bajos (eficiencia), y por consiguiente beneficios potenciales máximos. También queremos garantizar la máxima calidad, confiabilidad y flexibilidad para el mismo.

C.3.8.1. Identificación de alternativas:

La capacidad productiva, suele ser función del volumen de demanda que se tiene o se espera sobre el producto a fabricar, y la posibilidad de llegar a unas cotas u otras de producción, suele ser algo que depende del tipo de proceso que se utilice para dicho fin, o bien puede depender de la cantidad de personal que se implique en la producción.

Un proceso óptimo, por otro lado, minimiza la necesidad de personal implicado en él para una capacidad productiva determinada, con lo cual podemos decir que la capacidad de producción se puede evaluar evaluando el propio proceso.

Los diferentes tipos de procesos a estudiar se pueden clasificar en:

Según el tipo de flujo de producto:

- Lineales.
- Intermitentes.
- Por proyecto.

Según el tipo de servicio al cliente:

- Fabricación para inventarios.
- Fabricación para surtir pedidos.

C.3.8.1.1. *Proceso Lineal.*

El proceso lineal, o proceso centrado en producto, se basa en estar diseñado para la producción de un determinado bien o servicio a vender, el producto.

El tipo de maquinaria implicada en el proceso, así como su distribución, se basa en el propio producto, con lo cual, podemos decir que el grado de especialización es alto.

El trabajo se caracterizará por ser repetitivo, y tanto las máquinas como los operarios estarán altamente especializados en el producto a producir. Los volúmenes productivos que se pueden alcanzar son muy altos, con una eficiencia máxima.

El objetivo de éste proyecto, en cuanto al mantenimiento, es mantener siempre activas todas las operaciones, aplicando un plan de mantenimiento de tipo preventivo, que evite los fallos aleatorios que puedan detener la producción.

La formación del personal se vuelve muy importante debido a que ha de saber llevar a cabo su operación u operaciones sin entorpecer las que puedan venir posteriormente, provocando retrasos.

Ventajas del proceso lineal:

- Alto nivel de eficiencia (Bajo coste productivo).
- Necesidad de una mano de obra formada en cuanto a su función dentro del proceso, pero sin grandes destrezas técnicas.

Desventajas del proceso lineal:

- La línea es difícilmente adaptable a la fabricación de otros productos.
- Exige un plan productivo trabajado, para mantener un balance entre las diferentes operaciones del proceso, y así evitar retrasos.

Ejemplos de proceso lineal:

- Cadena de producción de automóviles.
- Cadena de envasado de refrescos.

C.3.8.1.2. *Proceso intermitente.*

El proceso intermitente, o proceso de taller de trabajo, es el que se lleva a cabo cuando el propio proceso depende de la demanda, y se ejecuta en el mismo momento que se recibe la demanda. Se produce por lotes a intervalos intermitentes.

El tipo de maquinaria implicada en el proceso, así como su distribución, se agrupa en centros de trabajo en los que se agrupan las máquinas similares. Por ejemplo, en un área de trabajo se puede cambiar las pastillas de freno a un automóvil, y en otro área se puede cambiar la junta de la culata, si ponemos el ejemplo que representaría un taller mecánico (en el cual se produce un servicio y no un producto), y al acabarse, ambos trabajos se entregan.

La producción no tiene un flujo regular y no necesariamente utiliza todos los departamentos. Puede realizar una gran variedad de productos con mínimas modificaciones. Pero la carga de trabajo en cada departamento es muy variable, existiendo algunos con alta sobrecarga y otros subutilizados.

Se debe realizar una planificación y control del trabajo exhaustivos, de tal manera que cada departamento empiece su orden de trabajo a tiempo, evitando retrasos.

Al existir una gran variedad de operaciones diferentes que pueden surgir, los operarios necesitan de una formación amplia en todos los aspectos y diferentes operaciones que puedan ser necesarias para llevar a cabo la producción de cualquier producto que se pueda demandar.

Los conocimientos técnicos del personal deben de ser más elevados que en un proceso lineal.

Ventajas del proceso intermitente:

- Flexibilidad para adaptar el proceso a gran variedad de productos.
- Se puede adaptar a casi todos los procesos existentes.

Desventajas del proceso intermitente:

- Baja eficiencia, generalmente menor al 50%.
- Exige un gran trabajo para planificar y controlar la producción.

Ejemplos de proceso intermitente:

- Taller mecánico de automóviles.
- Taller de carpintería de aluminio.

C.3.8.1.3. *Proceso por proyecto.*

El proceso por proyecto, se basa en que el propio proceso se adapta a un solo proyecto, y se produce una sola vez.

Sirven como ejemplos la producción de un edificio, una casa, o una película.

En este caso todo se realiza en un lugar y tiempo específicos, y no se puede hablar de un flujo del producto, sino que de una secuencia de actividades a realizar para lograr avanzar en la construcción del proyecto sin tener contratiempos y conseguir una buena calidad.

La planificación de las actividades y las tareas individuales es muy importante para evitar grandes retrasos que pueden surgir durante la ejecución del proceso en sí, sean materiales o humanos.

Así pues, se ha de buscar también la máxima eficiencia para cada actividad en particular, para así conseguir un proceso de calidad y que reporte beneficios.

Ventajas del proceso por proyecto:

- Sobre todo en el ámbito de la edificación es el más eficiente debido a la experiencia de las constructoras.

Desventajas del proceso por proyecto:

- El proceso sólo se lleva a cabo una vez, no hay margen de errores.
- El proceso no se puede adaptar a otros productos, es único.

Ejemplos de proceso por proyecto:

- Ejecución de una edificación.
- Producción de un largometraje.

C.3.8.1.4. *Fabricación para inventario.*

La fabricación para inventario, se basa en producir de tal manera que conociendo la demanda del producto, el nivel de inventario se mantenga lo más estable posible.

Éste tipo de producción implica el poder almacenar la mercancía ya producida de una manera especializada y habilitando una zona importante y personal para dicho cometido. Esto acarrea unos gastos extras derivados del propio mantenimiento del stock.

La gran ventaja de éste tipo de plan productivo, es que salvo una ruptura de stock, el cliente siempre tiene disponible la mercancía para enviar, y de esa manera no nos arriesgamos a que el propio cliente venga, y al no haber mercancia disponible e imponerle un plazo de entrega, se vaya a otra empresa de la competencia.

Para poder modular un nivel correcto de producción, que lleve a un nivel de stock estable, hay que conocer bien la demanda y cómo fluctúa ésta en el tiempo, para poder así ajustarse a cada momento.

Se trata de un proceso que puede ser flexible a determinados niveles productivos, pero que al ser la unidad de medida el propio personal, siempre acarreará sobrecostes la admisión y despido de operarios si la demanda es irregular, por ello se orienta a procesos con una demanda estable.

El volumen de demanda requerido para este tipo de producción suele ser elevado.

Ante paradas imprevistas, el stock da margen para poder reestablecer el flujo productivo, pero las entregas a los clientes no se paran si la situación de parada productiva no se prolonga demasiado.

Ventajas de la producción para inventario.

- El producto está disponible al comprador.
- El stock puede usarse como pantalla entre la producción y la demanda.

Desventajas de la producción para inventario.

- El mantenimiento del stock requiere un coste.
- El plan productivo se basa en que no se rompe el stock y de hacerlo los costes se disparan rápidamente.

Ejemplos de producción para inventario.

- Cadena de producción de automóviles, o de recambios de ellos.

C.3.8.1.5. *Fabricación para surtir pedidos.*

La fabricación para surtir pedidos, se basa en enfocar el proceso productivo a picos de producción en los cuales el cliente genera la demanda y ésta se satisface en un tiempo determinado.

Así pues se genera una comanda y se oferta un plazo al cliente para cubrirla, y tras ser aceptado el presupuesto se procede a fabricar.

En éste tipo de plan productivo no existe un stock propiamente dicho, sino que la mercancía acabada se almacena brevemente a la espera de su envío, y éste envío es algo fijo, digamos que la mercancía no espera por la demanda para salir, sino que es la propia demanda la que genera la mercancía.

Dependiendo del volumen de demanda y del volumen de clientes, éste tipo de enfoque puede encontrarse con la situación en la cual se llegue a demandar demasiada mercancía como para cubrir la producción en el plazo normal, y así pues, se pueden llegar a acumular las comandas.

Éste tipo de plan productivo es muy conveniente para productos de un valor muy alto, porque de ésa manera no hay apenas riesgo de producir sin vender.

Ventajas de la fabricación para surtir pedidos.

- La oferta se corresponde con la demanda si no se excede la capacidad del propio proceso.
- No hay gastos de stock por almacenar mercancía a la espera de venta.

Desventajas de la fabricación para surtir pedidos.

- Un pico de demanda puede hacer que se sobrepase la capacidad del proceso, de tal manera que los costes se disparan.
- El personal puede resultar caro si la demanda es irregular, debido a despidos y admisiones alternativos.

Ejemplos de fabricación para surtir pedidos.

- En empresas de valvulería y accesorios para tuberías de proceso, la producción de válvulas y accesorios de gran diámetro.
- Producción de automóviles en marcas que fabrican bajo pedido.

C.3.8.2. Restricciones impuestas por los condicionantes.

Los condicionantes al proyecto que afectan a las alternativas, son básicamente los activos y pasivos disponibles, y el propio mercado.

Un volumen de venta que no se espera que sea muy alto, limitará la capacidad productiva, ya que de nada servirá el generar un proceso con una capacidad ingente si no se venderá aquello que se produzca.

Por otro lado, la propia promotora, Yamaha, dispone de su propia fábrica de motores de competición en Japón, desde la cual distribuye los productos o los recambios a sus diferentes equipos oficiales o clientes repartidos por el mundo.

La consecuencia es que quedamos condicionados a utilizar el propio activo disponible, adaptándolo al nuevo modelo, por lo que aunque el estudio se deba realizar por la posibilidad de que otro tipo de proceso nos favorezca más, casi se puede afirmar que no será así.

C.3.8.3. Efectos de las alternativas sobre los objetivos.

Las alternativas al proyecto, en sí pueden afectar al propio producto (objetivos) en cuanto a la calidad, pero realmente las alternativas al proceso vienen afectando y siendo afectadas directamente por los condicionantes del proyecto.

La relación más estrecha entre los posibles procesos y los condicionantes, puede decirse que es el precio de producción, ya que éste afecta al precio de venta, que ha de quedar por debajo de un límite, como impone el Reglamento Técnico de moto3 en una de sus condiciones.

Por tanto, es importante valorar la eficiencia de cada uno de los procesos, debido a que afectan directamente a los objetivos.

Otro aspecto a tener en cuenta, es la calidad potencial del producto, ya que ésta es otro de los principales objetivos finales del proyecto. Así pues se ha de valorar positivamente aquél proceso que facilite más la consecución de un grado de calidad mayor por sí mismo.

El alcance de dicha premisa se limita al propio proceso, sin entrar en las características del propio producto. La mayor calidad sobre el producto se suele alcanzar cuanto más sistemática es la producción.

C.3.8.4. Evaluación de alternativas.

Las alternativas antes agrupadas, se evaluarán mediante unos criterios que quedarán definidos y justificados dentro de éste mismo apartado.

C.3.8.4.1. *Criterios de evaluación, justificación*.

Para el tipo de proceso en cuanto al flujo productivo, se utilizarán los siguientes criterios y ponderaciones, expuestos en la Tabla C.10:

Tabla C.10: Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.

CRITERIO	Ponderación
Eficiencia	2
Flexibilidad	1
Calidad potencial del producto	2
Precio mano de obra	1
Inversión en maquinaria	2
Posibilidad de uso de activos actuales	2
Posibilidad de fallos	1
Tiempo de producción	1
Grado de sistematización	2
TOTAL	14

Como criterios, se utilizan con ponderación doble aquellos que puedan afectar más directamente a los condicionantes y a los objetivos, de tal manera que aquellos que tienen ponderación simple, no tienen tanta importancia como el resto, o bien simplemente son secundarios de los que cuentan con doble valor, de tal manera que así no sólo exista un criterio para medir un aspecto importante de un proceso.

Para la evaluación, se utilizará una nota entre 0 y 10 para calificar el criterio para cada alternativa. Si en el criterio aparece "(I)", quiere decir que a menor valor del criterio, mayor nota, se trata de una puntuación inversa.

Por ejemplo, en cuanto al tiempo de producción reseñado en la tabla anterior, a menor tiempo, mayor nota y no al revés, entonces aparecerá el criterio acompañado de "(I)".

La capacidad productiva no se pone como criterio, ya que se admite que las 3 alternativas se evaluarán para una capacidad similar, siendo el coste, la eficiencia, y aquellas que les afecten, las variable que más quedan afectadas por la capacidad.

En cuanto al proceso en función del tipo de servicio al cliente, se evaluará sobre los siguientes criterios, expuestos en la tabla C.11:

Tabla C.11: Tabla de criterios para el estudio de alternativas al proceso y capacidad productiva.

CRITERIO	Ponderación
Coste	2
Posibilidad incapacidad por alta demanda	2
Disponibilidad del producto	1
Afectación por parada imprevista de proceso	1
Conocimiento de la demanda	2
Posibilidad de uso de activos actuales	1
Posibilidad de fallos en inventario	1
TOTAL	10

En cuanto el tipo de servicio, los aspectos más importantes son el coste que supone implantar un determinado tipo de servicio, así como qué posibilidades tenemos de ser incapaces de abastecer la demanda. El RT de moto3 obliga a los fabricantes a ser capaces de surtir pedidos de motores y recambios a un número de terminado de equipos en un plazo determinado, no lo debemos de olvidar.

Se utiliza el criterio “Posibilidad de incapacidad por alta demanda”, como criterio principal, pero siguiendo el mismo método que anteriormente, los dos siguientes criterios y el último son subyacentes al principal.

El conocimiento de la demanda se sitúa con ponderación doble, debido a que nos indica si hemos de almacenar o servir, debido a que una demanda irregular, nos resultará desconocida y nos obligará casi seguro a mantener un stock permanente.

Al suponer una capacidad similar para la evaluación de las alternativas, en el estudio del tipo de servicio, se intenta estudiar cuál es la alternativa que permite un grado de reacción ante imprevistos mayor, para un coste de establecimiento del tipo de servicio menor.

C.3.8.5. Evaluación de las alternativas, justificación.

La asignación de cada proceso a su abreviación en el estudio será la siguiente, en cuanto a las alternativas al flujo:

- Proceso lineal, A1
- Proceso intermitente, A2
- Proceso por proyecto, A3

El resultado del estudio es el siguiente, expuesto en la tabla C.12:

Tabla C.12: Tabla de estudio de alternativas al flujo productivo.

CRITERIO	Ponderación	A1	A2	A3
Eficiencia	2	9	5	7
Flexibilidad	1	7	10	0
Calidad potencial del producto	2	9	7	8
Precio mano de obra (I)	1	9	7	9
Inversión en maquinaria (I)	2	9	7	5
Posibilidad de uso de activos actuales	2	10	8	5
Posibilidad de fallos	1	9	8	6
Tiempo de producción	1	10	8	4
Grado de sistematización	2	10	9	2
TOTAL	14	129	105	73
	NOTA	9,21428571	7,5	5,21428571
	VIABLE?	SI	SI	NO
	ELECCIÓN	X		

Vemos que el proceso en cuanto al flujo más efectivo y conveniente es el proceso de tipo lineal, ya que garantiza una alta eficiencia a la vez que proporciona una alta calidad potencial.

Otro de los aspectos de peso, es que la empresa promotora (Yamaha) actualmente cuenta con éste tipo de proceso para producir sus motores de competición, con lo cual sólo habría que adaptarlo, con una inversión mínima.

El grado de sistematización es máximo para un proceso lineal, lo que redunda hacia la calidad potencial, con lo cual éste aspecto influye fuertemente en la alta nota alcanzada por el proceso lineal.

La asignación de cada proceso a su abreviación en el estudio será la siguiente, en cuanto a las alternativas al servicio al cliente:

- Fabricación para inventario, B1
- Fabricación para surtir pedidos, B2

El resultado del estudio es el siguiente, como podemos ver en la tabla C.13:

Tabla C.13. Tabla de estudio de alternativas al tipo de servicio al cliente.

CRITERIO	Ponderación	B1	B2
Coste	2	6	8
Posibilidad incapacidad por alta demanda (I)	2	7	5
Disponibilidad del producto	1	9	6
Afectación por parada imprevista de proceso (I)	1	8	6
Conocimiento de la demanda (I)	2	6	10
Posibilidad de uso de activos actuales	1	9	8
Posibilidad de fallos en inventario	1	5	9
TOTAL	10	69	75
	NOTA	6,9	7,5
	VIABLE?	SI	SI
	ELECCIÓN		X

El tipo de servicio por pedido, queda en primer lugar aunque cerca del servicio para inventario, debido a que una producción para satisfacer pedidos concretos, es más barata al no tener que mantener el stock, así como además exige un conocimiento de la demanda menor al que exige el mantenimiento de un inventario constante.

El servicio por pedido es más vulnerable a los picos altos de demanda, debido a que puede ser incapaz de satisfacerla a corto plazo, pero siempre se puede jugar con los plazos de entrega para ello.

La promotora del proyecto, Yamaha, actualmente trabaja de ésta manera, recibiendo pedidos de los diferentes equipos que posee o para los que fabrica motores y recambios, que tiene por diferentes regiones, y surtiéndolos en un plazo.

C.3.8.6. Elección de alternativas a desarrollar.

Tras la evaluación de las alternativas, queda definido el modelo productivo, como un modelo de producción lineal, que garantiza eficiencia y calidad, a la vez que una tasa de producción mayor que el resto de modelos para una cantidad de inversión determinada. El estudio se hace fijando la productividad y dejando el coste como variable, de tal manera que al tener un menor coste, es capaz de producir más.

La calidad, como hemos dicho, queda garantizada debido a que el proceso productivo es muy sistemático, y una vez se trabaja sobre él para optimizarlo, a corto plazo se puede garantizar una calidad óptima.

La eficiencia también es otro aspecto fuerte de éste tipo de producción, debido a que el coste de la mano de obra no será muy elevado, y debido a que algunas operaciones se podrán automatizar, rebajando los costes de personal.

El mantenimiento del modelo respecto al existente, garantiza que la inversión en la adaptación o creación del proceso productivo será la mínima, al ya disponer de activos actualmente.

En cuanto a la relación con el cliente, se mantiene la producción por pedidos a equipos oficiales y cliente, de tal manera que la demanda es limitada y además bastante conocida, y así se puede prever cuál es la capacidad productiva necesaria, minimizando el riesgo de que la demanda sobrepase a dicha capacidad.

Al seguir el modelo existente, el coste de inversión sobre la implantación de un nuevo modelo casi se desvanece por completo, de tal manera que desde el punto de vista del coste, ésta es la solución óptima.

Así pues, la solución final es un proceso productivo de tipo lineal, con una producción para el cliente bajo pedido. Debe matizarse que aunque el proceso sea lineal, las series serán relativamente pequeñas en comparación a otros ejemplos de proceso lineal.

C.3.9. Resumen de las alternativas escogidas:

Las alternativas elegidas son:

1. **Diámetro, 81mm o cercano.**
2. **Carcasas de corte vertical.**
3. **Cárter húmedo.**
4. **Inclinación positiva.**
5. **Accionamiento con piñón intermedio en culata.**
6. **Relación de compresión 15:1.**
7. **DOHC, piñón intermedio en culata.**
8. **4 Válvulas, 2 de admisión y 2 de escape.**
9. **Una sola bujía, centrada en la cámara de combustión, de tipo hemisférico.**
10. **Válvulas dispuestas en posición lo más radial posible.**
11. **Conductos pulidos, y unidos en entrada/salida de la culata.**
12. **Pernos de anclaje al bloque insertados en ángulo.**
13. **Pistón forjado y aligerado, de aleación de aluminio.**
14. **Biela de dos piezas, unidas por dos pernos, de perfil en I, H o semimacizo, de aleación de acero o Titanio.**
15. **Cigüeñal mecanizado y de una sola pieza.**
16. **Bloque motor independiente y desmontable.**
17. **Transmisión de 6 velocidades, tipo *casette.***
18. **Embrague multidisco en seco, con mecanismo antirrebote, combinado con un sistema *quickshifter.***
19. **Refrigeración líquida forzada por bomba centrífuga.**
20. **Sistema de lubricación convencional mediante bomba(s) de engranajes o lóbulos.**

21. **Centralita ECU y sensores estandarizados y homologados por la FIM para la categoría de moto3.**
22. **Proceso productivo de tipo lineal, para surtir pequeños pedidos.**
23. **Producción bajo pedido.**

ANEJO D: ESTUDIO DEL CICLO TERMODINÁMICO

D.1. Introducción:

El presente anejo, trata la identificación, estudio y definición del ciclo termodinámico que llevará a cabo la máquina que vamos a diseñar. En definitiva, nuestro motor es una máquina que transformará la energía química disponible en las moléculas del combustible, en energía mecánica, a través de la combustión del combustible con el oxígeno del aire presente en la atmósfera.

El ciclo termodinámico desarrollado en el motor, nos dará ideas sobre cómo variará la presión en el cilindro en cada momento, y nos proporcionará información en forma de variables de entrada para la adopción de soluciones en cuanto al diseño de aquellos elementos que estén relacionados con la transferencia y distribución del calor, o refrigeración.

Los parámetros que han sido preestablecidos en el Anejo C, y que nos afectan de cara al estudio del ciclo termodinámico, son los siguientes:

- Diámetro: 81 mm
- Cilindrada: 250 cm^3 como máximo
- Relación de compresión: 15 a 1

Dado que la termodinámica del ciclo presenta una primera aproximación hacia el comportamiento del motor, el estudio se realiza normalmente sobre los parámetros máximos del motor, en cuanto a carga (apertura de acelerador) y potencia entregada.

Los cálculos sobre el ciclo termodinámico irán desarrollándose de manera que cada vez resulten más representativos del funcionamiento real del motor, comenzando por el ciclo teórico de tipo Otto, que nos da valores de referencia en cuanto a temperaturas y presiones para poder compararlos con hipótesis más realistas.

Tomaremos como fuente bibliográfica a Dante Giacosa [4] y a John B. Heywood, ya que aportan un marco de cálculo sólido, además de datos de referencia sobre ciertos parámetros que nos servirán como control de los modelos establecidos. En la figura D.1, podemos ver la comparativa entre varios tipos de ciclos tratados en la bibliografía:

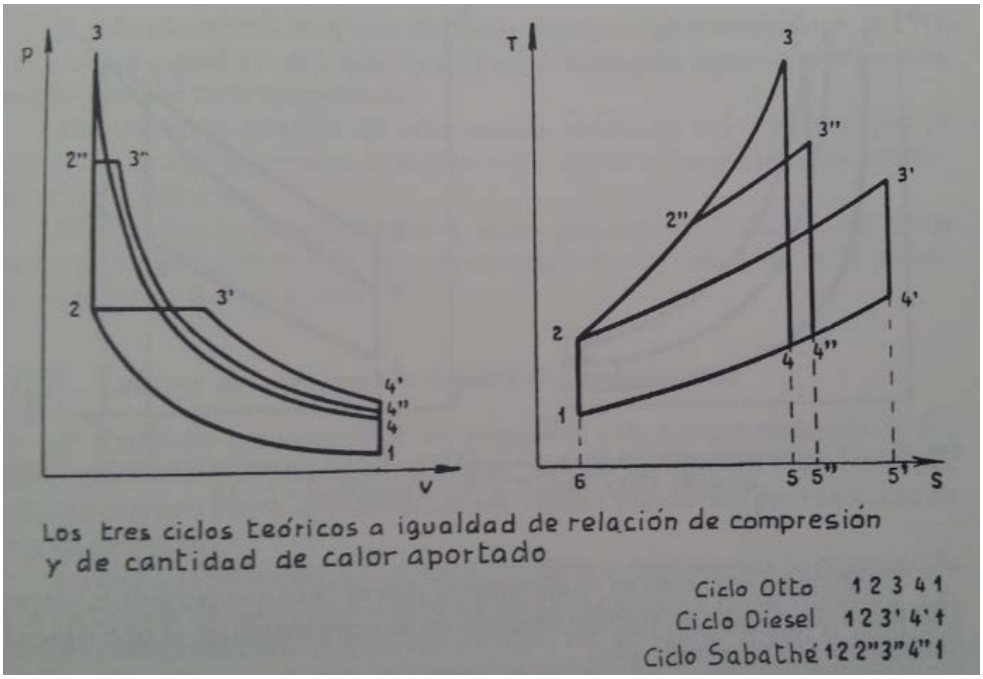


Figura D.1: Comparativa entre diferentes ciclos teóricos en MACI. [4]

D.2. Definición de parámetros:

Partiendo de la base definida en el Anejo C, y expuesta en el primer capítulo del presente Anejo, podremos calcular la carrera del motor, sabiendo que tiene un solo cilindro, de la manera siguiente:

$$V = A_C \; x \; C = \pi \; x \; R^2 \; x \; C \qquad \text{(Ec. D.1)}$$

Siendo los parámetros los siguientes:

V: Volumen total del cilindro barrido entre el PMI y el PMS en cm^3.

A_P: Área por un plano transversal al eje de revolución del cilindro en cm^2.

R: Radio del cilindro en cm.

C: Carrera del pistón en cm.

Si reordenamos términos, tendremos que la carrera máxima para una determinada cilindrada ($250cm^3$) y diámetro (8,1cm) puede hallarse como:

$$C_{MÁX} = \frac{V}{A_C} = \frac{V}{\pi \; x \; 0{,}25 \; x \; D^2} = 4{,}8515 \; cm$$

Los cuáles se traducen en 48,515 mm. Si redondeamos la carrera a 48,5 mm exactos para su construcción real, vamos a tener una cilindrada exacta en el motor de:

$$V' = A_C \; x \; C = \pi \; x \; \left(\frac{8{,}1}{2}\right)^2 \; x 4{,}85 = 249{,}92 \; cm^3$$

Mediante éste dato real del motor, podremos obtener otros parámetros a continuación.

Sabiendo que la relación de compresión, tal y como se aprecia en la siguiente figura, expresa la relación entre el volumen barrido por el pistón en su carrera, y el volumen total que queda cuando éste se encuentra en su PMS, tendremos:

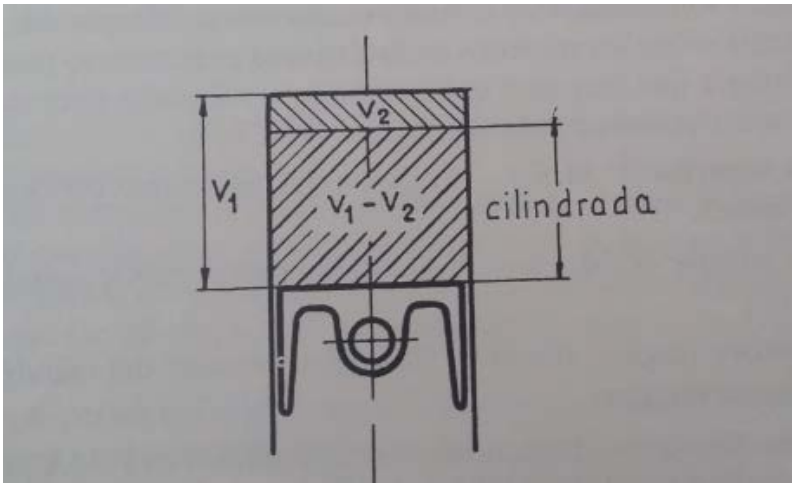


Figura D.2: Relación entre cilindrada total, unitaria y volumen de la cámara de combustión. [4]

Sabiendo que la relación de compresión puede expresarse como una relación entre los volúmenes tratados, y empleando la misma nomenclatura que la empleada en la bibliografía indicada, tendremos entonces:

$$\mu = \frac{V_1}{V_2} \qquad \text{(Ec. D.2)}$$

Si tenemos una relación de compresión consignada de 15:1, equivalente a μ, y conocemos el volumen barrido por el pistón en su carrera por el interior del cilindro, que será equivalente a V_1-V_2, tal y como se ve en la figura, si reordenamos y operamos términos en la ecuación anterior, tendremos:

$$15 = \frac{V_1}{V_2}\ ,\ \ y\ por\ tanto,\ \ V_1 = 15V_2$$

De tal manera, que si sabemos que la cilindrada unitaria del motor, es de 249,92 cm^3, y que ésta corresponde a la relación V_1-V_2, podremos escribir lo siguiente:

$$249{,}92 = V_1 - V_2$$

De modo, que si sustituimos la ecuación anterior, a ésta, que implica la relación de compresión, tendremos entonces:

$$249{,}92 = 15V_2 - V_2 = 14V_2$$

Y por tanto, tendremos una cámara de combustión con el volumen siguiente:

$$V_2 = \frac{249{,}92}{14} = 17{,}85\ cm^3$$

En cuanto al volumen total del cilindro, puede obtenerse mediante la relación existente entre V_1 y V_2, del modo siguiente:

$$V_1 = 15V_2 = 267{,}77\ cm^3$$

Una vez definidos estos parámetros, podremos pasar a definir las leyes físicas que nos describen el funcionamiento del ciclo Otto ideal.

D.3. Definición del Ciclo Otto ideal:

Éste tipo de cálculo, nos sirve como base preliminar, a modo de techo para el rendimiento del motor que vamos a diseñar. Las presiones sobre el pistón que nos proporcionará éste modelo, serán bastante superiores a las que realmente se van a producir en el motor real, ya que no consideraremos pérdidas de diversa índole, además de considerar los procesos como modelos ideales y/o instantáneos en algunos casos, cuando en realidad no son de ésta manera.

El cálculo a realizar, tiene en cuenta como fluido de trabajo, simplemente aire, asumiendo que toda la energía liberada en la combustión que se lleva a cabo en el proceso, es liberada de manera instantánea al final de la etapa de compresión, lo cual provoca un fuerte incremento de la presión y la temperatura dentro del cilindro.

El comportamiento del aire durante el ciclo, se asimila al de un gas perfecto, de tal manera que sus calores específicos son considerados constantes e iguales a los del aire en las condiciones normales, que son 288 K de temperatura y 101300 Pa de presión [4], teniendo entonces:

- C_p=1 KJ/kgK
- C_v=0,72 KJ/kgK

De tal manera, que si aplicamos la definición del exponente que define un proceso politrópico, tendremos lo siguiente:

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} = \frac{1}{0{,}72} = 1{,}40 \qquad \text{(Ec. D.3)}$$

Otros factores que se admiten como hipótesis de éste modelo, son la ausencia de pérdidas de calor durante las fases de cambio de volumen, y la inexistencia de las pérdidas por bombeo tanto en la carrera de admisión como en la de escape.

Atendiendo a la segunda ley de la termodinámica, sabemos que ningún motor, ya sea ideal o real, es capaz de convertir en trabajo la totalidad del calor que se le aporta en cada ciclo, de tal manera que la fracción del calor que es transformado frente al total de calor aportado, determina el rendimiento térmico del ciclo, de tal forma que:

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{w_c}{Q_1} \qquad \text{(Ec. D.4)}$$

Siendo Q_1 el calor aportado al ciclo, y Q_2 el calor extraído de él. Asimilando que el calor transformado es igual al trabajo útil, podemos calcular el rendimiento térmico en términos de calor sin necesidad de involucrar términos de trabajo en la ecuación D.4. En la figura siguiente, podemos ver las diferentes fases del ciclo:

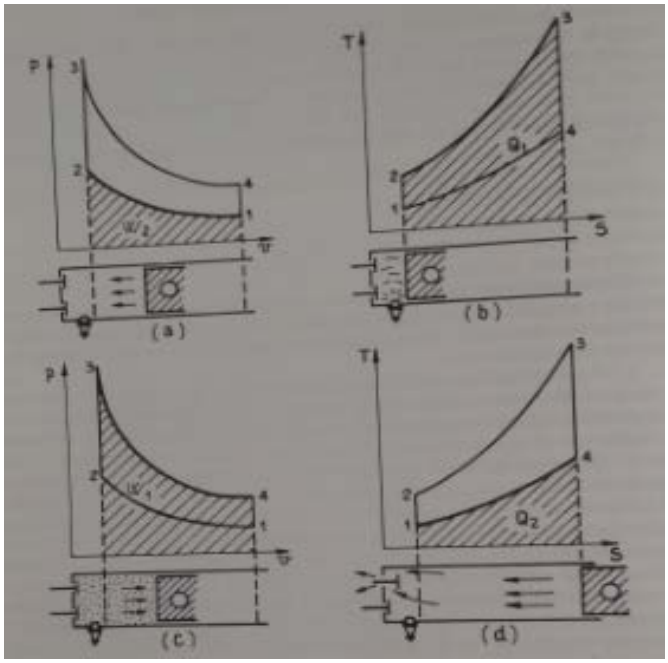


Figura D.3: Diagramas p-v y T-s para un ciclo Otto ideal. [4]

De tal manera, que observando los diagramas podemos distinguir 4 puntos fundamentales. Desde el punto 1, debería trazarse una línea horizontal hasta el punto de volumen relativo mínimo, dado que las carreras de admisión y de escape, en éste tipo de estudio se consideran sin intercambios de trabajo ni calor (aunque realmente sí que existan pérdidas por bombeo). Si contamos sólo con la parte del ciclo que comprende de 1 a 4, tendremos los siguientes procesos para componer el diagrama [4]:

- 1-2: Proceso adiabático o isentrópico (no hay intercambios de calor con el exterior): Corresponde a la compresión del fluido de trabajo, que es igual al trabajo W_1 que realizará el pistón.

- 2-3: Proceso a volumen constante: Se introduce de manera instantánea el calor aportado al ciclo Q_1.

- 3-4: Proceso adiabático: Expansión, que corresponde al trabajo W_2 realizado por el fluido de trabajo.

- 4-1: Proceso a volumen constante: Se extrae de manera instantánea el calor Q_2.

Los procesos termodinámicos descritos, son representables de manera matemática mediante ecuaciones para cada proceso individual, y los cambios en las variables de estado dependerán del valor del exponente politrópico asignado a cada proceso concreto.

Podemos definir los procesos a volumen constante como:

$$q_{2-3} = C_V(T_3 - T_2) \quad \text{(Ec. D.5)}$$

$$q_{4-1} = C_V(T_4 - T_1) \quad \text{(Ec. D.6)}$$

Los procesos de compresión y expansión, son definibles de la manera siguiente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \quad \text{(Ec. D.7)}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\gamma-1} \quad \text{(Ec. D.8)}$$

Sabiendo que la fracción v_1/v_2 corresponde exactamente a la relación de compresión, y sustituyendo términos en las ecuaciones D.7 y D.8, podemos ver, si ésta se simboliza mediante ε, lo siguiente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

Por último, una hipótesis normal para cálculo de ciclos ideales de aire estándar, es asumir que la presión de la admisión es 1 bar y que la temperatura T_1 corresponde a 350K, dada la presencia de gases residuales calientes de la fase de escape del ciclo anterior, y el calor de evaporación del combustible que es atomizado para entrar al cilindro.

Vemos que éste tipo de cálculo, nos proporciona valores para los puntos de cambio de proceso en el ciclo de Otto, aunque existen maneras de obtener cada punto concreto, que serán tratadas una vez se calculen las variables de estado para los puntos 1 a 4 del diagrama.

Recordando que la relación de compresión es 15 a 1, exponente politrópico en los procesos 1-2 y 3-4 igual a 1,40 para ambos, y los parámetros definidos hace dos párrafos para la presión y temperatura al final de la carrera de admisión (punto 1, inicio de la carrera de compresión), tendremos que:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma = 1{,}40$$

Por lo tanto, mediante la ecuación D.7 convenientemente reordenada, tendremos:

$$T_2 = T_1 \cdot \ \varepsilon^{\gamma - 1} = 350 \cdot 15^{0{,}4} = 1033{,}96\ K$$

En cuanto a la presión 2, tendremos:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1{,}4} = 44{,}31\ bar$$

Para la etapa de combustión, si tenemos en cuenta que 1kg de gasolina tiene un PCI (poder calorífico inferior) de 43543KJ/kg y que 1kg de mezcla aire-gasolina contiene 1/16,2 partes de combustible, tendremos que cada kg de mezcla produce durante su combustión:

$$q_{2-3} = \frac{43543}{16{,}2} = 2687{,}84\,\frac{kJ}{kg}$$

Si el proceso, como hemos dicho, es a volumen constante, y contando con que el aire tiene un calor específico en estas condiciones de 0,7 kJ/kgK, tendremos:

$$\Delta T = \frac{q_{2-3}}{C_V} = \frac{2687{,}84}{0{,}72} = 3733{,}11\ K$$

Entonces, la temperatura en el punto 3, al final de la combustión, será:

$$T_3 = T_2 + \Delta T = 1033{,}96 + 3733{,}11 = 4767{,}07\ \mathrm{K}$$

Si definimos la relación entre temperaturas y presiones en un proceso a volumen constante, siendo 1 el instante inicial y 2 el final, como:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \qquad \text{(Ec. D.9)}$$

Tendremos entonces que la presión en el punto 3 del ciclo será:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 44{,}31 \cdot \frac{4767{,}07}{1033{,}96} = 204{,}29\ bar$$

Evaluando las condiciones de presión y temperatura del punto 4 a partir de las que se nos presentan en el punto 3, tendremos:

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma-1}} = \frac{4767{,}07}{15^{0{,}4}} = 1613{,}76\ K$$

$$p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^{\gamma}} = \frac{204{,}29}{15^{1{,}4}} = 4{,}61\ bar$$

Podemos evaluar el calor disipado en la fase 4-1, a volumen constante, como:

$$q_{4-1} = C_V(T_4 - T_1) = 884{,}63\ kJ/kg$$

Será entonces el rendimiento térmico del ciclo de:

$$\eta_T = \frac{w_c}{q_{2-3}} = \frac{1876{,}46}{2687{,}84} = 0{,}698 \quad , \quad o\ bien\ 69{,}8\%$$

Una manera exacta de trazar el ciclo sobre todo en relación a las curvas que unen los puntos 1 con el 2 y 3 con el 4, es parametrizar las ecuaciones D.7 y D.8 en función del giro del cigüeñal. Sabiendo que una carrera tiene 180º de cigüeñal, en lugar de evaluar el punto 2 sobre la relación de compresión de manera directa, podemos emplear dichas ecuaciones para puntos intermedios a intervalos regulares, dado que si les asignamos volúmenes relativos intermedios, las ecuaciones que rigen los cambios de presión y temperatura también se cumplen. De ésta manera, tendremos que para un punto imaginario:

$$v_2{}' = v_1 - \frac{v_1 - v_2}{180} \cdot nº\ grados\ a\ evaluar \qquad \text{(Ec. D.10)}$$

El volumen relativo se puede obtener mediante la ecuación de los gases perfectos, ya que consideramos el aire un fluido ideal, de tal manera que:

$$p \cdot v = R' \cdot T \qquad \text{(Ec. D.11)}$$

Sabiendo que R puede considerarse como 8,314 J/molK, y que el peso molecular del aire, asumiendo 21% de Oxígeno y 79% de Nitrógeno es de 28,97 g/mol, tendremos:

$$R' = \frac{8{,}314}{0{,}001 \cdot 28{,}97} = 286{,}98 \frac{J}{kg}$$

De tal manera que para el punto 1, en el cual disponemos de los datos de presión y temperatura, podemos calcular el volumen relativo v_1 en m^3/kg a partir de la ecuación D.11, tal y como sigue:

$$v_1 = \frac{T_1 \cdot R'}{p_1} = \frac{350 \cdot 286{,}98}{101325} = 0{,}9913 \frac{m^3}{kg}$$

Siendo el balance dimensional de la ecuación D.11 el siguiente, respectivamente a los términos expresados en la misma:

$$[Pa] \cdot \left[\frac{m^3}{kg}\right] = [K] \cdot \left[\frac{J}{K \cdot mol} \cdot \left(\frac{g}{mol} \cdot \frac{1kg}{1000g}\right)^{-1}\right]$$

Sabiendo que:

$$1Pa = 1\frac{kg}{m \cdot s^2}$$

$$1J = 1\frac{kg \cdot m^2}{s^2}$$

De tal manera que tanto la presión como la temperatura han sido introducidos de manera correcta en el cálculo anterior, en cuanto a sus unidades. Partiremos de la base de que si empleamos un ciclo de aire, el número de moléculas, y el peso molecular de los gases en el interior del cilindro se mantienen constantes. Como no conocemos aún la medida de la biela (aunque sí la del codo de cigüeñal), no podemos obtener un diagrama exacto para el volumen disponible, que debería variar de la manera siguiente durante una carrera de pistón:

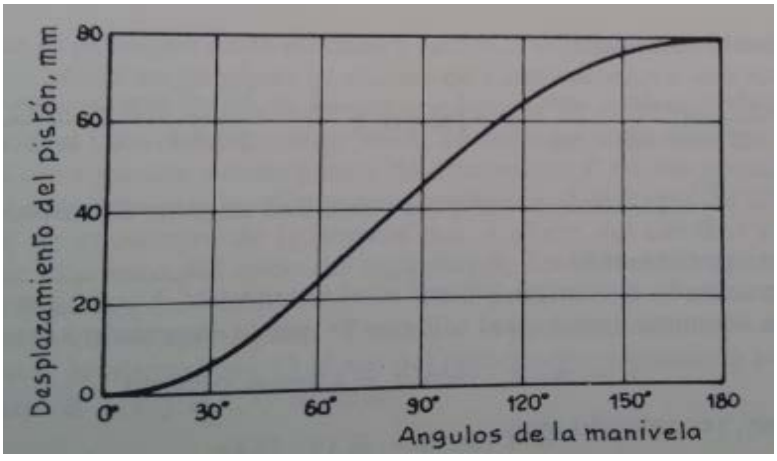


Figura D.4: Diagrama de desplazamiento del pistón relativo al ángulo de cigüeñal para un motor alternativo con eje de carrera centrado. [4]

Por tanto, el volumen específico será aproximado de manera lineal, ya que el error cometido no es excesivamente grande, sobre todo para el desplazamiento entre 45º y 135º. Aplicaremos la ecuación D.10 para obtener la variación parcial del volumen específico, y de ésta manera podremos obtener una relación de compresión parcial, que nos dará temperaturas y presiones intermedias respecto de las iniciales de cada tramo en el ciclo. Una hoja de cálculo de Excel, nos permitirá realizar los cálculos de cada punto de una manera sencilla y rápida. Podemos ver los datos de base para los cálculos que hemos empleado, que serán los mismos que hemos usado para calcular los puntos 1 a 4 del ciclo:

Tabla D.1: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo ideal para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,920371	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,4	1,4	1	0,72	
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	
PCI COMB	DOSADO			
43543	16,2			
KJ/kg				

Partiendo del volumen específico calculado anteriormente para el punto número 1, tendremos las siguientes condiciones para los 4 puntos fundamentales del ciclo:

Tabla D.2: Datos obtenidos para los 4 puntos fundamentales del ciclo ideal de nuestro motor.

	Grados CIG	CARRERA	Presion Pa	Temp. K	v esp m3/kg	Bar
1	180	ADMISION	101325	350	0,99131792	1
2	360	COMPRESION	4489979,68	1033,96193	0,06608786	44,3126541
3	360	IGNICION	20701011,7	4767,07235	0,06608786	204,303101
4	540	EXPANSION	467158,019	1613,67191	0,99131792	4,61049118

Si graficamos la presión con el volumen específico para nuestro ciclo ideal, poniendo en el eje de ordenadas la presión y en el de abscisas el volumen específico, tendremos el diagrama siguiente:

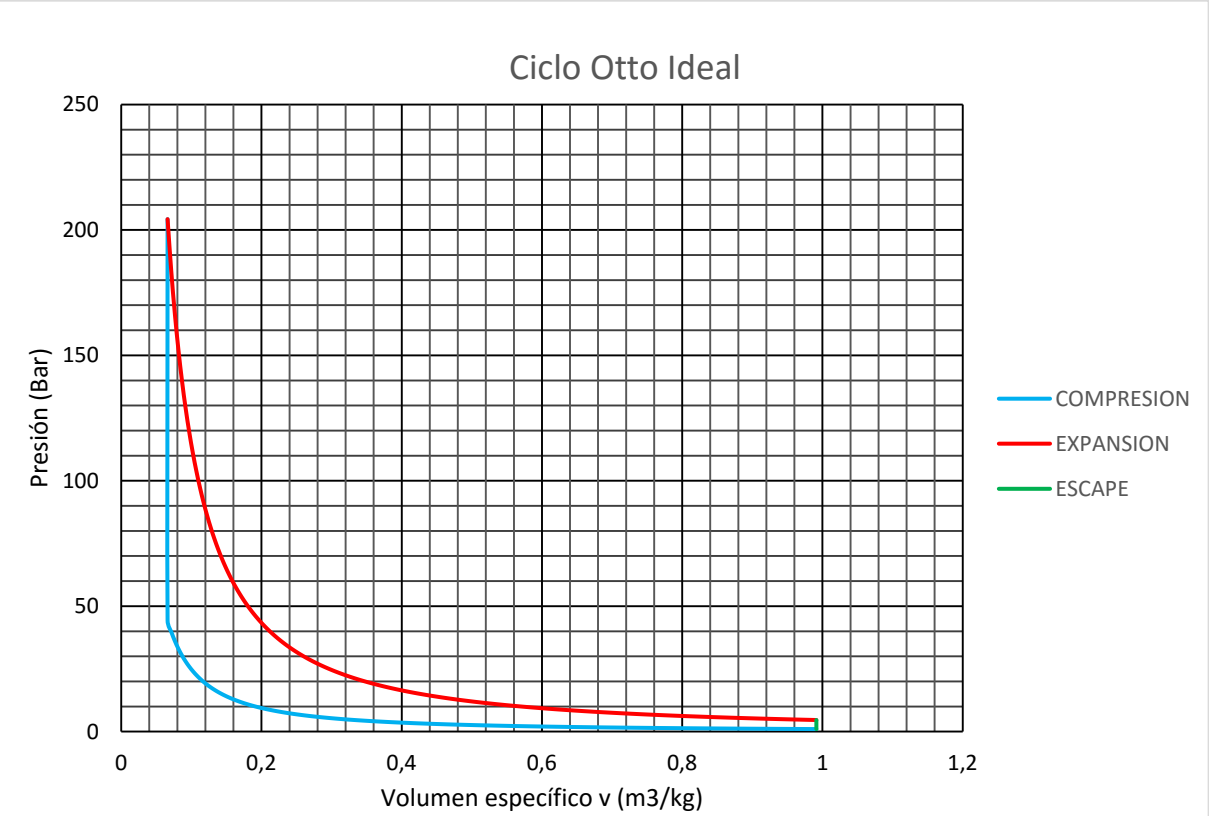


Figura D.5: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo ideal de nuestro motor.

Éste diagrama, nos ayudará a entender los sucesivos cálculos que realizaremos para el motor, que irán aumentando su semejanza con la realidad cada vez más. Los valores de presión que se obtienen mediante éste cálculo, distan bastante de la realidad, tanto por considerar que el ciclo solamente emplea aire, como por la naturaleza instantánea de la aplicación del calor, por lo tanto las cifras obtenidas nos aportan un orden de magnitud para sucesivas aproximaciones, pero si aplicásemos éstos valores como carga sobre el pistón, estaríamos sobredimensionando el conjunto, en detrimento de las prestaciones finales del propulsor.

Si graficamos la presión con el ángulo girado por el cigüeñal, poniendo en el eje de ordenadas la presión y en el de abscisas el ángulo girado, tendremos el diagrama siguiente:

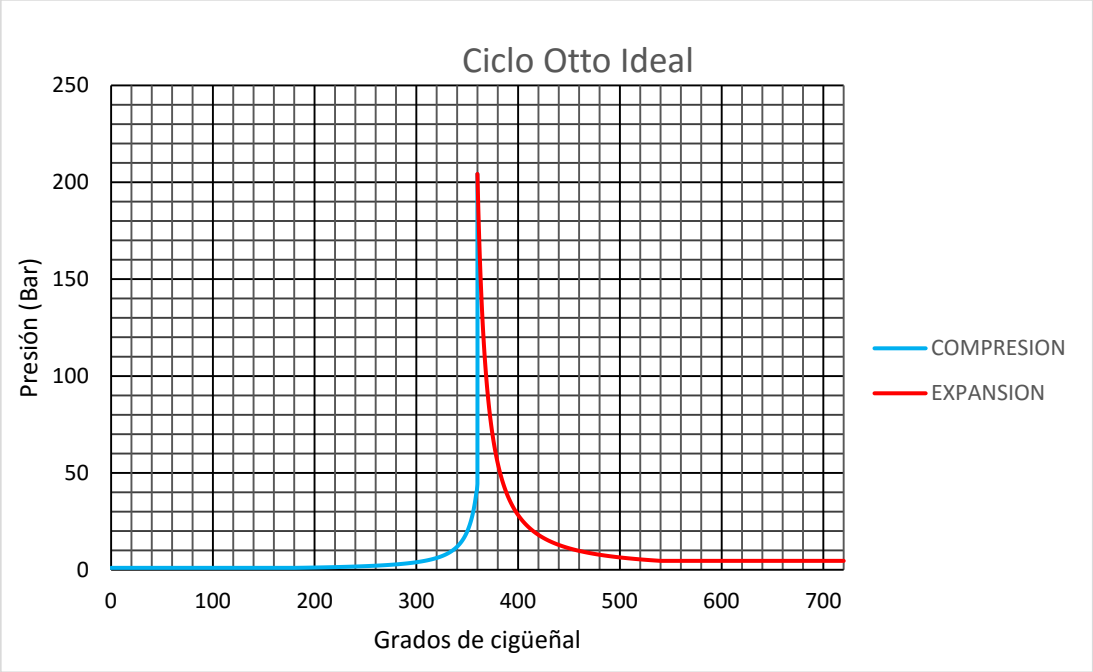


Figura D.6: Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo ideal de nuestro motor.

En cuanto al gráfico anterior, podemos ver un pico de presión a 204 bar, correspondiente a la ignición (de carácter instantáneo) del combustible dentro del cilindro. Éste pico nos servirá como referencia para nuevos cálculos, ya que tratándose éste del modelo más ideal, es evidente que modelizaciones más realistas nos darán valores menores para la presión máxima y media del ciclo de trabajo (compresión+expansión). Ésta última puede obtenerse integrando las curvas correspondientes a la compresión y a la expansión, representando la primera curva trabajo negativo, y la segunda, positivo. La diferencia entre ambas es el trabajo neto del ciclo en Julios, y dividida por la cilindrada, nos dará la presión media:

$$p_M = \frac{1}{V_f - V_0} \int_{V_0}^{V_f} p(V) dV \qquad \text{(Ec. D.12)}$$

Al no corresponderse la variación de presión con una función de dominio continuo, sino que ha sido obtenida por puntos, la mejor manera de obtener el valor de la presión media del ciclo, es mediante una integración discreta por áreas trapezoidales, que sigue la siguiente ley:

$$p_M = \frac{1}{V_f - V_0} \sum_{i=0}^{n} \left[(p_i \cdot |V_i - V_{i+1}|) + \left(\frac{1}{2} (|p_i - p_{i+1}|) \cdot (|V_i - V_{i+1}|) \right) \right] \quad \text{(Ec. D.13)}$$

Podemos ver gráficamente el desarrollo de la ecuación D.13 en la figura siguiente, en la que se ve cómo se calcula el área de un trapecio:

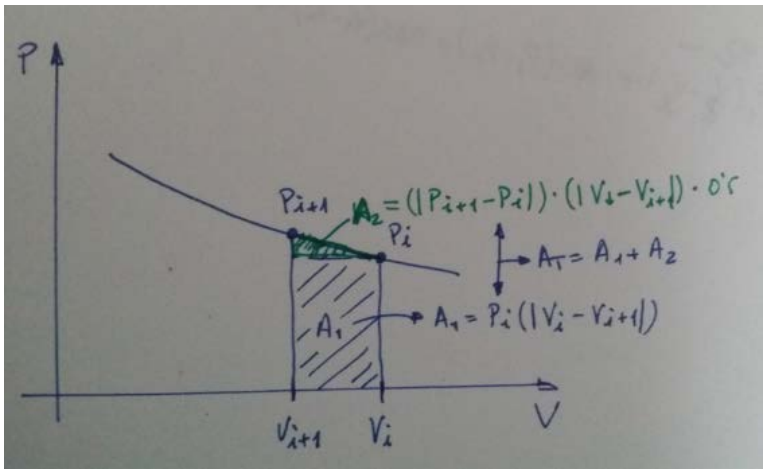


Figura D.7: Método de aproximación por áreas trapezoidales.

Tras realizar ésta operación en Excel, obtenemos un trabajo neto por cada ciclo de 506,87J, de tal manera que podemos obtener la potencia del ciclo, sabiendo que solamente uno de cada dos ciclos de 360º de cigüeñal da potencia, y asumiendo que las carreras de admisión y de escape no suponen trabajo consumido, de la siguiente manera:

$$P_M = 0{,}5 \cdot W_C \cdot n[rpm] \cdot \frac{1min}{60seg} = [W] \quad \text{(Ec. D.14)}$$

De tal manera que si sustituimos los parámetros obtenidos, tendremos:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 506{,}87 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 59134{,}83W \ @\ 14000\ rpm$$

O lo que es lo mismo, 59,13 kW. Sabiendo que un Cv equivale a 736 W, podemos expresar la potencia del motor tomando su ciclo ideal como:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 59134{,}83 \cdot \frac{1}{736} = 80{,}34\ Cv\ @\ 14000\ rpm$$

Si dividimos el trabajo por ciclo en Julios entre la cilindrada del motor en m^3, obtendremos la presión media del ciclo de trabajo como:

$$p_{CT} = \frac{W_C}{V} = \frac{506{,}87}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 2028129\ Pa$$

Y sabiendo que 1 bar es lo mismo que 101325 Pa, obtendremos una presión de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1\ bar}{101325\ Pa} = 2028129 \cdot \frac{1}{101325} = 20{,}01\ bar$$

De tal manera que podremos obtener la presión media durante todo el ciclo ideal, incluyendo las carreras de admisión y escape, ponderando sus presiones con la presión media del ciclo de trabajo, tal y como sigue:

$$p_M = \frac{20{,}01 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 4{,}61 \cdot 180}{720} = 11{,}41\ bar$$

D.4. Definición del Ciclo Otto aire-combustible:

El ciclo que vamos a definir en éste capítulo, es el siguiente paso en cuanto a aproximación a valores reales de *performance* para nuestro motor. Las condiciones iniciales de la mezcla, así como el comportamiento de los gases durante las diferentes etapas del ciclo no cambian, aunque se realizan nuevas hipótesis, que serán las siguientes [4]:

- La compresión y la expansión no son adiabáticas, ya que se pierde calor a través de las paredes del cilindro.
- Los calores específicos son variables.
- Los gases de combustión se disocian.

Y manteniendo las hipótesis siguientes respecto del modelo ideal:

- El encendido se produce de manera instantánea.
- El número de moléculas no es alterado por la combustión.

Tendremos pues un modelo que debería de darnos como resultado una potencia y una presión media de ciclo menores a las obtenidas en el ciclo ideal de aire.

La consideración de la presencia de combustible en el fluido de trabajo, provoca que los exponentes politrópicos, sean considerados de 1,35 en la compresión y 1,30 en la expansión, en lugar de 1,40.

Aunque aún no obtendremos un ciclo del todo realista, éste cálculo nos servirá para demostrar que las temperaturas alcanzadas durante el ciclo son en gran medida inferiores a las que nos haría suponer el ciclo teórico de aire.

Para la combustión, vamos a suponer que la disociación de las moléculas de los gases nos hará perder un 6% del calor total aportado, y contaremos la presencia de gases residuales del ciclo anterior junto con la mezcla fresca (producida por el cruce de válvulas) valorada en 1 kg de gases residuales por cada 15 kg de mezcla fresca.

Conociendo éstos datos, podremos calcular el calor aportado mediante la ecuación siguiente:

$$q_{2-3} = \frac{PCI_{COMB}}{Dosado} \cdot (1 - \%disociacion) \qquad \text{(Ec. D.15)}$$

De tal manera, que si mantenemos los datos sobre el combustible, con un PCI de 43543kJ/kg, y el dosado en 1/(16,2+1), contando así los gases residuales junto a la mezcla fresca, tendremos:

$$q_{2-3} = \frac{43543}{17,2} \cdot (1 - 0,06) = 2379,7\ kJ/kg$$

Para obtener el aumento de temperatura de los gases durante la ignición, es necesario tener en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura, de tal manera que recurriremos a la fórmula de Langen [4] para calcular dicho incremento, tal y como sigue:

$$\Delta T = \frac{Q_{2-3}}{c_{V0} + D \cdot \Delta T} \qquad \text{(Ec. D.16)}$$

Siendo c_{V0} el calor específico a volumen constante en el instante inicial, y D una constante que vale 0,0003. Si sustituimos datos en la ecuación, tendremos:

$$\Delta T = \frac{2379,7}{0,72 + 0,0003 \cdot \Delta T}$$

De tal manera, que reordenando la ecuación, tendremos lo siguiente:

$$0,0003\Delta T^2 + 0,72\Delta T - 2379,7 = 0$$

Resolviendo la ecuación, obtenemos las soluciones siguientes:

$$\Delta T_1 = -4261{,}42\ K \quad , \quad \Delta T_2 = 1861{,}4\ K$$

De tal manera que podemos dar por buena la segunda solución, obteniendo un incremento térmico de 1861,4K. Éste dato será guardado para su uso a continuación, en el cálculo de los 4 puntos básicos del ciclo, los cuáles se calculan mediante las ecuaciones D.5 a D.9, ambas incluidas.

Tendremos entonces, para el punto 1, las condiciones iniciales siguientes:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma = 1{,}35$$

De tal manera que podemos obtener la temperatura al final de la compresión, mediante la ecuación D.7, tal y como sigue:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma - 1} = 350 \cdot 15^{0{,}35} = 903{,}1\ K$$

En cuanto a la presión en el mismo punto, tendremos:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1{,}3} = 38{,}70\ bar$$

De tal manera, que recuperando el dato del incremento térmico debido a la ignición, tendremos la temperatura del punto 3 como:

$$T_3 = T_2 + \Delta T = 903{,}1 + 1861{,}4 = 2764{,}5\ K$$

Mediante la ecuación D.9, para un proceso a volumen constante, podemos calcular la presión en el punto 3 tal y como sigue:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 38{,}70 \cdot \frac{2764{,}5}{903{,}1} = 118{,}46\ bar$$

En cuanto a la temperatura y a la presión al final de la expansión, o bien en el punto 4, tendremos:

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma-1}} = \frac{2764{,}5}{15^{0{,}3}} = 1226{,}9\ K$$

$$p_4 = \frac{P_3}{\varepsilon^{\gamma}} = \frac{118{,}46}{15^{1{,}3}} = 3{,}50\ bar$$

El calor disipado en la etapa a volumen constante definida entre los puntos 4 y 1, puede calcularse mediante la ecuación D.6, de la manera siguiente:

$$q_{4-1} = c_V(T_4 - T_1) = 0{,}9 \cdot (1226{,}9 - 350) = 789{,}16\,\frac{kJ}{kg}$$

De tal manera que el rendimiento térmico del ciclo podrá obtenerse como:

$$\eta_T = \frac{q_{2-3} - q_{4-1}}{q_{2-3}} = \frac{2379{,}7 - 789{,}16}{2379{,}7} = 0{,}668\ \ ,\ \ o\ bien\ 66{,}8\%$$

Para la obtención de los diagramas del ciclo, podemos repetir el procedimiento empleado en el ciclo ideal, añadiendo o sustituyendo las nuevas hipótesis que nos afectan en ésta ocasión, de tal manera que los parámetros introducidos a Excel en éste caso serán:

Tabla D.3: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo aire-combustible para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,9203715	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,35	1,3	1,41	1,13	
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	
PCI COMB	DOSADO	LANGEN ΔT		
43543	17,2	1861,4		

Las condiciones en los puntos clave del ciclo, realizando los cálculos de la misma manera que para el ciclo ideal, salvo en el caso de la ignición (uso de fórmula de Langen), tendremos:

Tabla D.4: Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible para nuestro motor.

Grados CI	CARRERA	Presion P	Temp. K	v esp m3/	Xpiston	Vdisp	Bar
180	ADMISION	101325	350	0,99131792	4,85	267,771827	1
360	COMPRESION	3921387,97	903,025439	0,06608786		17,8514551	38,7010903
360	IGNICION	12004517,5	2764,42544	0,06608786		17,8514551	118,475376
540	EXPANSION	355161,655	1226,81055	0,99131792		267,771827	3,50517301

Podemos ver cómo los parámetros obtenidos en los puntos clave, tanto para temperatura como para presión, cuadran con los calculados mediante las operaciones desarrolladas anteriormente.

De ésta manera, graficando la presión con el volumen específico, para el ciclo aire-combustible, poniendo en el eje de abscisas el segundo, y en el de ordenadas la primera, obtendremos el siguiente diagrama:

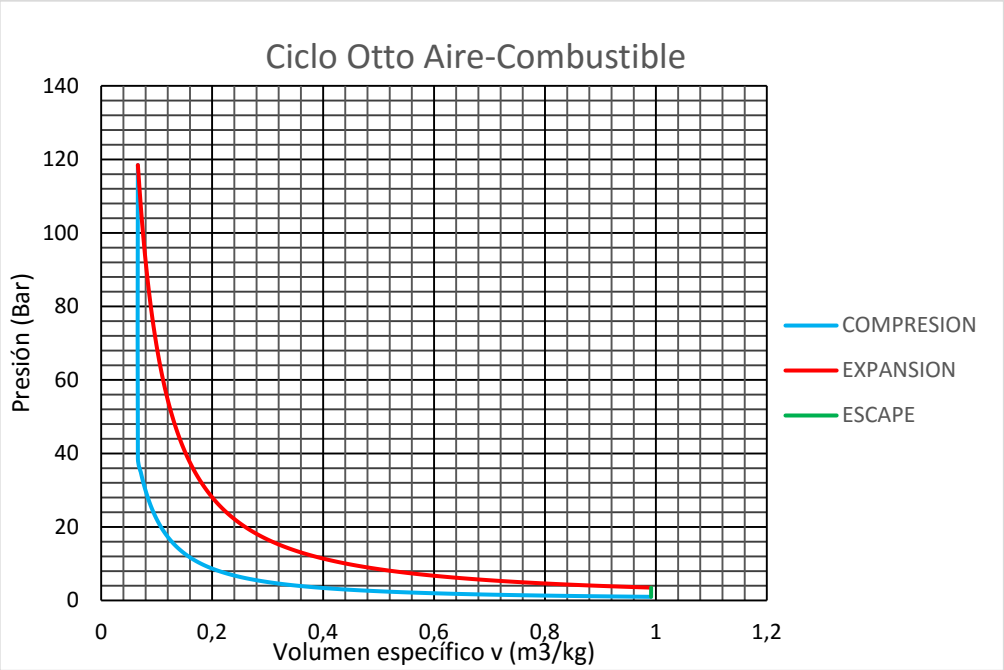


Figura D.8: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.

Podemos ver cómo el gráfico nos muestra un aspecto parecido al obtenido para el ciclo ideal, pero trabajando a presiones menores. Una manera de comparar ambos ciclos de manera cuantitativa, es superponerlos para poder extraer conclusiones de la diferencia entre ambos.

La superposición de los dos diagramas sobre el mismo gráfico, nos revela lo siguiente:

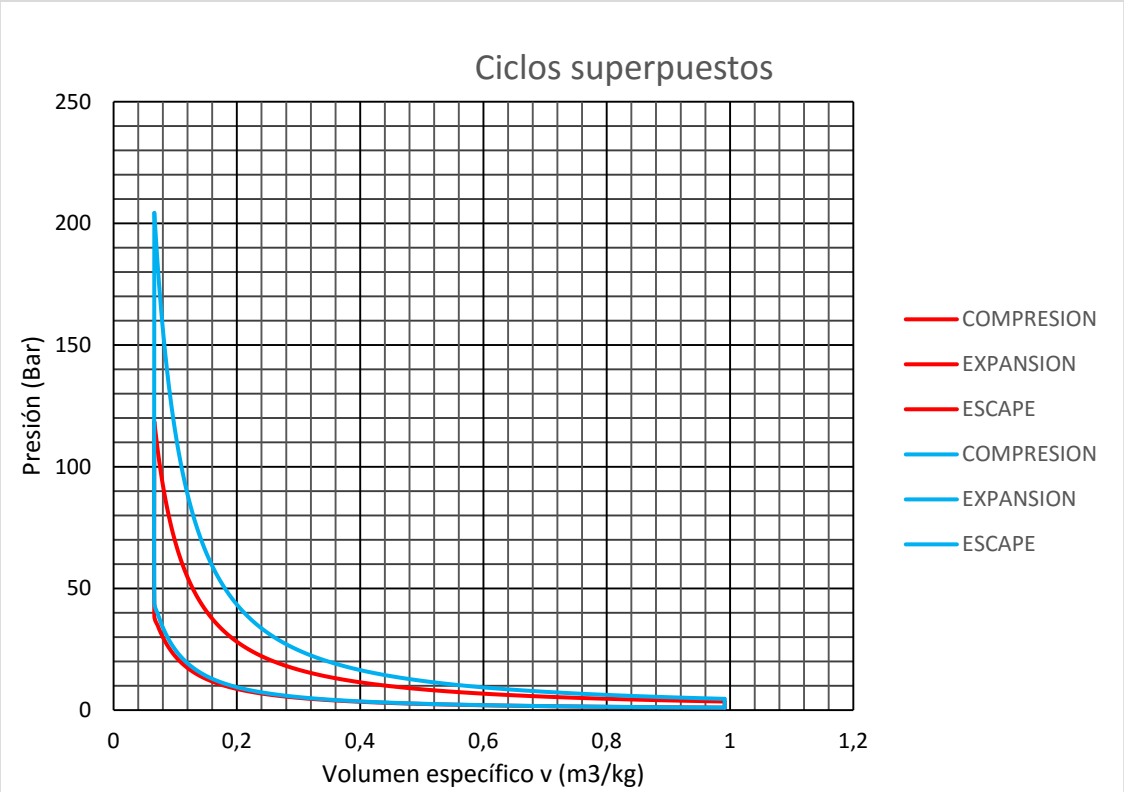


Figura D.9: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible (Rojo) de nuestro motor, superpuesto al del ciclo teórico ideal (Azul).

Podemos ver claramente cómo la presión máxima y media del ciclo van a disminuir en ésta hipótesis, de tal manera que la potencia máxima esperada para el motor disminuirá también. Esto se explica por el cambio de comportamiento de la ignición, que no nos genera un incremento térmico tan grande como en el ciclo ideal, de tal manera que al no aumentar tanto la temperatura, tampoco lo hará la presión, y el resto de valores para el punto 4 son función de los valores en el punto 3. El comportamiento en la compresión y en la expansión cambia su forma, ya que los exponentes politrópicos han cambiado de valor.

Graficando también la presión con el ángulo girado por el cigüeñal, manteniendo ésta en el eje de ordenadas, tendremos:

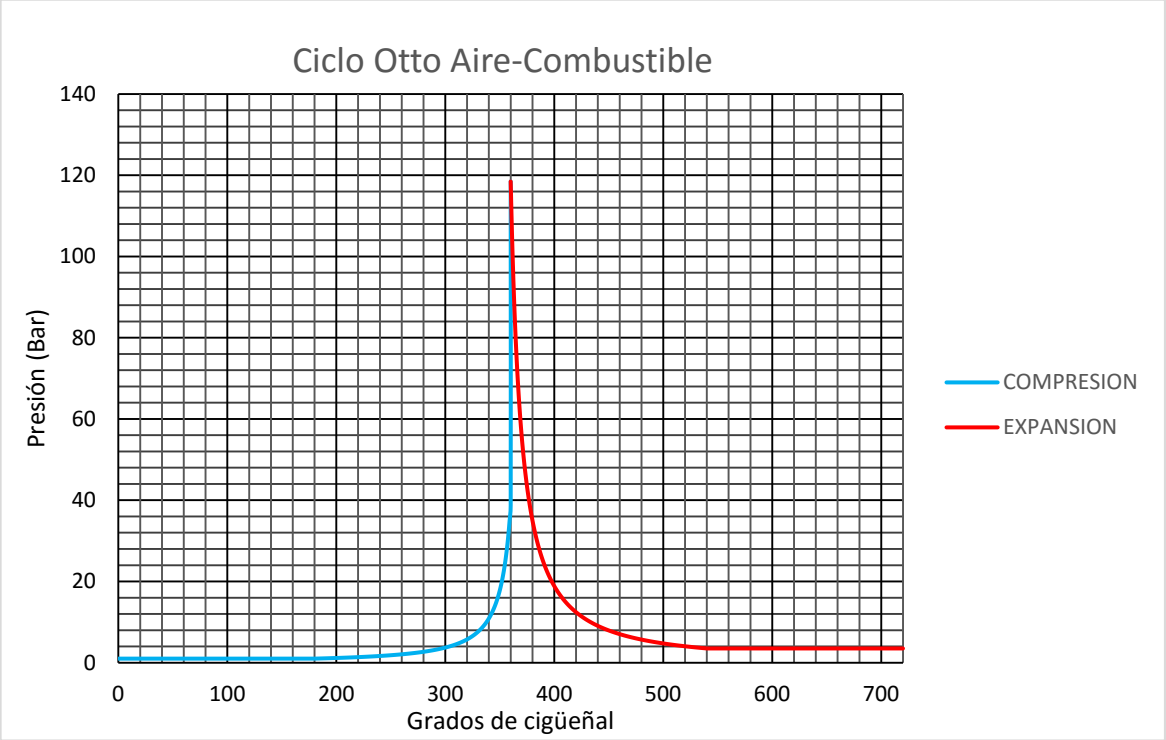


Figura D.10: Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo aire-combustible de nuestro motor.

Podemos observar de nuevo un diagrama bastante parecido al obtenido para el ciclo ideal, pero con presiones menores durante el ciclo. Aun así, un diagrama de éstas características debería contener fluctuaciones de presión, negativas y positivas durante las carreras de admisión y escape, y no debería presentar un pico perfecto para la ignición, ya que ésta no se produce de manera instantánea. La superposición de la curva obtenida para el ciclo real con la obtenida para el ciclo actual daría como resultado un diagrama de aspecto similar al de la figura D.9, pero desplegado en lugar de cerrado.

La potencia esperada del ciclo, puede ser de nuevo calculada mediante las ecuaciones D.12 a D.14 ambas incluidas, y mediante el mismo procedimiento que empleamos para el ciclo ideal, de tal manera que si Excel nos da un trabajo neto de ciclo de trabajo de 291,09J, tendremos, mediante la ecuación D.14:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 291{,}09 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 33961{,}6\ W\ @\ 14000\ rpm$$

O bien 33,9 kW, de tal manera que si 1Cv es equivalente a 736 W, la potencia esperada del motor en Cv será de:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 33961{,}6 \cdot \frac{1}{736} = 46{,}14\ Cv\ @\ 14000rpm$$

De nuevo, la presión media del ciclo de trabajo puede obtenerse dividiendo el trabajo neto del ciclo de trabajo por la cilindrada del motor en m^3, obteniendo:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{291{,}09}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1164732\ Pa$$

Y aplicando el factor de conversión de Pa a bar, tendremos una presión de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1164732}{101325} = 11{,}49\ bar$$

Ponderando presiones para el ciclo completo, tendremos:

$$p_M = \frac{11{,}49 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 3{,}50 \cdot 180}{720} = 6{,}87\ bar$$

D.5. Definición del Ciclo Otto mixto:

La evaluación del ciclo mixto, también llamada ciclo de Sabathé, es una aproximación que se ajusta en gran medida a la realidad existente en un MACI, sobre todo en cuanto a la aportación de calor. Si en el ciclo Otto ideal el calor se aporta a volumen constante, y en el Diesel se realiza a presión constante, la aplicación de un ciclo mixto es una solución común a ambas idealizaciones, ya que en ambos casos la ignición no se produce ni a presión ni a volumen constante [4].

El ciclo teórico mixto, emplea una hipótesis basada en que el calor se aporta primeramente a volumen constante, y posteriormente a presión constante, como puede verse en la figura siguiente:

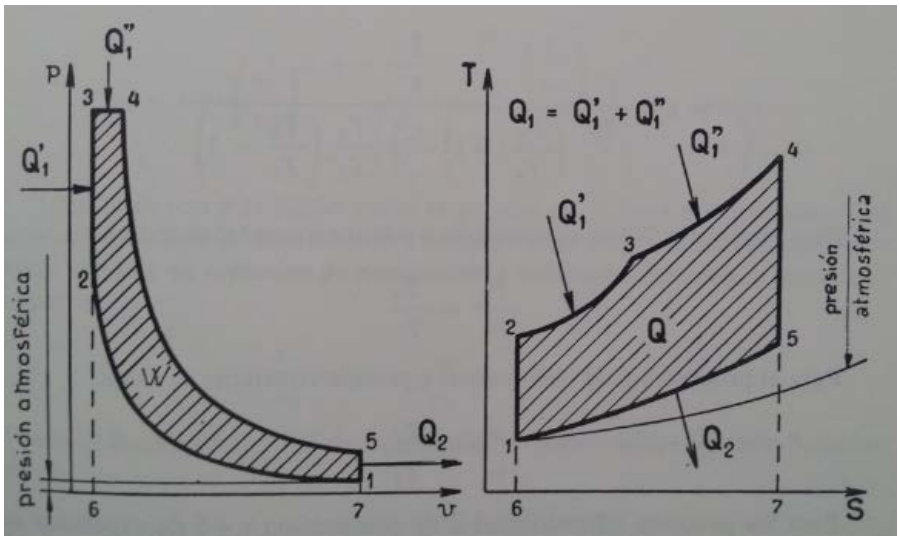


Figura D.11: Diagrama presión-volumen específico y temperatura-entropía para el ciclo teórico mixto de un MACI. [4]

Puede verse cómo el calor de entrada entra tanto a presión constante como a volumen constante, y en la salida tenemos solamente volumen constante, de tal manera que los flujos de calor pueden expresarse mediante ecuaciones similares a las empleadas en los dos cálculos anteriores.

Definiendo éstas, tendremos, según la nomenclatura de la figura D.11:

$$q_1' = c_V(T_3 - T_2) \quad \text{(Ec. D.17)}$$

$$q_1'' = c_P(T_4 - T_3) \quad \text{(Ec. D.18)}$$

$$q_2 = c_V(T_5 - T_1) \quad \text{(Ec. D.19)}$$

De tal manera que el calor total aportado al ciclo será obtenido mediante la ecuación siguiente:

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad \text{(Ec. D.20)}$$

Siendo la definición del rendimiento térmico del ciclo la empleada durante todos los cálculos. Una manera común de encarar éste tipo de cálculo, ya que se trata de un ciclo teórico, es emplear los datos del ciclo de aire-combustible, y fijar un límite de presión máxima para el ciclo. Ya que queremos un resultado que sea más cercano a la realidad que los dos anteriores, para seguir una tendencia de precisión creciente, podemos intentar realizar un marco para inscribir el diagrama del ciclo indicado, que se obtiene de manera aproximada mediante un procedimiento gráfico que se desarrollará en el siguiente capítulo como el siguiente paso en cuanto a aproximación del ciclo realmente llevado a cabo en el motor. La aproximación del ciclo indicado, emplea la siguiente relación para establecer la presión máxima del ciclo, hipótesis que suele cuadrar en gran medida con la realidad:

$$P_3 = 7\varepsilon - 2 \quad \text{(Ec. D.21)}$$

De tal manera, que siendo la relación de compresión 15 a 1, tendremos una presión máxima en bares de:

$$P_3 = 7(15) - 2 = 103\ bar$$

De tal manera, que si asumimos que el calor aportado al ciclo se corresponde con el calculado para el ciclo aire-combustible, tendremos que el aporte total de calor será de 2379,7 kJ/kg. En el caso del ciclo mixto, suele emplearse un exponente politrópico de 1,35 en la compresión, y de 1,30 en la expansión [42], por tanto, si tomamos los siguientes datos iniciales, tendremos:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma_C = 1{,}35 \quad , \quad \gamma_E = 1{,}30$$

De tal manera, que al ser las condiciones iguales que para el ciclo aire-combustible, la presión y la temperatura del punto 2 son las siguientes:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1} = 350 \cdot 15^{0{,}35} = 903{,}1\ K$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1{,}35} = 38{,}70\ bar$$

Sabiendo que la presión del punto 3 está limitada a 103 bar, podemos obtener la temperatura en el punto 3 como:

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 903{,}1 \cdot \frac{103}{38{,}7} = 2403{,}6\ K$$

De tal manera que el calor aportado al ciclo a volumen constante será de:

$$q_1' = c_V(T_3 - T_2) = 0{,}72(2403{,}6 - 903{,}1) = 1080{,}35\ kJ/kg$$

Por tanto, si el calor aportado total es de 2379,7 kJ/kg, el calor aportado a presión constante será de:

$$q_1'' = q_1 - q_1' = c_P(T_4 - T_3) = 2379{,}7 - 1080{,}35 = 1299{,}35\ kJ/kg$$

De tal manera, que si suponemos una c_p de 1,50 kJ/kgK para los gases de combustión, tendremos entonces que la temperatura 4 será:

$$T_4 = \frac{q_1'' + c_P T_3}{c_P} = \frac{1299{,}35 + 1{,}50(2403{,}6)}{1{,}50} = 3269{,}83\ K$$

Siendo la presión igual a la del punto 3, o sea 103 bar. Dada ésta circunstancia, podemos calcular el volumen relativo del punto 4 (mayor al del punto 3), de la siguiente manera, para un proceso a presión constante:

$$v_4 = v_3 \cdot \frac{T_4}{T_3}$$

Siendo v3 el volumen específico mínimo del ciclo, correspondiente a la posición 2, donde la relación de compresión es máxima, se tratará éste de 0,0661 m^3/kg. Por tanto, el volumen específico en el punto 4 será:

$$v_4 = 0{,}0661 \cdot \frac{3269{,}83}{2403{,}6} = 0{,}0899\ \frac{m^3}{kg}$$

La relación de expansión, también expresada mediante la letra tau, puede obtenerse mediante la siguiente expresión:

$$\tau = v_5 / v_4 \qquad \text{(Ec. D.22)}$$

Y siendo v_5 igual a v_1, tendremos que la relación de expansión será de:

$$\tau = \frac{0{,}9913}{0{,}0899} = 11{,}02$$

De tal manera que sustituiremos la relación de expansión por la relación de compresión en las ecuaciones que nos permiten calcular las condiciones de temperatura y presión al final de la expansión (punto 5), y por tanto:

$$T_5 = \frac{T_4}{\tau^{\gamma-1}} = \frac{3269{,}83}{11{,}02^{0{,}3}} = 1591{,}56\ K$$

$$p_5 = \frac{P_4}{\tau^{\gamma}} = \frac{103}{11{,}02^{1{,}3}} = 4{,}55\ bar$$

Calcularemos el ciclo mediante Excel, introduciendo las modificaciones que afectan a su comportamiento, de tal manera que los datos iniciales introducidos serán los siguientes:

Tabla D.5: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,9203715	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,35	1,3	0,95	0,72	Plim (bar)
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	103
PCI COMB	DOSADO	LANGEN ΔT	τ	
43543	17,2	1861,4	9,56	

En cuanto a los resultados para los puntos clave del ciclo, hemos obtenido los siguientes:

Tabla D.6: Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto para nuestro motor.

Grados Cl	CARRERA	Presion P	Temp. K	v esp m3/	Bar
180	ADMISION (1)	101325	350	0,99131792	1
360	COMPRESION (2)	3921387,97	903,025439	0,06608786	38,7010903
360	IGNICION (3)	10436875	2403,42544	0,06608786	103,003947
362	EXPANSION	10436875	3269,83	0,0763682	103,003947
540	EXPANSION (5)	461017,807	1591,56	0,99131792	4,549892

De tal manera, que vemos que cuadran los puntos clave del cálculo mediante Excel, con los datos obtenidos mediante el cálculo analítico desarrollado anteriormente. De nuevo, graficando la presión en el eje de ordenadas contra el volumen específico en el eje de abscisas, obtenemos el siguiente diagrama:

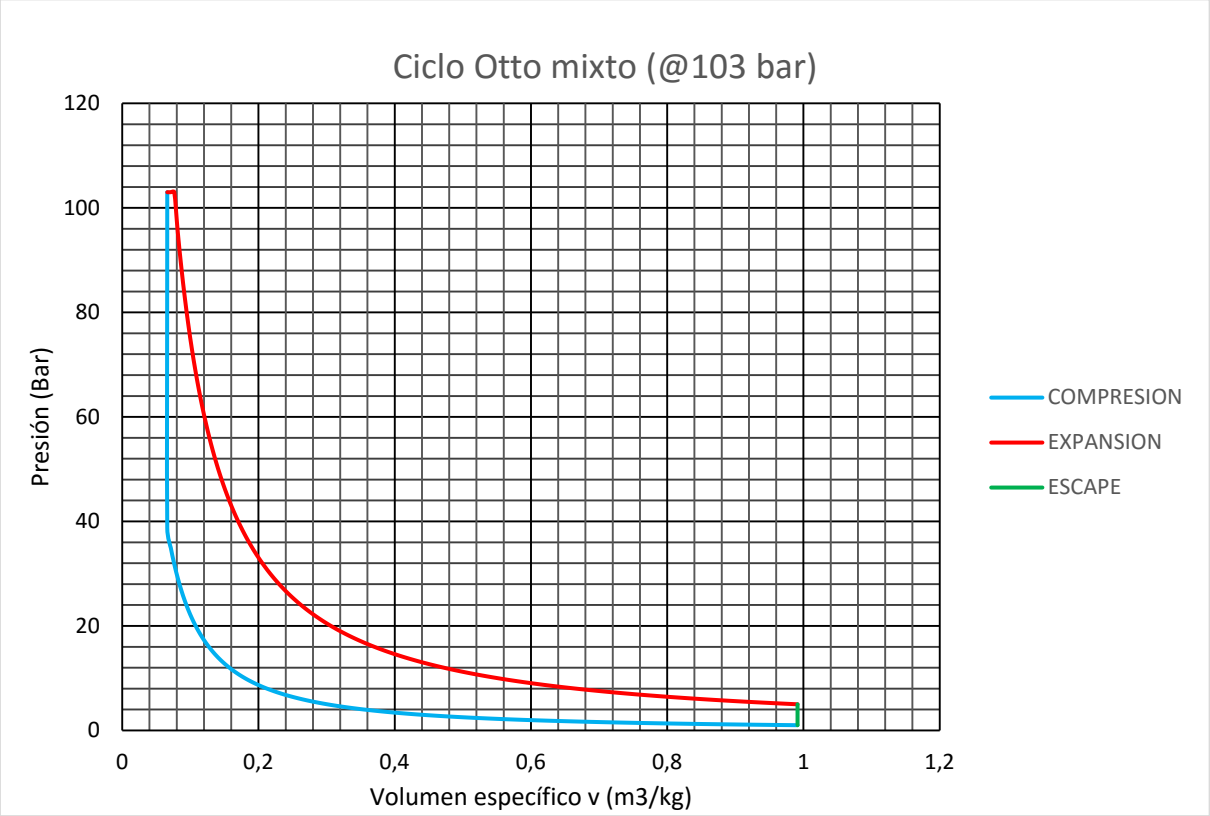


Figura D.12: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.

Vemos cómo el área del ciclo aumenta respecto del cálculo realizado para la hipótesis aire-combustible, de tal manera que es de esperar que la potencia que nos proporcione como resultado sea un valor mayor al de éste, y previsiblemente menor a la que obtuvimos para el ciclo de aire estándar (ideal).

Si graficamos los tres ciclos en conjunto, veremos las diferencias principales entre ellos, tal y como se ve en la siguiente figura:

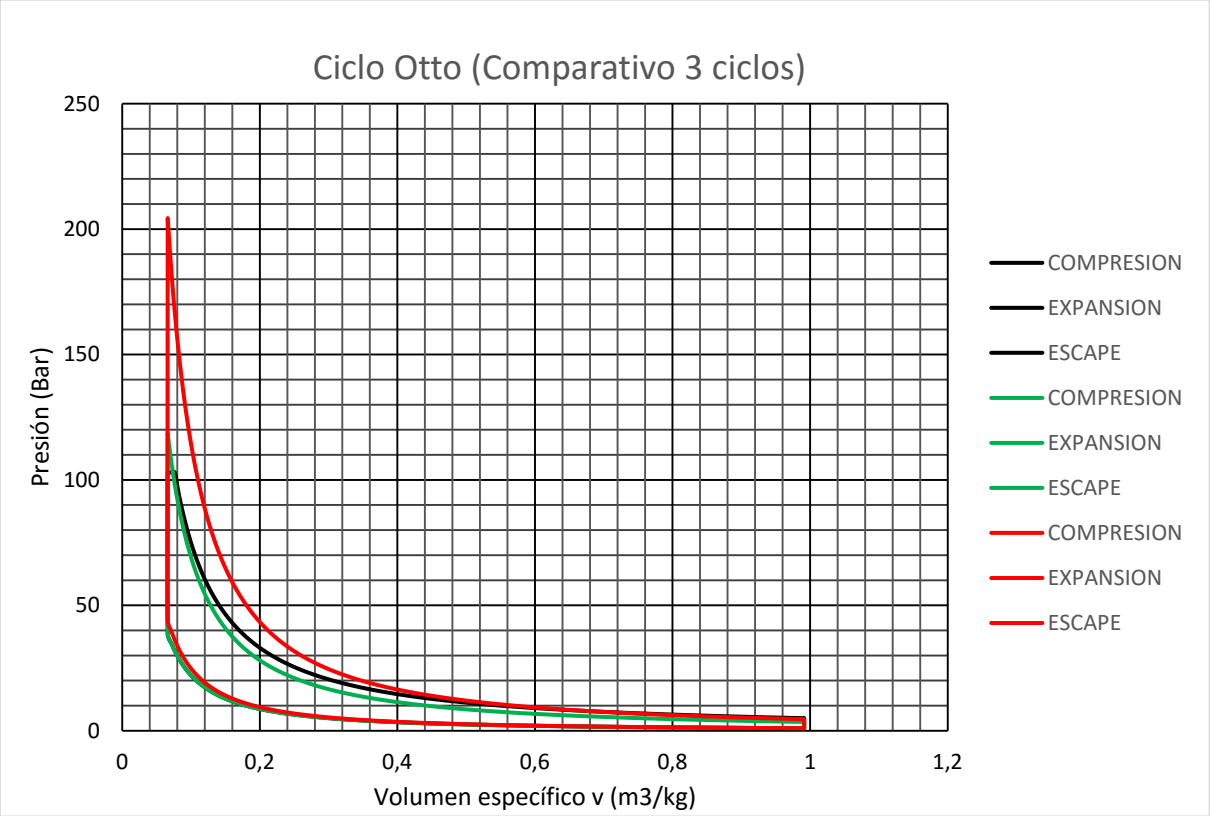


Figura D.13: Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor, siendo mostrado el mixto en negro, el aire-combustible en verde, y el ideal en rojo.

Podemos ver cómo el ciclo mixto genera una hipótesis cercana a la proporcionada por el ciclo ideal, pero sin llegar a las presiones que se suponen en éste. En cuanto al comportamiento en la expansión y en la compresión, las hipótesis empleadas para el ciclo mixto son muy parecidas a las empleadas en el ciclo aire-combustible, de tal manera que el cálculo sea más realista que el ideal.

En cuanto a la combustión, se ha empleado la misma hipótesis que en el cálculo empleado en el ciclo aire-combustible, al ser la más realista de las disponibles, por tanto la potencia obtenida, a nivel térmico, se supone que será la más realista de todas las calculadas. La combustión, aunque mixta, emplea dos hipótesis ideales, pero realmente ni se produce a volumen constante, ni a presión constante, aunque el diagrama del ciclo real debería de quedar inscrito en el de éste cálculo, con las pérdidas de trabajo de ciclo que serán inherentes a éste fenómeno.

Por otro lado, no hemos tenido en cuenta las pérdidas por refrigeración ni las pérdidas mecánicas, ni tampoco las de bombeo, de tal manera que sería normal alcanzar valores de potencia por encima de 60Cv en ésta hipótesis, si queremos un motor con prestaciones similares a los que competirán con el nuestro, que rondan o superan los 50Cv al piñón de arrastre (con las pérdidas mecánicas de la caja de cambios incluidas).

Si trazamos el diagrama de presiones para dos vueltas de cigüeñal, tendremos:

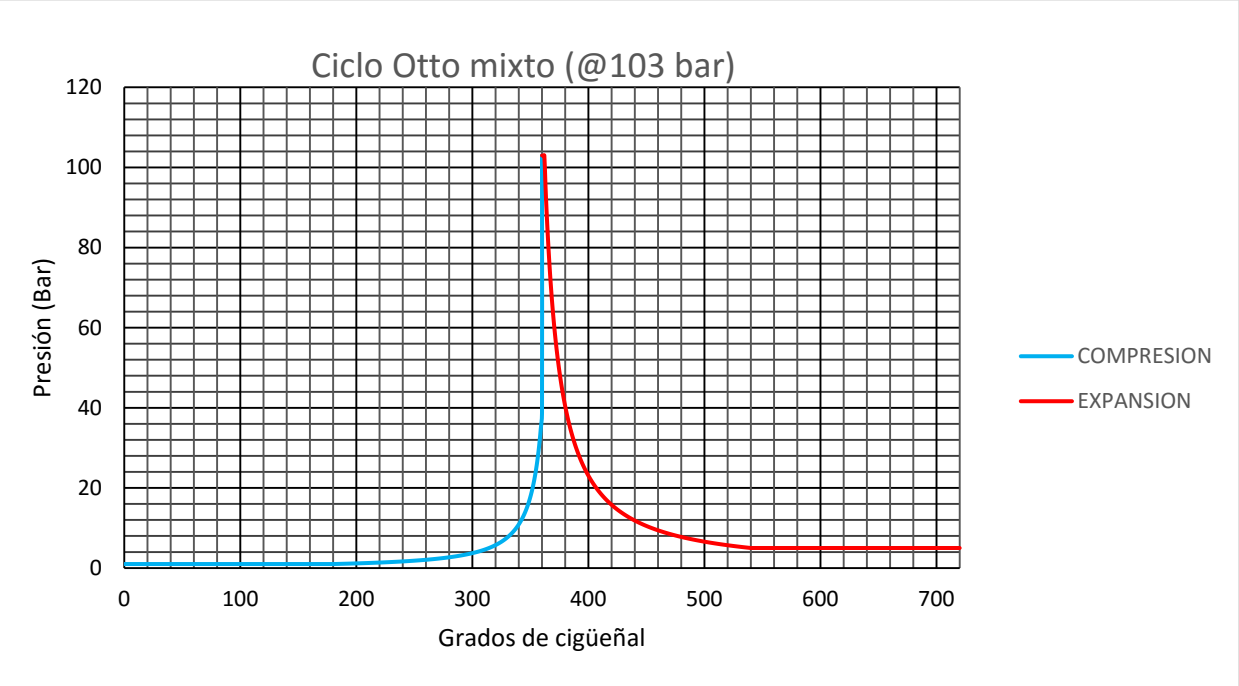


Figura D.14: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto de nuestro motor.

La potencia esperada del ciclo, una vez calculada mediante Excel, haciendo uso de las ecuaciones D.12 a D.14, ambas incluidas, será de 466,94 Julios por ciclo, de tal manera que haciendo uso de la ecuación D.14, podemos obtener la potencia esperada del motor, tal y como sigue:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 466{,}94 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 54476{,}3\ W\ @\ 14000\ rpm$$

O sea, que tendremos una potencia de 54,5kW aproximadamente. Sabiendo que 1Cv es el equivalente a 736W, podremos obtener el valor de potencia esperada en ésta unidad de la manera siguiente:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 74{,}01\ Cv\ @\ 14000\ rpm$$

Repitiendo el procedimiento de los dos cálculos anteriores, calcularemos la presión media del ciclo de trabajo como:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{466{,}94}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1868357\ Pa$$

Lo cual, traducido a bares mediante la equivalencia pertinente, nos dará un resultado de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1868357}{101325} = 18{,}44\ bar$$

Si ponderamos presiones durante el ciclo completo, incluyendo admisión y escape, tendremos la siguiente presión media:

$$p_M = \frac{18{,}44 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 5{,}47 \cdot 180}{720} = 10{,}84\ bar$$

El rendimiento térmico será en éste caso de:

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{2379{,}7 - 0{,}72(1915{,}83 - 350)}{2379{,}7} = 0{,}526\ \ ,\ \ o\ bien\ 52{,}6\%$$

D.6. Definición del Ciclo Otto aire-combustible (Cp y Cv ajustados):

El ciclo que vamos a definir en éste capítulo, redefine los exponentes politrópicos, así como cambia los valores de los calores específicos, teniendo en cuenta tanto la temperatura a la que se dan los puntos principales del ciclo, como que ésta es variable y de ésta manera los coeficientes cambian para cada etapa.

La consideración de la presencia de combustible en el fluido de trabajo, provoca que los exponentes politrópicos, tanto de compresión como de expansión, no se correspondan con los del aire, empleados en el cálculo anterior. Para la compresión, se empleará un c_P de 1,05 kJ/kgK, y un exponente politrópico de 1,35. [43]

Para la etapa de expansión, se tendrán en cuenta valores de exponente politrópico y de calor específico correspondientes a mezcla quemada, de tal manera que se empleará la misma referencia bibliográfica que para escoger los valores inherentes a la mezcla sin quemar.

De tal manera, que si mantenemos los datos sobre el combustible, con un PCI de 43543kJ/kg, y el dosado en 1/(16,2+1), contando así los gases residuales junto a la mezcla fresca, tendremos:

$$q_{2-3} = \frac{43543}{17,2} \cdot (1 - 0,06) = 2379,7\ kJ/kg$$

Volvemos a recurrir a la fórmula de Langen para obtener el incremento de temperatura durante el aporte de calor, pero cambiando el valor del calor específico de la mezcla, teniendo en cuenta su temperatura.

Siendo c_{V0} el calor específico a volumen constante en el instante inicial, obtenido por tablas [43] para una temperatura de 900K y un dosado relativo de 1,00, y D una constante que vale 0,0003. Estos valores serán los siguientes:

$$c_{Pu} = 1{,}25\frac{kJ}{kgK} \qquad \gamma_u = 1{,}29 \qquad c_{vu} = \frac{c_{Pu}}{\gamma_u} = \frac{1{,}25}{1{,}29} = 0{,}968\frac{kJ}{kgK}$$

Si sustituimos datos en la ecuación, tendremos:

$$\Delta T = \frac{2379{,}7}{0{,}968 + 0{,}0003 \cdot \Delta T}$$

De tal manera, que reordenando la ecuación, tendremos lo siguiente:

$$0{,}0003\Delta T^2 + 0{,}968\Delta T - 2379{,}7 = 0$$

Resolviendo la ecuación, obtenemos las soluciones siguientes:

$$\Delta T_1 = -4859{,}1\ K \quad , \quad \Delta T_2 = 1632{,}5\ K$$

De tal manera que podemos dar por buena la segunda solución, obteniendo un incremento térmico de 1861,4K. Éste dato será guardado para su uso a continuación, en el cálculo de los 4 puntos básicos del ciclo, los cuáles se calculan mediante las ecuaciones D.5 a D.9, ambas incluidas.

Tendremos entonces, para el punto 1, las condiciones iniciales siguientes:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma_C = 1{,}35 \quad , \quad \gamma_E = A\ determinar$$

De tal manera que podemos obtener la temperatura al final de la compresión, mediante la ecuación D.7, tal y como sigue:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1} = 350 \cdot 15^{0,35} = 903,1\ K$$

En cuanto a la presión en el mismo punto, tendremos:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1,35} = 38,70\ bar$$

De tal manera, que recuperando el dato del incremento térmico debido a la ignición, tendremos la temperatura del punto 3 como:

$$T_3 = T_2 + \Delta T = 903,1 + 1632,5 = 2535,6\ K$$

Mediante la ecuación D.9, para un proceso a volumen constante, podemos calcular la presión en el punto 3 tal y como sigue:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 38,70 \cdot \frac{2535,6}{903,1} = 108,65\ bar$$

Para determinar tanto la temperatura como la presión en el punto 4, necesitamos conocer la capacidad calorífica de los gases quemados, para así obtener el exponente politrópico que caracterizará la expansión. Según las tablas que podemos hallar en bibliografía especializada [43], para las condiciones dadas, que son aproximadamente 2750K, y un dosado relativo combustible/aire supuesto de 1,00, los datos obtenidos son los siguientes:

$$c_{Pb} = 2,45 \frac{kJ}{kgK} \qquad \gamma_b = 1,18$$

De tal manera que podemos obtener c_V como:

$$c_v = \frac{c_{Pb}}{\gamma_b} = \frac{2,45}{1,18} = 2,07 \frac{kJ}{kgK}$$

De tal manera que podemos obtener la curva politrópica de expansión, así como los valores de presión y temperatura en el punto 4 como:

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma-1}} = \frac{2535{,}6}{15^{0{,}18}} = 1557{,}34\ K$$

$$p_4 = \frac{P_3}{\varepsilon^{\gamma}} = \frac{108{,}65}{15^{1{,}18}} = 4{,}45\ bar$$

Como podemos ver, el fluido de trabajo ha cambiado de temperatura, de tal manera que es necesario redefinir los calores específicos del mismo, atendiendo a la misma fuente de datos [43], de tal manera que si consideramos la temperatura de aproximadamente 1750K y un dosado de 1,00, tendremos:

$$c_{Pb} = 1{,}41\frac{kJ}{kgK} \qquad \gamma_b = 1{,}245$$

$$c_v = \frac{c_{Pb}}{\gamma_b} = \frac{1{,}41}{1{,}245} = 1{,}13\frac{kJ}{kgK}$$

El calor disipado en la etapa a volumen constante definida entre los puntos 4 y 1, puede calcularse mediante la ecuación D.6, de la manera siguiente:

$$q_{4-1} = c_V(T_4 - T_1) = 1{,}13 \cdot (1557{,}34 - 350) = 1364{,}29\frac{kJ}{kg}$$

De tal manera que el rendimiento térmico del ciclo podrá obtenerse como:

$$\eta_T = \frac{q_{2-3} - q_{4-1}}{q_{2-3}} = \frac{2379{,}7 - 1364{,}29}{2379{,}7} = 0{,}426 \ \ ,\ \ o\ bien\ 42{,}6\%$$

Para la obtención de los diagramas del ciclo, podemos repetir el procedimiento empleado en el ciclo ideal, añadiendo o sustituyendo las nuevas hipótesis que nos afectan en ésta ocasión, de tal manera que los parámetros introducidos a Excel en éste caso serán:

Tabla D.7: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo aire-combustible ajustado para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,9203715	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,35	1,18	1,41	1,13	
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	
PCI COMB	DOSADO	LANGEN ΔT		
43543	17,2	1632,5		

Las condiciones en los puntos clave del ciclo, realizando los cálculos de la misma manera que para el ciclo ideal, salvo en el caso de la ignición (uso de fórmula de Langen), tendremos:

Tabla D.8: Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo aire-combustible ajustado para nuestro motor.

Grados CI	CARRERA	Presion P	Temp. K	v esp m3/	Bar
180	ADMISION	101325	350	0,99131792	1
360	COMPRESION	3921387,97	903,025439	0,06608786	38,7010903
360	IGNICION	11010519,2	2535,52544	0,06608786	108,665376
540	EXPANSION	450837,584	1557,29735	0,99131792	4,44942101

Podemos ver cómo los parámetros obtenidos en los puntos clave, tanto para temperatura como para presión, cuadran con los calculados mediante las operaciones desarrolladas anteriormente.

De ésta manera, graficando la presión con el volumen específico, para el ciclo aire-combustible, poniendo en el eje de abscisas el segundo, y en el de ordenadas la primera, obtendremos el siguiente diagrama:

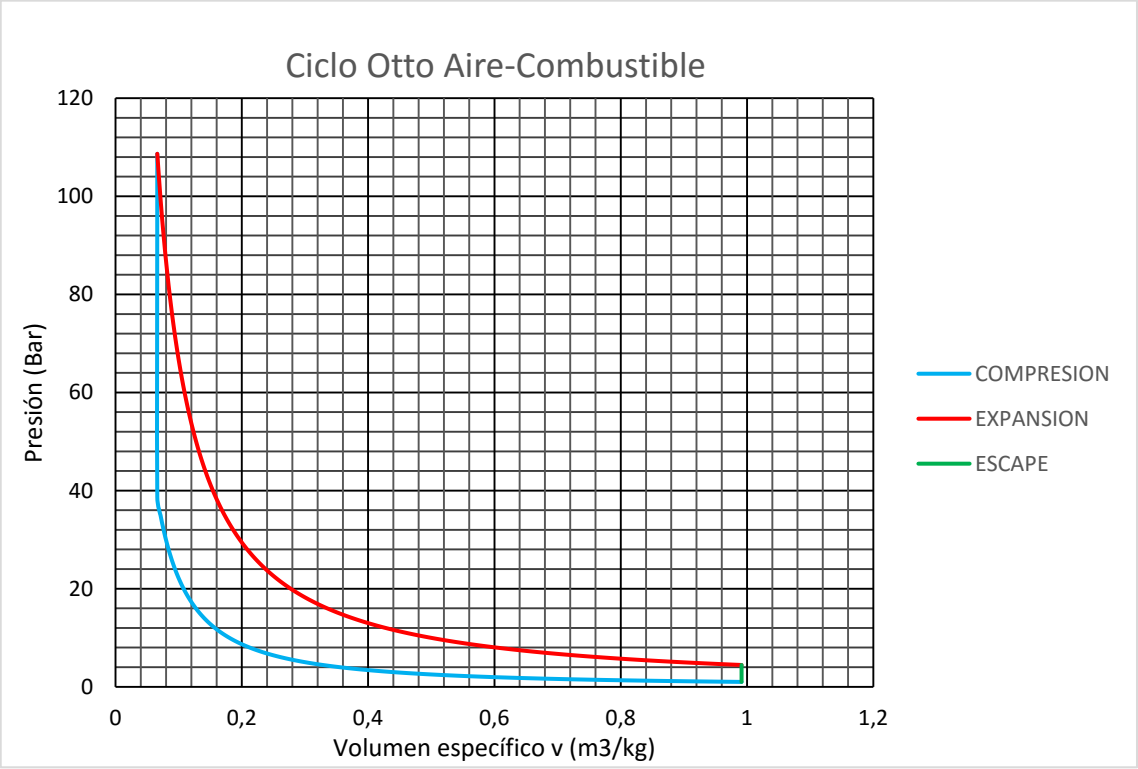


Figura D.15: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo aire-combustible ajustado de nuestro motor.

Podemos ver cómo el gráfico nos muestra un aspecto parecido al obtenido para el ciclo ideal, pero trabajando a presiones menores. Una manera de comparar ambos ciclos de manera cuantitativa, es superponerlos para poder extraer conclusiones de la diferencia entre ambos.

Si comparamos los resultados para cada punto del ciclo, con aquellos obtenidos en el cálculo que idealizaba los exponentes politrópicos y los calores específicos, tendremos:

Tabla D.9: Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.

MÉTODOS	T1	T2	T3	T4	P1	P2	P3	P4
Unidad	K	K	K	K	bar	bar	bar	bar
Aire-Comb	350	903,1	2764,5	1226,9	1	38,7	118,5	3,5
Aire-Comb (Ajustado)	350	903,1	2535,6	1557,4	1	38,7	108,7	4,5

Podemos observar el efecto del cambio en los coeficientes de cálculo en el hecho de que las temperaturas y presiones de los puntos clave de cada tipo de cálculo son diferentes, aunque el método empleado sea el mismo. Por otro lado, podemos prever que la potencia de cada ciclo, y su rendimiento esperado, también serán diferentes, al cambiar el área cubierta por la zona de trabajo en el diagrama presión-volumen. Podemos ver datos sobre el desempeño esperado del motor para cada tipo de cálculo en la siguiente tabla:

Tabla D.10: Datos obtenidos en los puntos clave de los ciclos aire-combustible para nuestro motor.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Aire-Comb	118,46	2764,5	46,1	11,5	66,8
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6

Podemos ver claramente un cambio, tanto en la potencia entregada, como en el rendimiento. El ciclo que emplea los coeficientes ajustados, tiene por previsión una mayor potencia que el que emplea los coeficientes idealizados, dado que la expansión del idealizado es más abrupta, dado que su coeficiente es de 1,30 y en el caso del ajustado es de 1,18. Puede entenderse que el ciclo con coeficientes ajustados es más preciso, ya que los cálculos termodinámicos se ejecutan teniendo mucho más en cuenta la composición del fluido de trabajo que en el caso aire-combustible idealizado con exponentes politrópicos prefijados y no determinados en función de la temperatura del fluido.

La potencia esperada del ciclo, puede ser de nuevo calculada mediante las ecuaciones D.12 a D.14 ambas incluidas, y mediante el mismo procedimiento que empleamos para el ciclo ideal, de tal manera que si Excel nos da un trabajo neto de ciclo de trabajo de 313,53J, tendremos, mediante la ecuación D.14:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 313{,}53 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 36578{,}5\ W\ @\ 14000\ rpm$$

O bien 36,58 kW, de tal manera que si 1Cv es equivalente a 736 W, la potencia esperada del motor en Cv será de:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 36578{,}5 \cdot \frac{1}{736} = 49{,}7\ Cv\ @\ 14000rpm$$

De nuevo, la presión media del ciclo de trabajo puede obtenerse dividiendo el trabajo neto del ciclo de trabajo por la cilindrada del motor en m^3, obteniendo:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{313{,}53}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1254521\ Pa$$

Y aplicando el factor de conversión de Pa a bar, tendremos una presión de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1254521}{101325} = 12{,}38\ bar$$

Ponderando presiones para el ciclo completo, tendremos:

$$p_M = \frac{12{,}38 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 4{,}45 \cdot 180}{720} = 7{,}55\ bar$$

D.7. Definición del Ciclo Otto mixto (Cp y Cv ajustados):

En éste cálculo, se parte de la base establecida en el capítulo D.5, pero los coeficientes politrópicos, así como los calores específicos, son evaluados en función de la temperatura de trabajo a la que opera el fluido, de tal manera que el incremento térmico del fluido en la fase en la cual se le aporta calor cambiará, al hacerlo c_{V0}, y también lo harán el resto de puntos del ciclo a partir de la ignición, dada la mayor precisión de los cálculos.

Volveremos a emplear la ecuación D.21 para establecer la presión máxima del ciclo, de tal manera, que siendo la relación de compresión 15 a 1, tendremos una presión máxima en bares de:

$$P_3 = 7(15) - 2 = 103\ bar$$

Por tanto, si asumimos que el calor aportado al ciclo se corresponde con el calculado para el ciclo aire-combustible, tendremos que el aporte total de calor será de 2379,7 kJ/kg. En el caso del ciclo mixto, suele emplearse un exponente politrópico de 1,35 en la compresión [42], de tal manera que si exponemos los datos iniciales del cálculo, correspondientes al punto 1 del ciclo, tendremos:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$$

$$T_1 = 350K \quad , \quad P_1 = 1\ bar \quad , \quad \gamma_C = 1{,}35 \quad , \quad \gamma_E = por\ determinar$$

Así, al ser las condiciones iguales que para el ciclo aire-combustible ajustado, la presión y la temperatura del punto 2 son las siguientes:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma - 1} = 350 \cdot 15^{0{,}35} = 903{,}1\ K$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma} = 1 \cdot 15^{1{,}35} = 38{,}70\ bar$$

Sabiendo que la presión del punto 3 está limitada a 103 bar, podemos obtener la temperatura en el punto 3 como:

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 903{,}1 \cdot \frac{103}{38{,}7} = 2403{,}6\ K$$

De tal manera que el calor aportado al ciclo a volumen constante, para las condiciones de temperatura y dosado dadas [43] será de:

$$q_1' = c_V(T_3 - T_2) = 1{,}10 \cdot (2403{,}6 - 903{,}1) = 1650{,}6\ kJ/kg$$

Por tanto, si el calor aportado total es de 2379,7 kJ/kg, el calor aportado a presión constante será de:

$$q_1'' = q_1 - q_1' = c_P(T_4 - T_3) = 2379{,}7 - 1650{,}6 = 729{,}15\ kJ/kg$$

De tal manera, que si suponemos una c_p de 2,00 kJ/kgK para los gases de combustión (2500K, dosado 1,00 [43]), tendremos entonces que la temperatura 4 será:

$$T_4 = \frac{q_1'' + c_P T_3}{c_P} = \frac{729{,}15 + 2{,}00(2403{,}6)}{2{,}00} = 2768{,}17\ K$$

Siendo la presión igual a la del punto 3, o sea 103 bar. Y siendo v3 el volumen específico mínimo del ciclo, correspondiente a la posición 2, donde la relación de compresión es máxima, se tratará éste de 0,0661 m^3/kg. Por tanto, el volumen específico en el punto 4 será:

$$v_4 = 0{,}0661 \cdot \frac{2768{,}17}{2403{,}6} = 0{,}0761 \frac{m^3}{kg}$$

Y siendo v_5 igual a v_1, tendremos que la relación de expansión será de:

$$\tau = \frac{0{,}9913}{0{,}0761} = 13{,}02$$

De tal manera que sustituiremos la relación de expansión por la relación de compresión en las ecuaciones que nos permiten calcular las condiciones de temperatura y presión al final de la expansión (punto 5), y por tanto:

$$T_5 = \frac{T_4}{\tau^{\gamma-1}} = \frac{2768{,}17}{13{,}02^{0{,}18}} = 1744{,}06\ K$$

$$p_5 = \frac{P_4}{\tau^{\gamma}} = \frac{103}{13{,}02^{1{,}18}} = 5{,}00\ bar$$

Calcularemos el ciclo mediante Excel, introduciendo las modificaciones que afectan a su comportamiento, de tal manera que los datos iniciales introducidos serán los siguientes:

Tabla D.11: Datos introducidos en la hoja de cálculo de Excel empleada para el trazo del diagrama del ciclo mixto para nuestro motor.

	g/mol	kg/mol		
RC	Pmaire	Pmaire	R	R'
15	28,97	0,02897	8,314	286,986538
AREA pist	AREA pist	CARRERA	VOL2	VOL1
5152,99735	51,5299735	4,85	249,9203715	17,8514551
mm2	cm2	cm	cm3	cm3
1,35	1,18	1,41	1,13	Plim (bar)
POL COMP	POL EXP	Cp	Cv	103
PCI COMB	DOSADO	LANGEN ΔT	τ	
43543	17,2	1861,4	13,02	

En cuanto a los resultados para los puntos clave del ciclo, hemos obtenido los siguientes:

Tabla D.12: Datos obtenidos en los puntos clave del ciclo mixto ajustado para nuestro motor.

Grados CI	CARRERA	Presion P	Temp. K	v esp m3/	Bar
180	ADMISION (1)	101325	350	0,99131792	1
360	COMPRESION (2)	3921387,97	903,025439	0,06608786	38,7010903
360	IGNICION (3)	10436875	2403,42544	0,06608786	103,003947
362	EXPANSION	10436875	2768,17	0,0763682	103,003947
540	EXPANSION (5)	506845,943	1745,01306	0,99131792	5,00218054

De tal manera, que vemos que cuadran los puntos clave del cálculo mediante Excel, con los datos obtenidos mediante el cálculo analítico desarrollado anteriormente. De nuevo, graficando la presión en el eje de ordenadas contra el volumen específico en el eje de abscisas, obtenemos el siguiente diagrama:

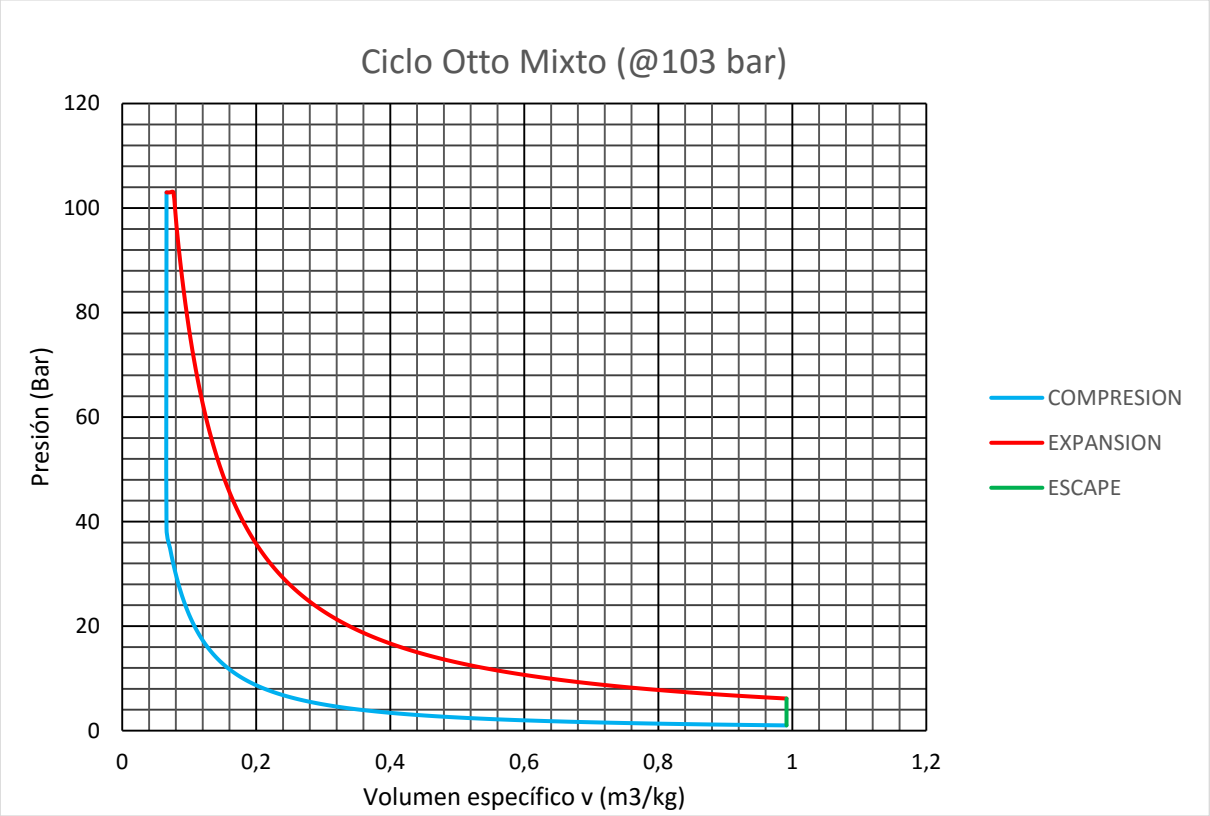


Figura D.16: Diagrama presión-volumen específico para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.

Vemos cómo el área del ciclo aumenta respecto del cálculo realizado para la hipótesis aire-combustible, de tal manera que es de esperar que la potencia que nos proporcione como resultado sea un valor mayor al de éste, y previsiblemente menor a la que obtuvimos para el ciclo de aire estándar (ideal).

Si graficamos los tres ciclos en conjunto, veremos las diferencias principales entre ellos, tal y como se ve en la siguiente figura:

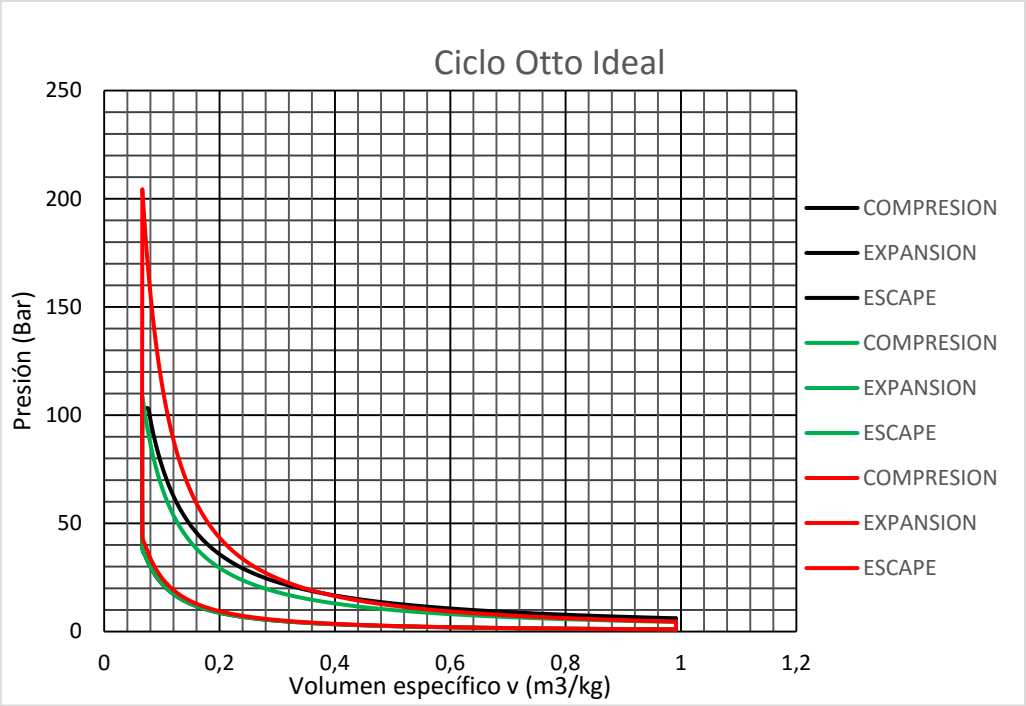


Figura D.17: Diagrama presión-volumen específico para los tres ciclos calculados de nuestro motor, siendo mostrado el mixto ajustado en negro, el aire-combustible ajustado en verde, y el ideal en rojo.

Podemos ver cómo el ciclo mixto genera una hipótesis cercana a la proporcionada por el ciclo aire-combustible ajustado, pero sin llegar a las presiones que se suponen en éste. En cuanto al comportamiento en la expansión y en la compresión, las hipótesis empleadas para el ciclo mixto son muy parecidas a las empleadas en el ciclo aire-combustible, de tal manera que el cálculo sea más realista que el ideal.

En cuanto a la combustión, se ha empleado la misma hipótesis que en el cálculo empleado en el ciclo aire-combustible, al ser la más realista de las disponibles, por tanto la potencia obtenida, a nivel térmico, se supone que será la más realista de todas las calculadas. La combustión, aunque mixta, emplea dos hipótesis ideales, pero realmente ni se produce a volumen constante, ni a presión constante, aunque el diagrama del ciclo real debería de quedar inscrito en el de éste cálculo, con las pérdidas de trabajo de ciclo que serán inherentes a éste fenómeno.

Por otro lado, no hemos tenido en cuenta las pérdidas por refrigeración ni las pérdidas mecánicas, ni tampoco las de bombeo, de tal manera que sería normal alcanzar valores de potencia por encima de 60Cv en ésta hipótesis, si queremos un motor con prestaciones similares a los que competirán con el nuestro, que rondan o superan los 50Cv al piñón de arrastre (con las pérdidas mecánicas de la caja de cambios incluidas).

Si trazamos el diagrama de presiones para dos vueltas de cigüeñal, tendremos:

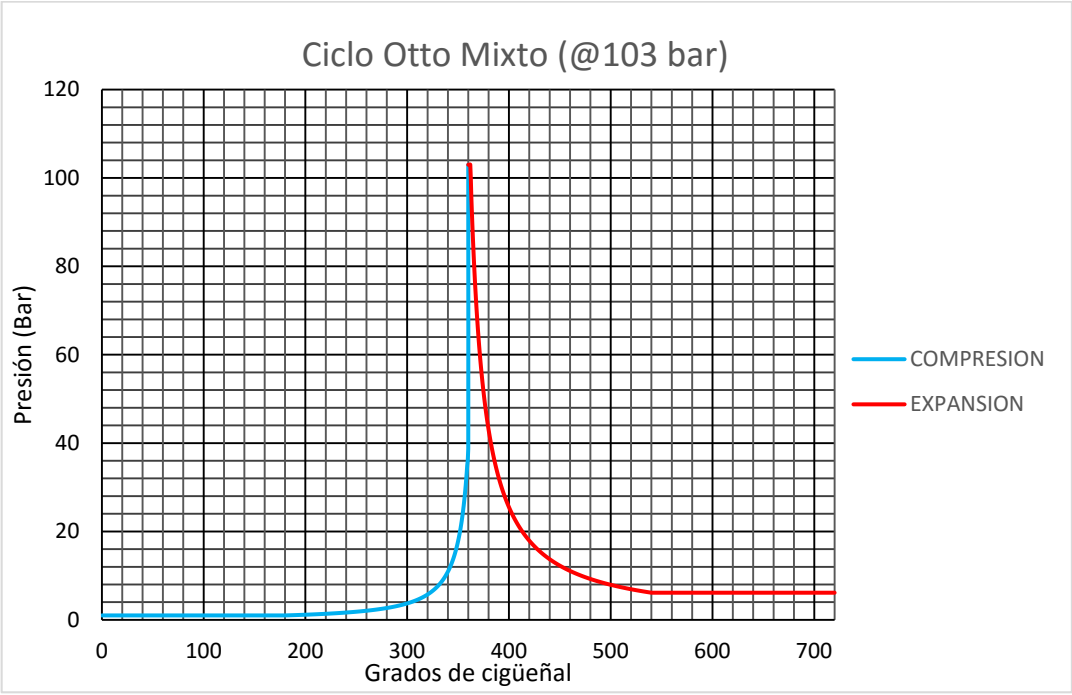


Figura D.18: Diagrama presión-ángulo de cigüeñal para el ciclo mixto ajustado de nuestro motor.

La potencia esperada del ciclo, una vez calculada mediante Excel, haciendo uso de las ecuaciones D.12 a D.14, ambas incluidas, será de 407,00 Julios por ciclo, de tal manera que haciendo uso de la ecuación D.14, podemos obtener la potencia esperada del motor, tal y como sigue:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 407{,}00 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 47483{,}3\ W\ @\ 14000\ rpm$$

O sea, que tendremos una potencia de 47,5kW aproximadamente. Sabiendo que 1Cv es el equivalente a 736W, podremos obtener el valor de potencia esperada en ésta unidad de la manera siguiente:

$$P_M[Cv] = P_M[W] \cdot \frac{1Cv}{736W} = 64{,}5\ Cv\ @\ 14000\ rpm$$

Repitiendo el procedimiento de los dos cálculos anteriores, calcularemos la presión media del ciclo de trabajo como:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{407{,}00}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1628521\ Pa$$

Lo cual, traducido a bares mediante la equivalencia pertinente, nos dará un resultado de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1628521}{101325} = 16{,}07\ bar$$

Si ponderamos presiones durante el ciclo completo, incluyendo admisión y escape, tendremos la siguiente presión media:

$$p_M = \frac{16{,}07 \cdot 360 + 1 \cdot 180 + 5{,}00 \cdot 180}{720} = 9{,}53\ bar$$

El rendimiento térmico será en éste caso de:

$$\eta_T = \frac{w_c}{q_1} = \frac{1506{,}73}{2379{,}7} = 0{,}633\ \ ,\ \ o\ bien\ 63{,}3\%$$

D.8. Definición del Ciclo Otto por método gráfico:

Una manera bastante precisa de obtener el ciclo indicado que debería producir el motor cuando sea materializado, es el empleo del método gráfico descrito en el siguiente capítulo. Éste método sí que tiene en cuenta las pérdidas por bombeo, así como que la combustión no tiene un carácter instantáneo, sino que es progresiva. En cuanto al modo de funcionamiento para el cual es válido, se emplea carga máxima (acelerador al 100%) y máxima eficiencia (en nuestro caso, par máximo).

Podemos ver una muestra de dicha construcción en la figura siguiente:

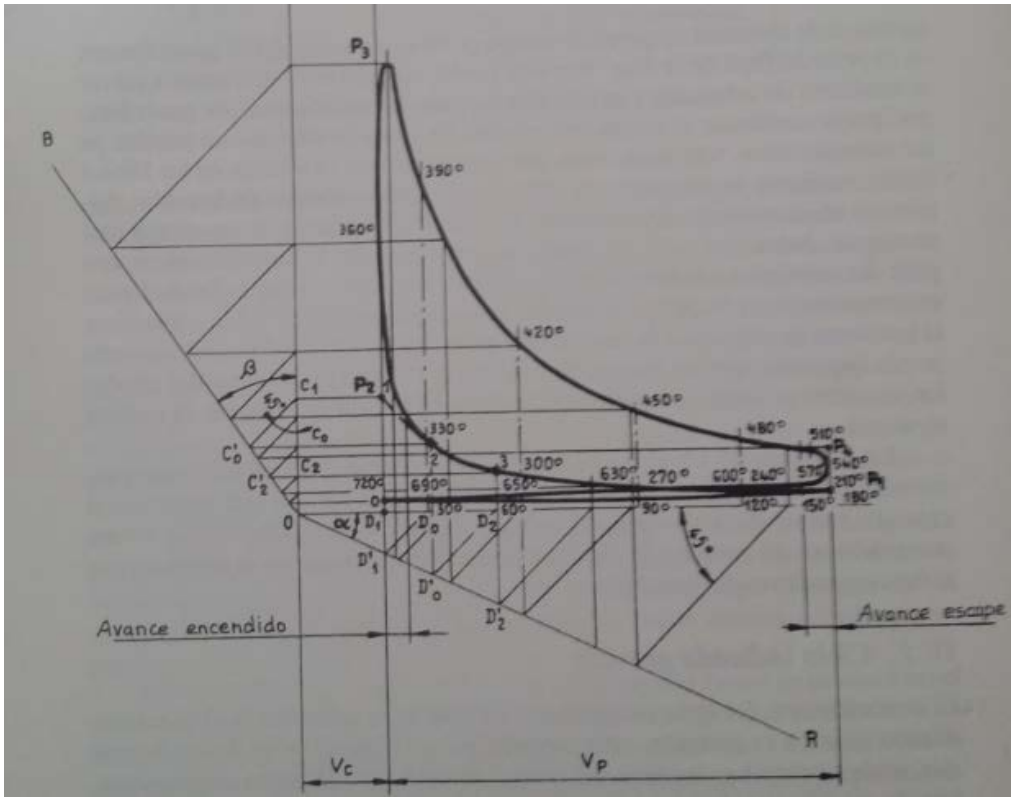


Figura D.19: Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado de un MACI que emplea encendido provocado, obtenido por método gráfico. [4]

La geometría de la construcción, así como la obtención de los puntos clave del ciclo, sigue las premisas que vemos a continuación [4]:

- p_1=presión al final de la admisión=0,9 a 1,0 bar
- p_2=presión al final de la compresión=$p_1 \cdot \varepsilon^{\gamma C}$
- p_3=presión máxima en combustión=7ε-2
- p_4=presión al final de la expansión=$p_3/\varepsilon^{\gamma E}$

Siendo ɣC el exponente politrópico de la compresión, ɣE el exponente politrópico de la expansión, y ε la relación de compresión del motor.

Podemos ver además dos rectas llamadas B y R en la figura, que están situadas a ángulos β y α (alpha) de los ejes. Para un ángulo alpha dado, se define la relación con el ángulo β de la manera siguiente:

$$tg\ \beta\ = (1 + tg\ \alpha)^{\gamma} - 1 \qquad \text{(Ec. D.23)}$$

Siendo ɣ el exponente politrópico o bien de expansión o bien de compresión según el ángulo que introduzcamos como dado. Dicha construcción se llama *construcción de Bauer*. [4]

Podemos realizar el trazo de dicha construcción mediante AutoCAD, ya que nos permite un control preciso de las aproximaciones de los puntos, así como un trazo muy bien aproximado de la curva que representará el ciclo. Posteriormente, también nos permite calcular el área de la curva trazada, lo cual nos aporta un dato sobre la potencia del ciclo, que es lo bastante preciso como para ser tomado como válido como hipótesis de entrada para cálculos posteriores. En cuanto a las carreras de admisión y escape, serán trazadas como rectas en un principio, para ser corregidas posteriormente en base a criterios experimentales hallados en bibliografía.

Podemos tomar como puntos clave, entonces, los siguientes:

- p_1= 1 bar
- p_2=1·$15^{1,35}$= 38,70 bar
- p_3=7(15)-2= 103 bar
- p_4=103/$15^{1.18}$= 4,22 bar

Para una alpha de 30º, tendremos, según la ecuación D.23:

$$tg\ \beta = (1 + tg\ 30º)^{1,18} - 1 = 0{,}7122$$

De tal manera que el ángulo beta para la construcción será de:

$$\beta = \arctan 0{,}7122 = 35{,}46º$$

Situándolos sobre la construcción preliminar, en la cual V_p y V_c representan los volúmenes del barrido del pistón y de la cámara de combustión respectivamente, tendremos, si el primero es de 249,92 cm^3 y el segundo de 17,85 cm^3:

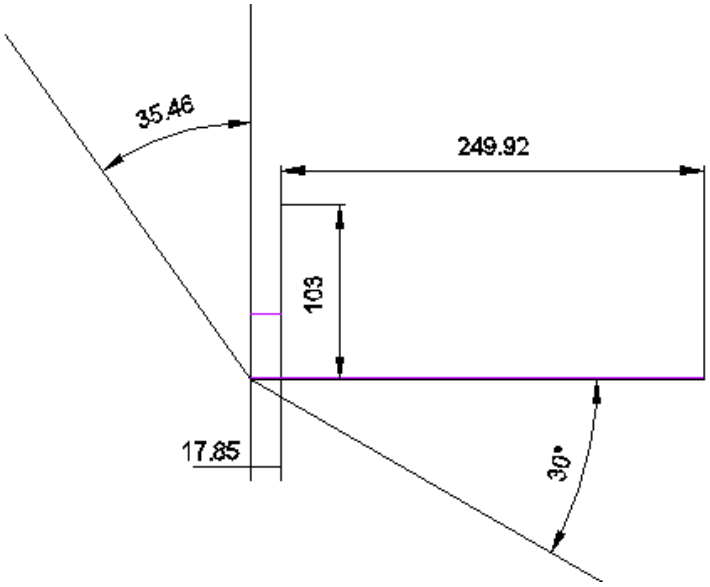


Figura D.20: Diagrama presión-volumen para el ciclo indicado de un MACI que emplea encendido provocado, trazado de rectas principales.

Tal y como puede verse en color morado, si partimos del punto 2, o sea p_2 a V_c, tendremos el primer punto de la politrópica de compresión como:

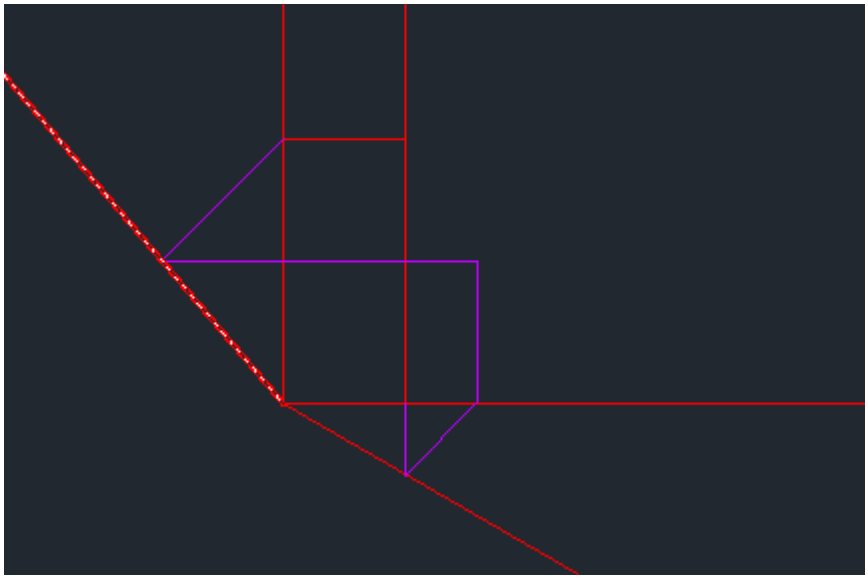


Figura D.21: Trazo del primer punto de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado del MACI a diseñar, por método gráfico.

El resto de puntos de la politrópica, se obtienen hasta que la presión es igual a p_1, tal y como puede verse en la figura siguiente:

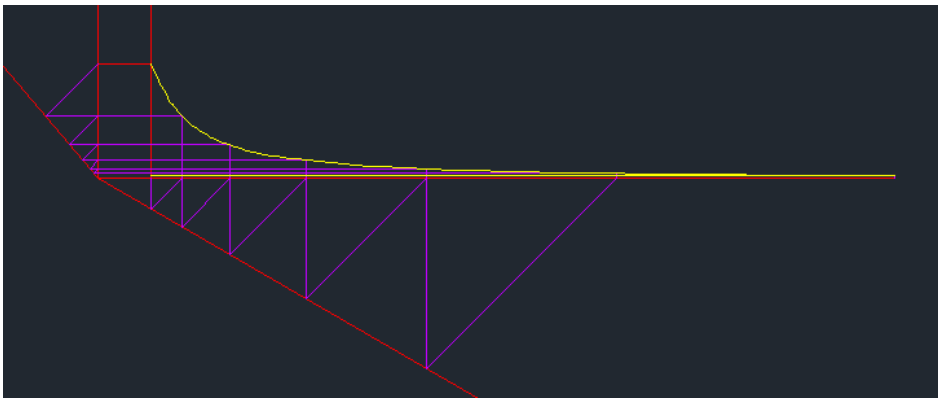


Figura D.22: Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de compresión para la obtención del diagrama indicado del MACI a diseñar, por método gráfico.

Repitiendo el proceso para la politrópica de expansión, asumiendo que el punto de presión máxima se encuentra aproximadamente en la mitad del volumen barrido para la admisión de calor a presión constante (en el ciclo mixto), tendremos la siguiente construcción:

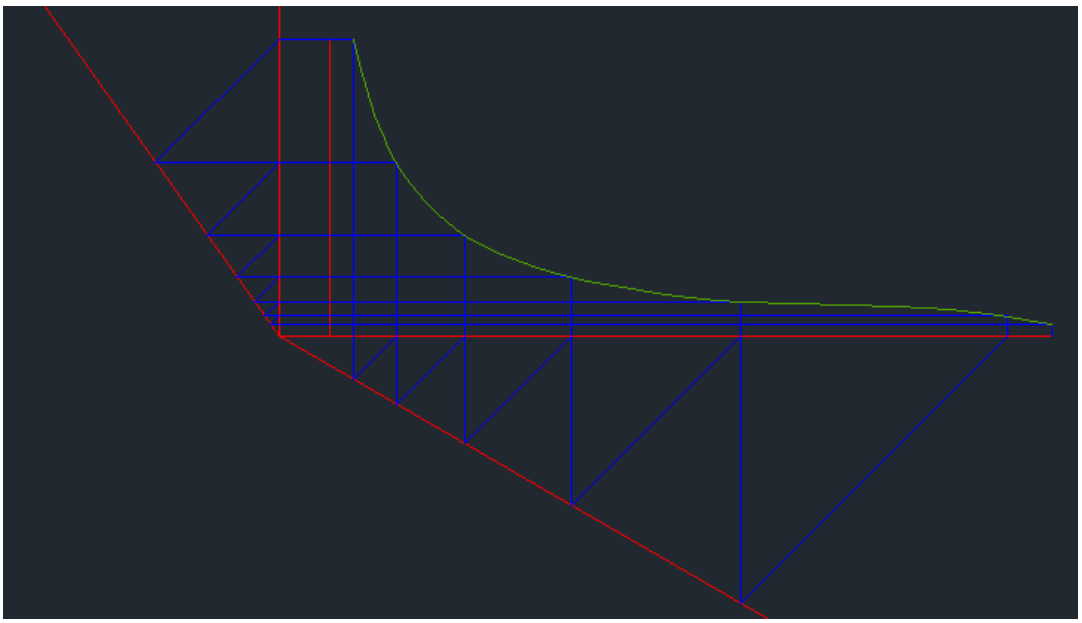


Figura D.23: Trazo de los sucesivos puntos de la politrópica de expansión para la obtención del diagrama indicado del MACI a diseñar, por método gráfico.

Combinando ambas construcciones, obtendremos un diagrama sin cerrar, de tal manera que será necesario cerrar la curva en la zona de la ignición, así como cerrar la curva por la zona del escape hasta el punto inicial, redondeando la curva (de tal manera que modelizamos la apertura de las válvulas de escape).

El área de la curva resultante, deberá ser dividida en dos, de tal manera que:

- Área superior: Corresponde al trabajo efectivo del ciclo en Julios.
- Área inferior: Corresponde al trabajo de bombeo en Julios.

Por tanto, la curva resultante, la podemos ver en la imagen siguiente, además de ser uno de los planos adjuntos al proyecto:

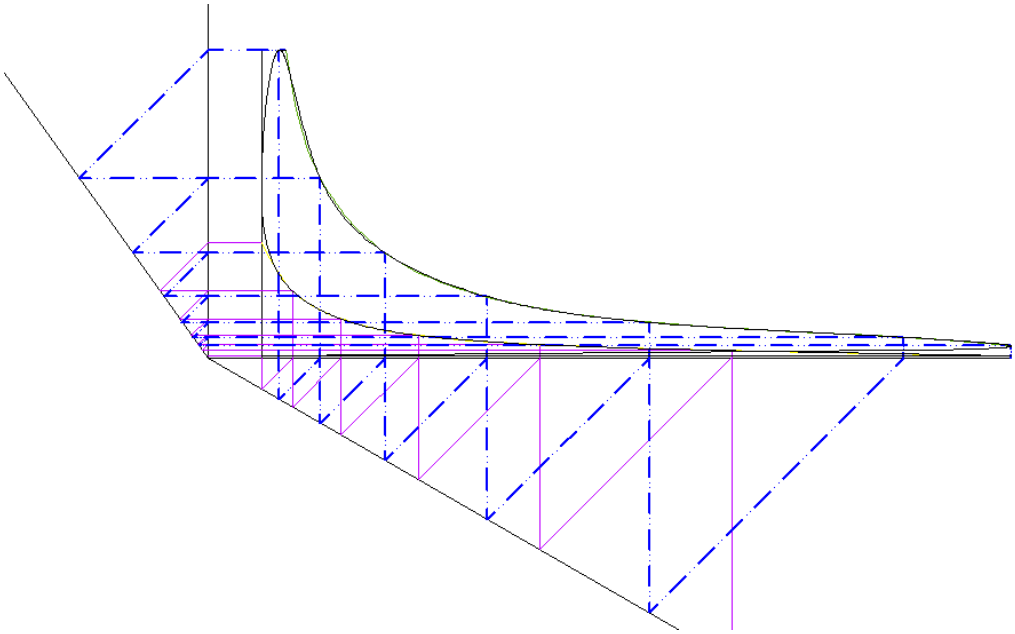


Figura D.24: Trazo de la curva que representa la presión en función del volumen, diagrama indicado del MACI a diseñar, por método gráfico.

Ya que el diagrama está escalado en cuanto a volumen en cm^3 y en cuanto a presión en bar, podemos obtener el área positiva y el área negativa del mismo, que serán:

$$A_1 = 3830{,}1\ bar \cdot cm^3$$

$$A_2 = 158{,}1\ bar \cdot cm^3$$

De tal manera que el área neta que representa el trabajo neto del ciclo será de:

$$A_N = A_1 - A_2 = 3672{,}0\ bar \cdot cm^3$$

Por tanto, si expresamos las unidades en $Pa \cdot m^3$, obtendremos los Julios que nos da cada ciclo, ya que según el análisis dimensional, tenemos:

$$[J] = [N] \cdot [m] = [Pa] \cdot [m^3] = \left[\frac{N}{m^2}\right] \cdot [m^3]$$

Entonces, aplicamos los factores de conversión de la manera siguiente:

$$W_C = 3672{,}0\ [bar \cdot cm^3] \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3} \cdot \frac{101325Pa}{1bar} = 372{,}07\ J$$

De tal manera, que obtenemos 308,58 Julios por cada ciclo, y si hacemos uso de la ecuación D.14, sabiendo que el trabajo obtenido afecta a un ciclo de 4T tendremos:

$$P_M = 0{,}5 \cdot 372{,}07 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 43407{,}63\ W$$

De tal manera, que corresponden a 43,4 kW. Aplicando la conversión entre kW y Cv, obtenemos una potencia en Caballos de:

$$P_M[Cv] = 41851{,}13\ W \cdot \frac{1Cv}{736W} = 58{,}97Cv$$

Podemos ver que la potencia esperada es menor que la dada para el ciclo mixto, porque éste tipo de construcción prevé las pérdidas de trabajo útil derivadas de las aperturas de las válvulas, así como del encendido, tal y como podemos ver en la siguiente imagen:

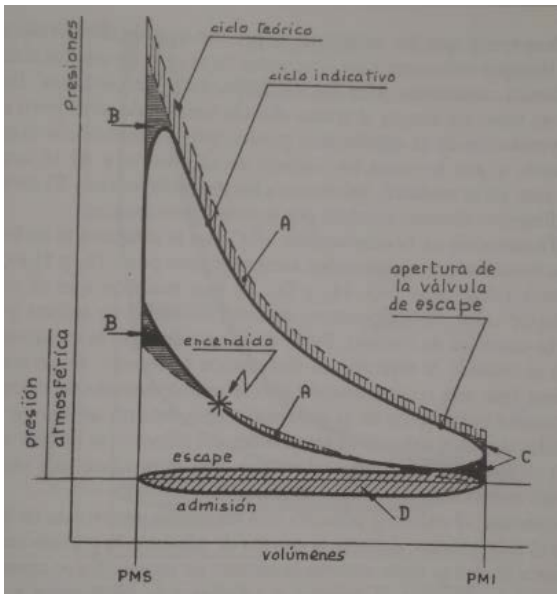


Figura D.25: Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo ideal y el indicado para un motor alternativo de combustión interna que emplea ciclo Otto. [4]

Si representamos el ciclo mixto en el mismo diagrama que el ciclo indicado, éste debería quedar inscrito en el primero, tal y como podemos ver en la siguiente figura:

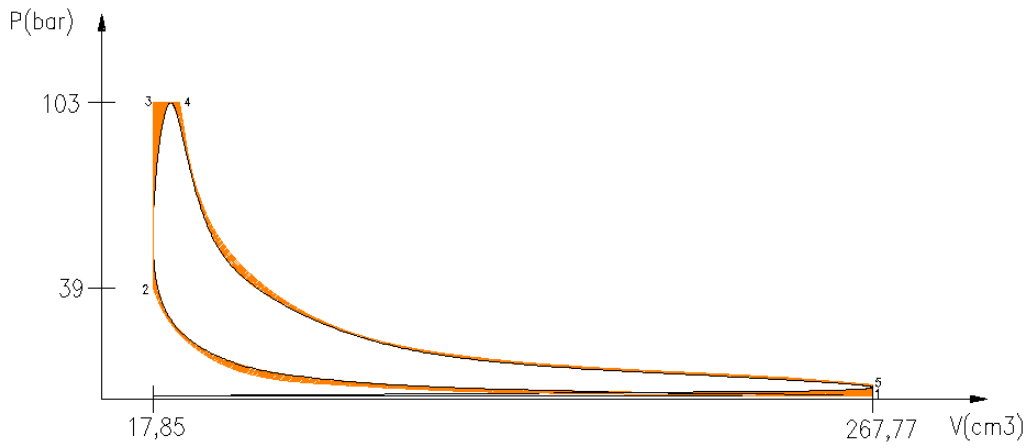


Figura D.26: Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.

La presión media del ciclo de trabajo, puede extraerse si evaluamos solamente el área útil (quitando el bombeo), extrayendo la potencia bruta del ciclo, de tal manera que:

$$W_C{}' = 3830{,}1\ [bar \cdot cm^3] \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3} \cdot \frac{101325Pa}{1bar} = 388{,}08\ J$$

$$P_M = 0{,}5 \cdot 388{,}08 \cdot 14000 \cdot \frac{1}{60} = 45276{,}56\ W$$

De tal manera que la potencia bruta en Cv es de:

$$P_M[Cv] = 45276{,}56\ W \cdot \frac{1Cv}{736W} = 61{,}51Cv$$

Y si evaluamos la presión media del ciclo de trabajo, tendremos:

$$p_{CT} = \frac{W_c}{V} = \frac{388{,}08}{249{,}92 \cdot \frac{1m^3}{1000000cm^3}} = 1552817\ Pa$$

Lo cual, traducido a bares mediante la equivalencia pertinente, nos dará un resultado de:

$$p_{CT}[bar] = p_{CT}[Pa] \cdot \frac{1bar}{101325Pa} = \frac{1552817}{101325} = 15{,}32\ bar$$

Evaluando el trabajo específico que se extrae del ciclo, sabiendo que la masa total que se transforma por ciclo es de 0,00027012kg de mezcla, será de:

$$w_c = \frac{W_C}{m_c} = \frac{372{,}07}{0{,}00027012} = 1377424\frac{J}{kg} \quad , \quad o\ bien\ 1377{,}4\ kJ/kg$$

De tal manera que si el calor aportado es de 2379,7 kJ/kg como en el cálculo más pésimo en cuanto a aporte de calor, tendremos que el rendimiento térmico del ciclo será de:

$$\eta_T = \frac{w_c}{Q_1} = \frac{1377{,}4}{2379{,}7} = 0{,}579 \quad , \quad o\ bien\ 57{,}9\%$$

D.9. Interpretación de los resultados del estudio:

Los datos obtenidos mediante los cálculos realizados empleando diferentes métodos, carecen de valor por sí solos, y por tanto deben ser analizados para ser validados, previa justificación, o bien descartados por algún motivo concreto.

En la siguiente tabla, como inicio del capítulo, se exponen los tipos de estudio realizados, y aquellos resultados que nos afectan en la futura toma de decisiones, o como datos de inicio en otros cálculos posteriores:

Tabla D.13: Datos obtenidos en los puntos clave de cada ciclo estudiado.

MÉTODOS	T1	T2	T3	T4	P1	P2	P3	P4
Unidad	K	K	K	K	bar	bar	bar	bar
Ideal	350	1034,0	4767,1	1613,8	1	44,3	204,3	4,6
Aire-Comb	350	903,1	2764,5	1226,9	1	38,7	118,5	3,5
Mixto	350	903,1	3269,9	1591,6	1	38,7	103,0	4,6
Aire-Comb (Ajustado)	350	903,1	2535,6	1557,4	1	38,7	108,7	4,5
Mixto (Ajustado)	350	903,1	2768,2	1744,1	1	38,7	103,0	5,0

Podemos ver en amarillo, los datos más relevantes del ciclo termodinámico que se desarrolla en un motor alternativo de combustión interna, que son la temperatura máxima y la presión máxima del ciclo. Nos interesa conocer éstos valores, ya que mediante ellos, deberemos de calcular los esfuerzos sobre todos los componentes, por tanto si empleamos valores que sean superiores a los que podemos esperar de la realidad, sobredimensionaremos el conjunto, perdiendo potencia, y si escogemos valores menores a los que realmente deberíamos tener, correremos un grave riesgo de rotura en el motor.

Escoger la hipótesis más conveniente, no es un asunto trivial, ya que al obtener de cualquiera de ellas datos tan cruciales para el posterior desarrollo del diseño del motor, podemos incurrir en un error de base para la formulación de las hipótesis de cálculo de elementos que estén bajo las cargas definidas en éste punto.

Primeramente, expondremos los valores clave obtenidos para cada hipótesis, en la tabla siguiente:

Tabla D.14: Datos clave obtenidos en cada tipo de estudio.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Ideal	204,29	4767,07	80,3	20,0	69,8
Aire-Comb	118,46	2764,5	46,1	11,5	66,8
Mixto	103	3269,9	74,0	18,4	52,6
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3
Gráfico	103	2750	59,0	15,3	57,9

Primeramente, es posible realizar descartes directos por motivos de peso que nos inciten a pensar que la hipótesis no es realista. El uso de los métodos a descartar no es trivial, ya que mediante él hemos podido obtener un techo para nuestras hipótesis. De haber empleado un método preciso sin emplear uno idealizado antes, no sabríamos si los resultados que nos da el más realista son lógicos o no lo son. Estos métodos, son los siguientes:

- Ciclo ideal: Emplea etapas de trabajo de por sí idealizadas, además de emplear intercambios de calor en condiciones ideales (volumen constante, intercambio instantáneo), y tener solamente en cuenta el aire como fluido presente en el interior del cilindro. Por estas razones, sabemos que tanto el rendimiento como la potencia esperada, así como la presión y temperatura máximas son demasiado grandes como para tenerlas en cuenta como base de cálculo. Aun así, podemos emplear el rendimiento esperado de éste cálculo para saber cuál debería ser el rendimiento experimental esperado del mismo ciclo, ya que se dispone de datos en la bibliografía para ello [4].

- Ciclo aire-combustible y ciclo mixto: Tienen en cuenta que el fluido de trabajo no es solamente aire, pero mediante coeficientes que no tienen en cuenta la variación de temperatura que sufre éste durante cada etapa. Además, los intercambios de calor son idealizados, en el primer caso a volumen constante, y en el segundo se realiza primeramente a volumen constante, y después a presión constante, cuando realmente no es ni de una manera ni de otra. Al existir una dupla de cálculos que emplean el mismo método operativo, pero teniendo en cuenta la variación de coeficientes con la temperatura, ambas iteraciones de cálculo se vuelven automáticamente descartables, aunque se puede estudiar la solidez de los cálculos análogos ajustados mediante los valores clave de éstos.

En cuanto a la comparación entre ciclos con coeficientes ideales y ajustados, podemos emplear la siguiente tabla para visualizar las diferencias existentes:

Tabla D.15: Comparativa entre ciclos con coeficientes idealizados y ajustados.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Aire-Comb	118,46	2764,5	46,1	11,5	66,8
Mixto	103	3269,9	74,0	18,4	52,6
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3

Vemos que en el caso del ciclo aire-combustible, aunque se espere del ciclo una mayor potencia, el rendimiento esperado es menor. La mayor potencia, se explica dado que al ser el exponente politrópico de expansión en el caso ajustado, menor que en el caso idealizado, la presión al final del ciclo será mayor y por tanto el área de trabajo positivo también.

De la misma manera, cualitativamente se puede ver que al ser el diferencial de presión mayor en la zona comprendida en los puntos 4 y 1, también será más grande el calor que cede el ciclo en su parte final. En cuanto al trabajo negativo, se considera igual en ambos casos, pero en el caso del cálculo ajustado, el aporte de calor es menor dado el mayor c_V, porque se tiene en cuenta que la mezcla está más caliente al final de la compresión que a su inicio, para el cálculo del incremento térmico mediante la fórmula de Langen. Por todo ello, es normal que la presión y temperatura máximas del cálculo ajustado sean menores, y queda justificada la diferencia existente entre la potencia y el rendimiento.

Tomando como base que hemos descartado los tres primeros métodos, vamos a realizar una comparativa entre los tres restantes para escoger el más adecuado como la hipótesis más realista que cabría esperar del rendimiento de nuestro motor. Podemos ver en la tabla siguiente, los valores característicos para cada tipo de cálculo:

Tabla D.16: Comparativa entre ciclos ajustados y método gráfico.

MÉTODOS	pmax	Tmax	Potencia	Pmed trab	Rend. Ter
Unidad	bar	K	Cv	bar	%
Aire-Comb (Ajustado)	108,65	2535,6	49,7	12,4	42,6
Mixto (Ajustado)	103	2768,2	64,5	16,1	63,3
Gráfico	103	2750	59,0	15,3	57,9

Podemos ver en éste caso, que tanto en términos de rendimiento, como de potencia esperada para el ciclo, es el método gráfico que muestra un resultado que representa un término medio entre el método aire-combustible ajustado, y el método mixto ajustado. Hay que tener en cuenta, sobre todo, que la definición de los puntos clave e intermedios para el método gráfico, dependen de los coeficientes ajustados que hemos empleado en los métodos analíticos.

De ésta manera, el método gráfico representa una evolución del método mixto ajustado, al inscribir la curva de trabajo del ciclo dentro del ciclo previsto para éste método analítico. Por tanto, se explica que el valor de potencia obtenido, y el rendimiento esperado sean menores, ya que se pierde área al redondear la curva, siendo éstos ajustes geométricos una representación directa de fenómenos que no son perfectos ni instantáneos, como por ejemplo la combustión o el escape. Otro efecto modelizado son las pérdidas de calor, sobre todo respecto del ciclo ideal.

Lo que queda claro desde un principio, es que el ciclo aire-combustible, aun ajustado en cuanto a coeficientes, no modeliza de manera realista el proceso que se produce en el motor, porque sigue considerando la combustión un proceso instantáneo y a volumen constante.

A nivel de proyecto, lo más interesante es aproximar el valor de presión máxima en el cilindro de la manera más precisa posible, y por tanto, si existen métodos que indican con motivos de peso que la combustión no va a ser un proceso de las características que describe el método mentado, es directamente inherente a esta reflexión el descarte de éste de manera directa.

En cuanto a la decisión entre el ciclo mixto ajustado y el método gráfico, no olvidemos que el método gráfico es una mera evolución del método analítico, y por tanto de por sí se debería escoger éste como válido.

Ésta circunstancia no quiere decir que vayamos a escoger directamente los valores proporcionados por el método gráfico, ya que no debemos olvidar que éstos son válidos para unas determinadas condiciones, que son plena carga, 14000rpm y rendimiento volumétrico máximo (o sea, que el cilindro se llena perfectamente de mezcla).

Por tanto, es necesario que para que se cumplan las condiciones esperadas, se diseñe la culata de la manera correcta, en cuanto a diámetros y formas, para que las condiciones expuestas sean las que realmente se den en el motor real una vez construido. El estudio en profundidad del diseño de la culata mediante mecánica de fluidos, y las justificaciones pertinentes, serán demostradas en un anejo específico, así como las condiciones fisicoquímicas de la combustión.

Pero por ahora, en ésta fase de proyecto, aceptaremos que las presiones y temperaturas que nos indica el método gráfico van a ser las que realmente se van a producir en el motor, atendiendo a ciertos fenómenos que comentaremos posteriormente. Para obtener el diagrama de presiones del método gráfico, podemos medir por puntos la curva del ciclo, asignándole un ángulo a cada valor, tal y como se ve en la imagen siguiente, donde la carrera de compresión ha sido coordenada:

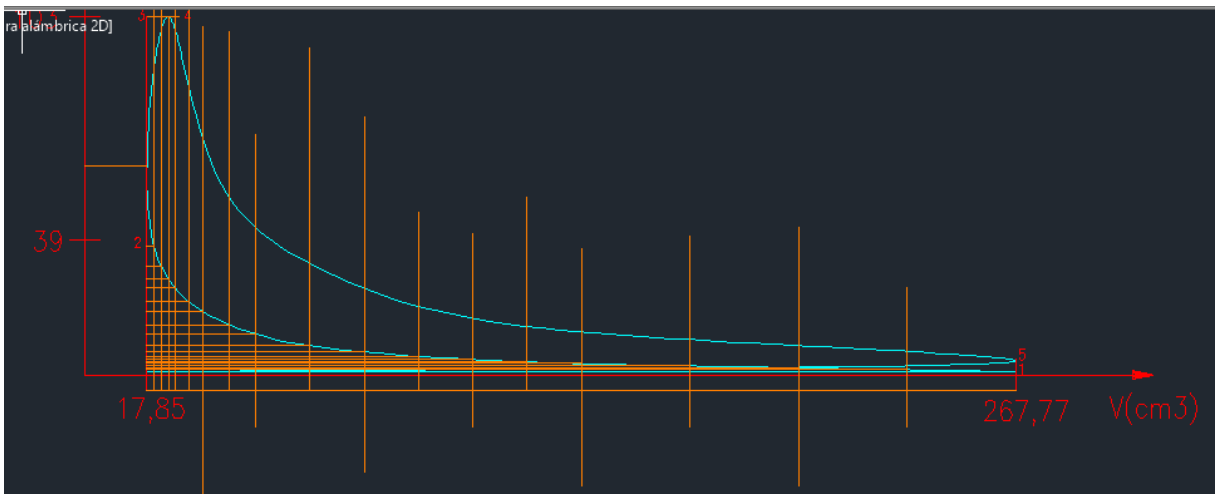


Figura D.27: Pérdidas de trabajo útil existentes entre el ciclo mixto y el indicado para nuestro motor.

Éste procedimiento nos permitirá almacenar los datos en Excel, de tal manera que podamos representar el diagrama de presiones mediante éste software.

Nótese que la resolución se ha aumentado en la zona de la combustión, ya que la presión cambia de manera muy rápida y por ello es necesario tomar puntos cada pocos grados para tener una curva que represente al ciclo representado. Una vez realizadas las mediciones, y asignados todos los valores de presión a su ángulo, tendremos el siguiente diagrama de presiones dentro del cilindro:

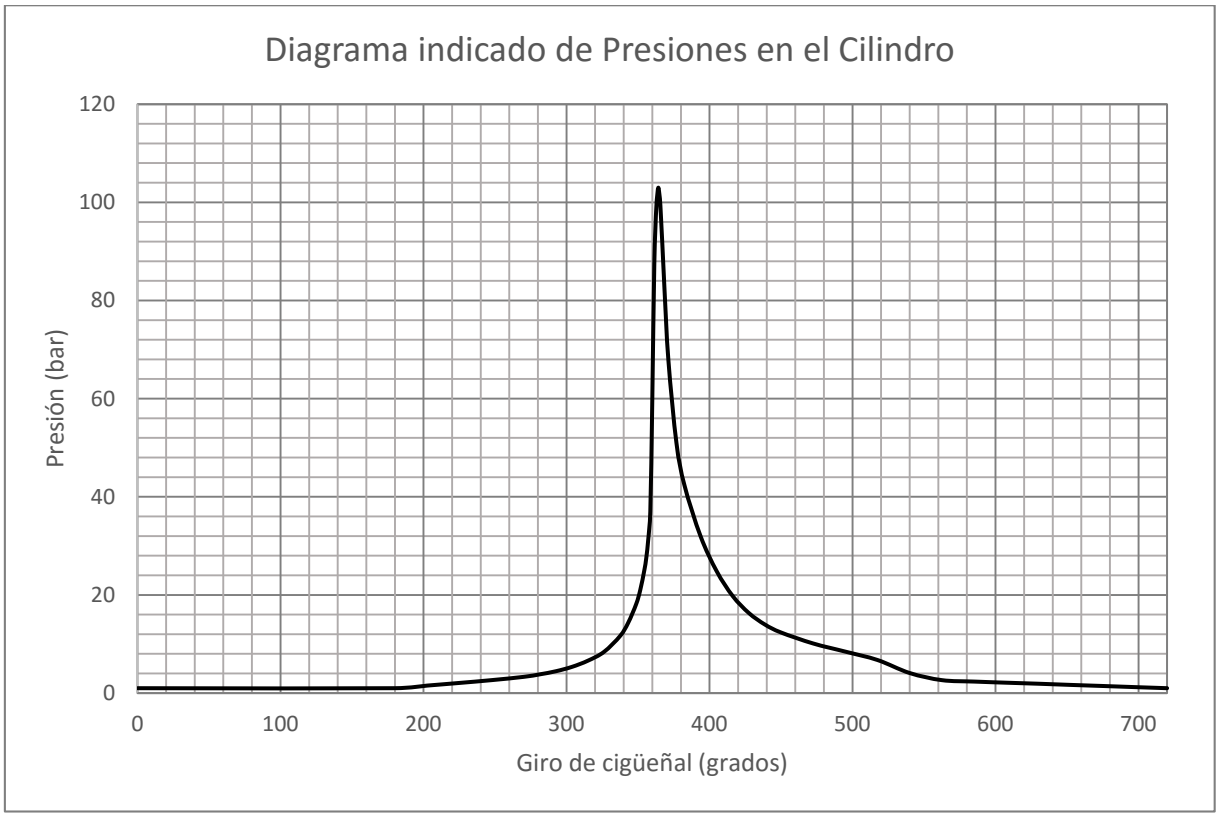


Figura D.28: Diagrama indicado de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de nuestro motor, obtenido por método gráfico.

Vemos perfectamente el pico de presión que se produce en el cilindro, y de ésta manera podemos entender que la carga sobre el mismo será cíclica y no estática, ya que para cada ciclo tendremos un pico. Por tanto sabemos que intervendrá la fatiga en los elementos que soporten ésta carga.

Pero el valor de presión dado por éste diagrama, no será el de cálculo, dado un fenómeno conocido como variación cíclica [43], y que puede ser ilustrada mediante la siguiente figura:

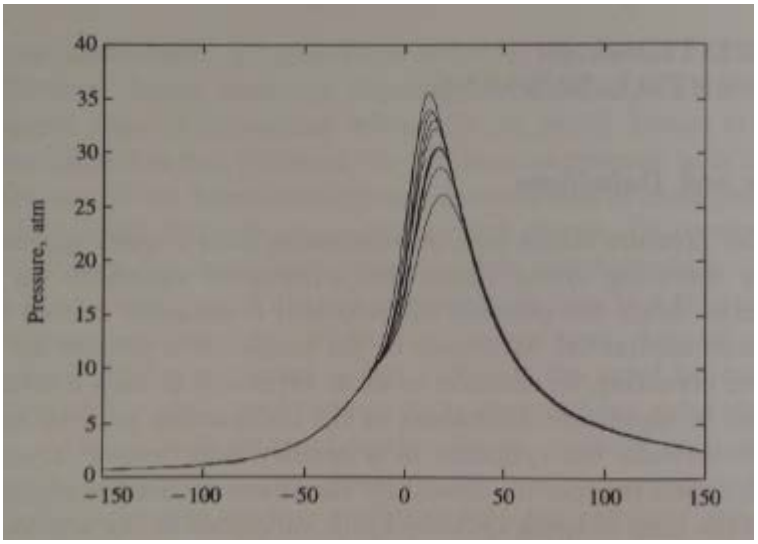


Figura D.29: Diagrama real de presiones en el cilindro para el ángulo de cigüeñal de un motor real. El eje de abscisas representa el ángulo de cigüeñal, donde el 0 es el punto muerto superior.[43]

La variabilidad visible en ésta imagen, puede ser achacada directamente a 3 causas fundamentales:

- La variación en el movimiento de los gases dentro del cilindro ciclo a ciclo, ya que no es perfectamente homogénea.
- La cantidad de aire, combustible y gases quemados presentes en el cilindro en cada ciclo, que varían continuamente, eso sí, dentro de un rango de valores.
- Variaciones en la composición de cualquiera de los componentes que integran el fluido de trabajo y que estarán presentes en la combustión.

Se da que el coeficiente de variabilidad no debe exceder el 10% para garantizar un funcionamiento estable del motor, y la variabilidad es controlada por los sistemas que regulan la alimentación y el encendido, que deberán ser lo suficientemente rápidos y precisos, pero que no entran dentro del alcance del proyecto. Sea pues tomada como hipótesis para el cálculo de la presión máxima esperada sobre el pistón, tendremos la siguiente fórmula:

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{imep} x100 \qquad \text{(Ec. D.24)}$$

Siendo imep la presión media indicada del ciclo de trabajo, COV_{imep} su coeficiente de variación en porcentaje, y σ_{imep} la desviación estándar de los ciclos medidos. Por tanto, si imponemos un valor pésimo, o sea el máximo admisible, un 10%, sabremos que:

$$10 = \frac{\sigma_{imep}}{imep} x100$$

Sabiendo que la presión media indicada del ciclo de trabajo es de 15,32 bar, la desviación estándar máxima será calculada como:

$$\frac{10}{100} \cdot imep = \sigma_{imep} = 0{,}1 \cdot 15{,}32 = 1{,}532\ bar$$

Sabiendo que la desviación estándar se calcula como:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - x_{med})^2} \qquad \text{(Ec. D.25)}$$

Si imponemos tenemos 1000 muestras, y que todas las son iguales, con una desviación máxima respecto del valor medio, que debería ser 15,32 bar, podemos calcular la desviación absoluta si resolvemos la ecuación de la siguiente manera:

$$1{,}532 = \sqrt{\frac{1}{1000-1}\sum_{i=1}^{1000}(x_i - 15{,}32)^2}$$

Lo cual, al ser las muestras iguales, se convierte en:

$$1{,}532 = \sqrt{\frac{1}{1000-1}\cdot 1000 \cdot (x_i - 15{,}32)^2}$$

Simplificando, tenemos que:

$$1{,}532^2 = \frac{1000}{999}\cdot (x_i - 15{,}32)^2$$

Y si resolvemos la ecuación, el valor x_i es doble y resulta ser de:

$$x_1 = 13{,}79\ bar \qquad x_2 = 16{,}85\ bar$$

Podemos comprobar que ambos representan una variabilidad de 1,532 unidades respecto del valor medio. Por tanto, podemos admitir que la presión tendrá un pico máximo de 16,85 bar, lo cual representa un incremento porcentual respecto del valor medio de:

$$Var[\%] = \frac{16{,}85}{15{,}32}\cdot 100 = 110\%$$

Querrá esto decir, que para calcular la carga de la presión sobre los elementos mecánicos que transforman ésta en movimiento, deberá aplicarse un valor del 110% de la carga nominal establecida, en éste caso, de 16,85 bar de valor medio.

Aplicando éste incremento a la carga pico del ciclo, tendremos que el valor máximo de éste será de:

$$p_{calc} = 103 \cdot 1{,}1 = 113{,}3\ bar$$

Una vez tenemos valores que ya podemos emplear como cargas efectivas sobre el pistón, podemos seguir con la justificación del método gráfico. Según bibliografía, podemos encontrar una relación entre la relación de compresión de un motor de encendido por chispa, su rendimiento teórico de aire estándar, y su rendimiento esperado real [4], en la siguiente tabla realizada mediante los datos facilitados:

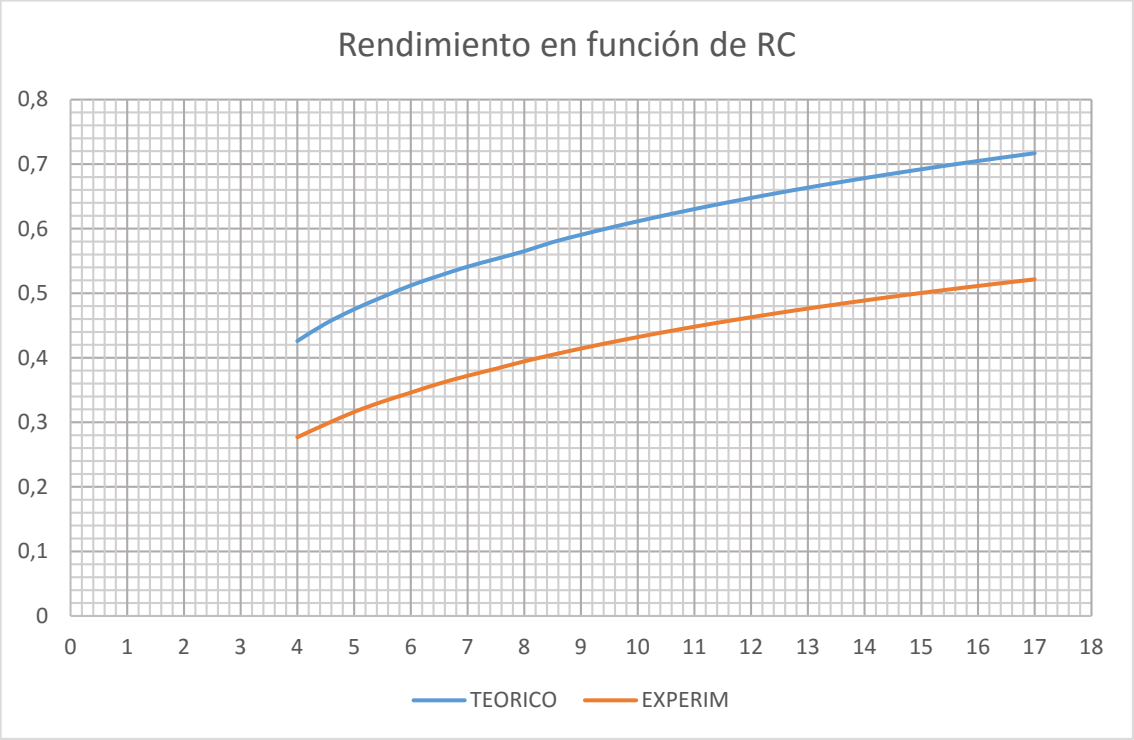


Figura D.30: Rendimiento teórico y práctico para un motor de encendido por chispa, en función de su relación de compresión.

Como podemos ver, una relación de compresión de 15 a 1, tiene asignado un rendimiento térmico teórico de entre el 69 y el 70%, así como el mismo motor en la práctica daría un rendimiento del 50% aproximadamente. El ciclo indicado obtenido por método gráfico, nos da un rendimiento de aproximadamente el 58%, pero no olvidemos que las pérdidas por bombeo solamente se han contabilizado para la carrera de escape, sin tener en cuenta que en la fase de admisión suele existir presión por debajo de la atmosférica en el cilindro, generando aún más pérdidas y restando cierta potencia al motor. Es por ello que en resumidas cuentas, es probable que el diagrama obtenido por método gráfico sea realmente representativo del ciclo, sobre todo en lo que a carga pico sobre el pistón se refiere, aunque la potencia real esperada sea ligeramente menor a la calculada inicialmente.

Otra manera efectiva de comprobar si la potencia que hemos calculado es realista, es comparar el motor que queremos diseñar con motores semejantes. Sabemos que el motor KTM entrega 58Cv, aunque no queda claro si ésta potencia la entrega en estático o en movimiento. No es trivial, ya que mediante sistemas tipo *ram-air* en la admisión, se pueden conseguir incrementos del 5 al 15% en la potencia máxima del motor [44]. Honda declara 50Cv en su propulsor de Moto3, y éstos dos son los únicos ejemplos que tenemos de motores estrictamente semejantes al nuestro. Por tanto, podemos inclinarnos a pensar que la potencia estática real de un motor de éstas características podría rondar los 50Cv o superarlos ligeramente, y por tanto la potencia esperada por nuestro cálculo es del todo realista.

Por desgracia, el resto de los motores de 250cc monocilíndricos disponibles en el mercado, no son comparables al nuestro, ni por relación de compresión ni por cotas, por tanto deberemos buscar alternativas para obtener datos fiables.

Si miramos con detenimiento el mundo de la motocicleta, existen muchos ejemplos para comparar a nuestro motor, lo que ocurre es que a primera vista no llaman la atención. Éstos son los motores de 4 cilindros de 1000cc. Tienen las siguientes características en común al nuestro:

- Semejante relación de compresión
- Semejantes cotas
- Semejante régimen de giro
- Igual cilindrada unitaria

Por tanto, nos basta con coger la potencia de cualquiera de éstos motores, y dividirla por 4, para saber cuál podría ser la potencia que entregaría uno solo de sus cilindros, de 250cc de cubicaje. La siguiente tabla, nos muestra 4 ejemplos de superdeportivas de 1000cc con sus datos, y las compara con nuestro motor, en cuanto a los datos enumerados anteriormente:

Tabla D.17: Comparativa entre motores de motos deportivas de 1000cc, y el motor a proyectar.

Marca	Modelo	D (mm)	C (mm)	cm3	RC (a 1)	Cu (cm3)	Z (cilindros)	P (Cv)	Pu (Cv)	Rpm
Kawasaki	ZX10R	76	55	998,1	13,2	249,5	4	200	50,0	13500
BMW	S1000RR	80	49,7	999,5	13,1	249,9	4	199,0	49,8	13500
Aprilia	RSV4 APRC	78	52,3	999,6	13,6	249,9	4	201	50,3	13570
Suzuki	GSX-R 1000	74,5	57,3	999,1	12,9	249,8	4	190	47,5	13700
Yamaha	M25	81	48,5	249,9	15,0	249,9	1	59	59,0	14000

Podemos ver cómo todas las motocicletas analizadas, para valores semejantes de rpm e igual cilindrada unitaria, obtienen valores de potencia de en torno a los 50Cv. Podemos explicar que nuestro motor obtenga algo más de potencia, dado que es un motor con la carrera algo más corta y gira más rápido, de tal manera que su rendimiento volumétrico óptimo, se encuentra a más rpm dado que permite conductos de admisión y escape ligeramente más grandes.

Por tanto, estos valores no nos sirven solamente como comparativa sino como guía para nuestro diseño, ya que los datos sobre motores comerciales están mucho más abiertos que los datos sobre motores de competición, y nos será relativamente sencillo encontrar valores sobre avances de encendido y cruces de válvulas.

Al ser motores que necesitan respirar, o sea que al girar muy rápido requieren de grandes volúmenes de aire para alimentarlos, los conductos de admisión suelen ser muy grandes, aprovechando todo el espacio disponible que nos deja una cámara de tipo hemisférico con bujía centrada, y además suelen ser lo más rectos posible, minimizando las pérdidas de carga. Podemos ver en la siguiente imagen una vista en corte del motor Honda NSF250:

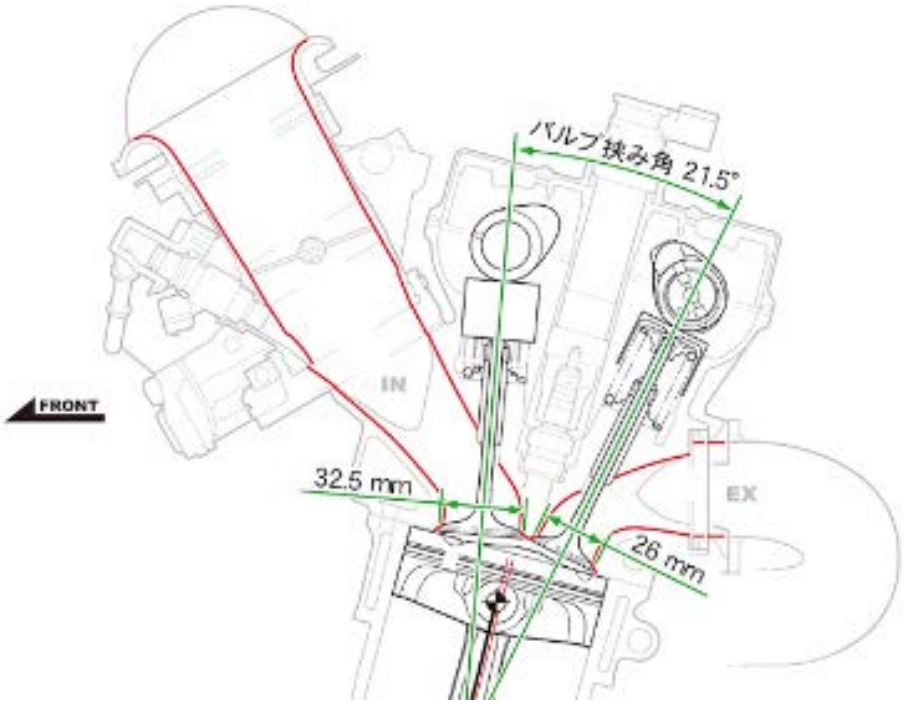


Figura D.31: Vista en corte de una Honda NSF 250 de Moto3.[46]

Se pueden apreciar unos conductos de admisión que son lo más anchos y rectos que nos permite la propia geometría del motor, y si nos fijamos en la misma vista para un motor de entre los analizados anteriormente como comparativa, tenemos:



Figura D.32: Vista en corte de la culata de una Aprilia RSV4 de 2012.[47]

Podemos ver claramente cómo el método constructivo de la culata es el mismo que para el tipo de motor de competición que se emplea en Moto3, de tal manera que podemos emplear ésta disposición como ejemplo para nuestro propio diseño. Dado que existen múltiples coincidencias entre todos los datos para la comparativa dada anteriormente, y además se ha probado de diferentes maneras que el método gráfico y los datos que proporciona como resultados son los más semejantes a la realidad, podemos decir que el método de cálculo queda validado, así como sus resultados.

D.10. Conclusiones del estudio:

Tras estudiar la termodinámica del ciclo desarrollado en el motor a proyectar, ha quedado claro que el abanico de hipótesis de cálculo es amplio, pero que la problemática a la hora de determinar cuál de todos se ajusta más a la realidad no es un asunto tan trivial como pudiera parecer. Está claro que podemos decantarnos por una opción si es la que más nos interesa, pero lo difícil es demostrar que nos podemos fiar de nuestra elección.

Hemos de tener en cuenta la importancia que tienen los valores que nos genera el estudio escogido, ya que son el *input* de carga para el sistema mecánico encargado de transformar los incrementos de presión en el interior del cilindro, en movimiento.

Por tanto, una elección errónea, en el mejor de los casos nos llevará a sobredimensionar el conjunto, restándole potencia al añadir inercia al sistema, o en el peor de los casos, no tendrá la resistencia suficiente para aguantar las cargas a las que quedará sometido, obligándonos al replanteo total de todo el diseño, ya que una vez el motor se materialice, con casi toda seguridad romperá en las primeras pruebas.

Otro aspecto a tener en cuenta, es que los valores de potencia son dados para un determinado régimen de giro, pero para que esto sea real, tendremos que provocar, mediante un diseño adecuado de la culata, que el rendimiento volumétrico máximo a plena carga se dé a dicho régimen, de tal manera que realmente el ciclo de trabajo producido en el motor se ajuste a lo calculado.

Los criterios de diseño de la culata, además de ser dictados por la bibliografía de manera orientativa [4][43], pueden ser estudiados mediante software CFD, para evaluar el llenado del cilindro para diferentes regímenes de giro, carga, tiempos de apertura de válvulas, y distancia de apertura de las mismas. De ésta manera podremos seleccionar la opción óptima para nuestro caso concreto.

Sobre todo, la redacción de éste capítulo ha servido como aprendizaje sobre los procesos termodinámicos que tienen lugar dentro de un motor de combustión interna, así como todos los factores que los influencian, afectando al desempeño del mismo. También nos han puesto sobre aviso en torno a la diferencia existente entre hipótesis analíticas y la realidad existente en los motores, y cómo quedan afectados por fenómenos de dispersión (variaciones cíclicas [43]) que han de ser tenidos en cuenta.

Por último, se ha definido un ciclo y unas cargas sobre el sistema mecánico del motor, y la potencia esperada nos da un valor competitivo respecto del resto de motores existentes en Moto3, de tal manera que uno de los objetivos del proyecto, una vez se complete el diseño, estará cumplido.

ANEJO E: ESTUDIOS DE OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO

E.1. Introducción:

El presente anejo, trata la identificación, estudio y definición de aquellos parámetros constructivos de nuestro motor que influyen sobre su rendimiento, la entrega de potencia, y la manera de la cual lo hace.

El motor alternativo de combustión interna, toma su energía de un combustible, en nuestro caso gasolina, y de un comburente, que en todo caso será aire. Por ello, la manera de la cual los fluidos se mueven dentro del motor, determinará en gran medida tanto su comportamiento, como su rendimiento.

El elemento encargado de introducir la mezcla hacia el cilindro, y de evacuar los gases residuales de escape, así como de confinar la combustión y de regular el flujo de gases, es la culata.

En base a su diseño, podremos adaptar el *performance* de nuestro motor a las necesidades que creamos oportunas. Aquellos parámetros de elementos mecánicos que nos permiten regular su funcionamiento, y que son susceptibles de ser optimizados en una dirección concreta, son los siguientes:

- Diámetro de los conductos de admisión
- Forma de los conductos de admisión
- Tiempos, distancia y desarrollo de la apertura y el cierre de las válvulas de admisión (diseño de las levas de admisión)

Los conductos de escape, suelen ser siempre más estrechos que los de admisión, y generalmente tienen una forma bastante típica. El “cruce” de válvulas suele ser función de los ángulos de cigüeñal entre los que se desarrolla la apertura de las válvulas de admisión.

Todos éstos parámetros, y otros que se comentarán a continuación, influirán de una manera directa sobre la cantidad de mezcla fresca que conseguiremos introducir en el cilindro en cada ciclo. A más mezcla, más energía disponible, de tal manera que más potencia si se dan los factores adecuados. El parámetro que describe hasta qué punto es óptimo el llenado de los cilindros de un MACI se conoce como rendimiento volumétrico, y es variable con el régimen de motor, su carga, y todos los parámetros comentados anteriormente sobre la culata.

Otro factor limitante en cuanto al diseño de los conductos y de los órganos inherentes a ellos, se encuentra en el diámetro del pistón, y en la capacidad que tienen las válvulas de escape y la propia culata para evacuar el calor sin sobrecalentarse.

Tanto la cabeza del pistón como la culata, deben de ser diseñados de tal manera que no se creen puntos calientes que puedan detonar la mezcla fresca antes de ser alcanzada por el frente de llama que se desarrolla cuando la bujía enciende la mezcla.

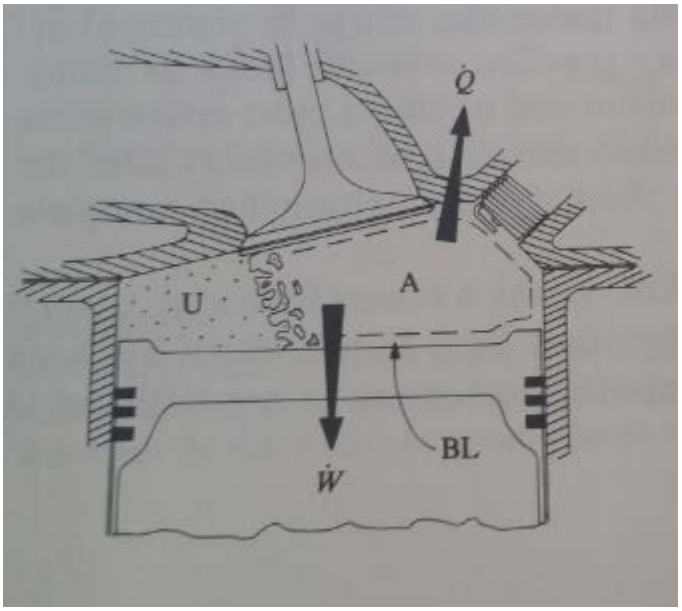


Figura E.1: Sección longitudinal de un cilindro en la que se esquematiza el proceso de avance del frente de llama. [43]

Como podemos ver en la imagen, la mezcla se quema partiendo desde la bujía, generando un frente que barre toda la superficie del cilindro (área A). La mezcla aún sin quemar (área U) es sometida a presión y a transferencia de calor por parte de la mezcla que está reaccionando, de tal manera que si se dan condiciones extremas de presión y temperatura en la mezcla fresca, ésta puede iniciar la combustión por sí sola antes de ser alcanzada por el frente de llama.

Si existen zonas con formas puntiagudas en la superficie de la cámara de combustión o del pistón, entonces puede incrementarse el riesgo de detonación, ya que éstas se convierten en puntos calientes por donde la mezcla es susceptible de iniciar una combustión espontánea.

Es por ello que se debe intentar que el avance del frente de llama sea lo más rápido posible hasta la zona perimetral del cilindro, y por ello suelen emplearse cámaras de combustión con la bujía centrada, y hemisféricas, ya que además de permitir un barrido rápido por parte de la combustión, permiten geometrías muy homogéneas, de tal manera que es más complejo que haya zonas con mezcla fresca susceptibles a detonarse por sí solas.

Cuando la relación de compresión que se busca es extrema (por encima de 12:1), todas las superficies que componen la cámara de combustión son trabajadas y suavizadas en busca de satisfacer las premisas anteriores, como podemos ver en la figura siguiente:



Figura E.2: Culatas de una Ducati 848. [48]

E.2. Objetivos y variables del estudio:

Tal y como hemos dicho anteriormente, nos interesará optimizar todos aquellos parámetros que sean susceptibles de cambiar el comportamiento del motor, de tal manera que estableceremos los objetivos del estudio, y posteriormente definiremos el estudio variable por variable.

E.2.1. Objetivos del estudio:

Mediante éste estudio, se pretende optimizar el diseño de la culata, de tal manera que la entrega de par y potencia se dé en la zona más extensa posible a alto régimen, que es donde se empleará éste motor, diseñado para competición.

Para ello, se definirán ciertas combinaciones de ciertas variables, con el fin de estudiar cómo afecta cada variable y cada combinación de las mismas al *performance* del motor. Una vez se completen los estudios, se escogerá aquel paquete de valores para las variables que nos garantice un comportamiento lo más cercano posible al definido como objetivo.

Se debe tener en cuenta que el ajuste fino de las variables se llevará a cabo en la fase de pruebas de los primeros prototipos fabricados, de tal manera que el objeto de éste estudio es definir los parámetros de fabricación de éstos, sin que tengan por qué corresponderse de manera exacta con los valores definitivos tras el ajuste fino mediante test reales. La cuestión es acertar si es posible, o quedarse lo más cerca que nos permitan los métodos existentes.

Los ensayos, realizados mediante ordenador, emplearán ProEngineer para el CAD, ANSYS Gambit para el mallado de la geometría CAD, y ANSYS Fluent para la resolución de las simulaciones por mecánica de fluidos computacional (CFD). La metodología empleada en cada uno de ellos será explicada y definida en el presente Anejo.

E.2.2. Diámetro de las válvulas:

Este parámetro queda acotado de manera constructiva por el diámetro del cilindro, de tal manera que tenemos un tope máximo para él de 32,5mm. En cuanto al mínimo, queda fijado en un diámetro de 26,5mm, ya que nos parece una opción prudente de cara a evitar que las válvulas de escape tengan una superficie excesiva y se sobrecalienten. Por tanto, tenemos acotado el estudio tanto por arriba como por abajo.

En cuanto al diámetro real de los conductos de admisión, al necesitar las válvulas de una superficie en chaflán para asentarse y cerrarlos completamente, se establecerá en 2,5mm más pequeño que el diámetro de las válvulas.

La manera más sencilla de buscar el diámetro máximo, y aquella disposición que satisfaga una mejor separación entre elementos, es abatir los planos de las bocas de los conductos sobre el plano del cilindro, de tal manera que se puedan disponer los elementos para ver si se cruzan, o si disponemos del espacio suficiente como para que todos queden correctamente dispuestos.

Se debe contar con la bujía, cuyo macho roscado está hecho en rosca M10, siendo de la marca NGK, modelo DPR9EA-9, con electrodo de Iridio.

Por tanto, si empleamos AutoCAD para disponer los elementos, tendremos la siguiente disposición para el diámetro máximo en las válvulas de admisión:

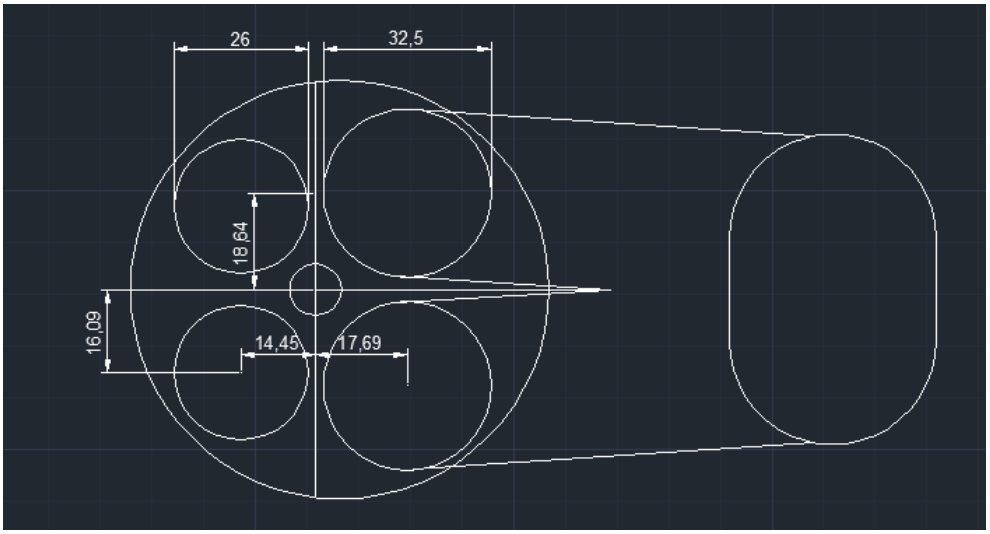


Figura E.3: Disposición geométrica de las válvulas en configuración de máxima superficie en las válvulas y conductos de admisión.

Ésta vista, nos dará un dato que no cambiará en ninguna de las variantes que emplearemos para los conductos de admisión, y es la posición de los centros de las válvulas.

Del estudio a realizar, en cuanto al diámetro de los conductos y las válvulas de admisión, esperamos un comportamiento que se resume en lo siguiente:

- A más diámetro, en los conductos de admisión, la admisión óptima se produce a una mayor velocidad media del pistón (a más rpm).

Por tanto, una vez se sobrepasa el máximo (en cuanto a régimen de giro), las pérdidas de carga debidas a la velocidad empiezan a pesar sobre el poder de succión del pistón en su carrera descendente, y la cantidad de aire que es capaz de absorber el motor disminuye.

Una manera de optimizar el comportamiento del motor, es buscar aquella configuración que nos proporcione una mejor carga del cilindro durante el mayor tiempo posible mientras se acelera el motor. Esto repercutirá directamente en una curva de par más “llena”.

E.2.3. Forma de los conductos de admisión:

Para la forma, no estudiaremos alternativas en cuanto al principio constructivo, ya que en motores rápidos la tipología de los conductos responde a un diseño muy concreto, por tanto los principios constructivos a definir son los siguientes:

- Trayectoria de los conductos
- Diámetro y posición de las bocas de los conductos
- Sección de los conductos

Por tanto, una vez estudiadas las alternativas ya existentes, hemos escogido una sección perfectamente circular, y en la siguiente figura, podemos ver una sección en corte de un conducto de admisión cuya válvula es de 32,5mm de diámetro:

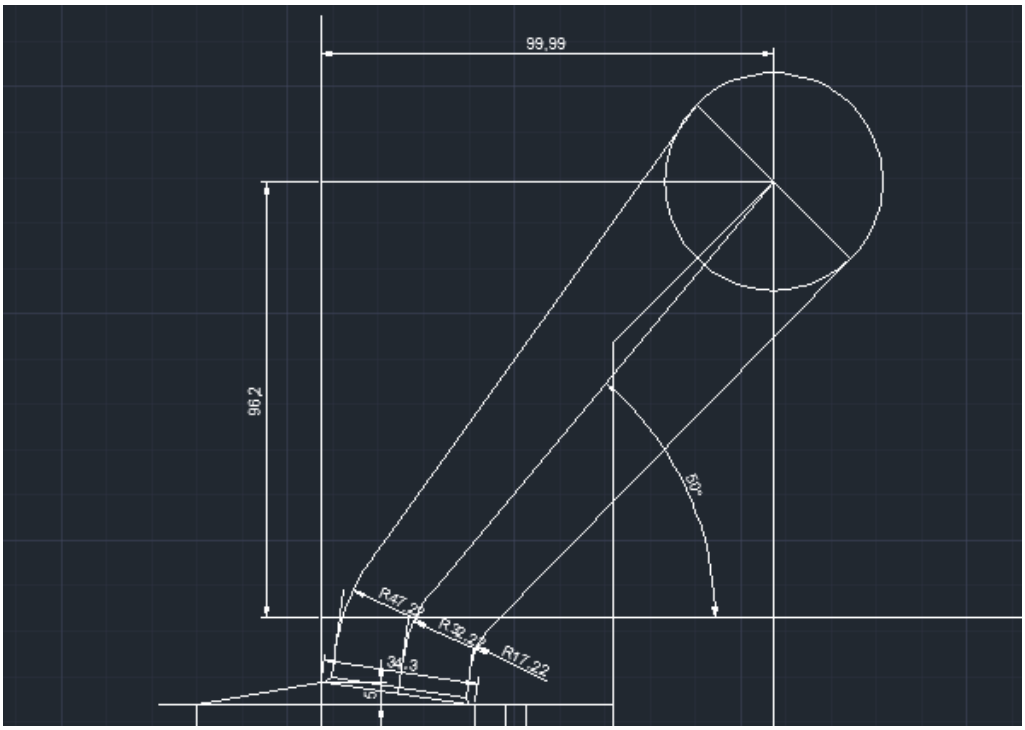


Figura E.4: Disposición geométrica de uno de los conductos de admisión que emplean válvulas de 32,5mm de diámetro.

Podemos ver en la figura, que la sección se mantiene constante en un diámetro de 30mm hasta pasada la curvatura, desde donde se vuelve cónico hasta la boca, que tiene un diámetro de 50mm en todos los casos. La trayectoria del eje central, es fija para todos los casos de estudio, así como el diámetro de la boca, por tanto solamente cambia el final del conducto en su salida hacia la cámara de combustión, aunque con igual principio constructivo que el visto en la imagen.

El plano sobre el que se desarrolla la trayectoria, es paralelo al plano transversal al cilindro, de tal manera que ambos conductos terminan por unirse en uno solo antes de alcanzar la boca. Se dará por hecho que ambos conductos deberán ser mecanizados y equilibrados en cuanto a presiones dinámicas para que el estudio tenga validez en éste aspecto.

Una vez definidos los parámetros principales, los diámetros de conducto, con sus diámetros de válvula correspondientes son los siguientes:

Tabla E.1: Parejas de diámetros a ensayar.

	mm	mm
OPCIÓN	D conducto	D valvula
1	24	26,5
2	26	28,5
3	28	30,5
4	30	32,5

La cámara de combustión, por otro lado, será mixta en pistón y en culata, de tal manera que las válvulas de admisión y de escape puedan tener un mayor cruce, al permitir el pistón su bajada por debajo del plano que conforma la parte superior del bloque motor.

Podemos ver que según Heywood [43], los diámetros más comunes según el tipo de cámara de combustión son los siguientes:

Tabla E.2: Diámetros de válvulas usuales según la aplicación del motor. [43]

Valve head diameter in terms of cylinder bore B[11]

Combustion chamber shape†	Inlet	Exhaust	Approximate mean piston speed, max power, m/s
Wedge or bathtub	0.43–0.46B	0.35–0.37B	15
Bowl-in-piston	0.42–0.44B	0.34–0.37B	14
Hemispherical	0.48–0.5B	0.41–0.43B	18
Four-valve pent-roof	0.35–0.37B	0.28–0.32B	20

Sabiendo que el diámetro de nuestro motor es de 81mm, la carrera es 48,5mm, y que la velocidad media máxima del pistón en función de las rpm puede calcularse como [4]:

$$u = C \cdot \frac{n_{MAX}}{30000} \qquad \text{(Ec. E.1)}$$

Tendremos una velocidad media que será la siguiente:

$$u = 48{,}5 \cdot \frac{14000}{30000} = 22{,}64 m/s$$

Y por tanto, al ser un motor de 4 válvulas, corresponde con el cuarto caso, cuyo croquis tipo para el diseño de la culata puede verse en la figura siguiente:

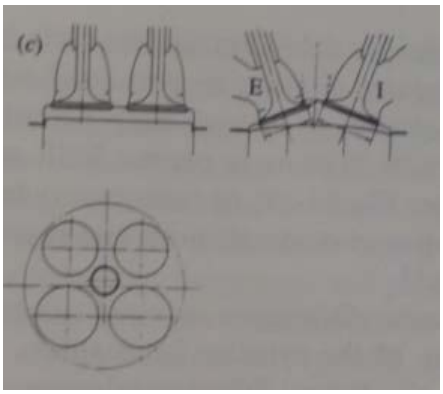


Figura E.5: Tipología de cámara de combustión correspondiente al caso 4 de la tabla E.2. [43]

Y por tanto, los diámetros de válvulas deberían oscilar entre los valores expuestos en la siguiente tabla:

Tabla E.3: Comparativa entre valores teóricos y estudiados para el diámetro de las válvulas.

	ADMISIÓN		ESCAPE	
	MIN	MAX	MIN	MAX
TEORICO	28,4	30,0	22,7	25,9
EMPLEADO	26,5	32,5	26	26

Podemos ver cómo los diámetros máximos a emplear son ligeramente superiores, sobre todo en la admisión, y esto puede explicarse dado que las cifras empleadas por la bibliografía son para motores de hasta 20m/s de velocidad media de pistón, y en cambio en nuestro caso la excedemos, aun teniendo el mismo tipo de cámara de combustión.

E.2.4. Comportamiento de las válvulas de admisión:

Las válvulas, podrán abrirse y cerrarse antes o después, de tal manera que permanezcan abiertas más o menos tiempo. Otro aspecto sobre el cual se puede actuar, es la distancia que bajan, de la cual dependerá de forma inherente la sección de paso para la mezcla a través de las válvulas. El diseño de las levas que las empujan, dictará la posición de la válvula respecto de su punto de reposo (cerrada), y el diagrama de desplazamientos correspondiente, tendrá una forma parecida a la siguiente:

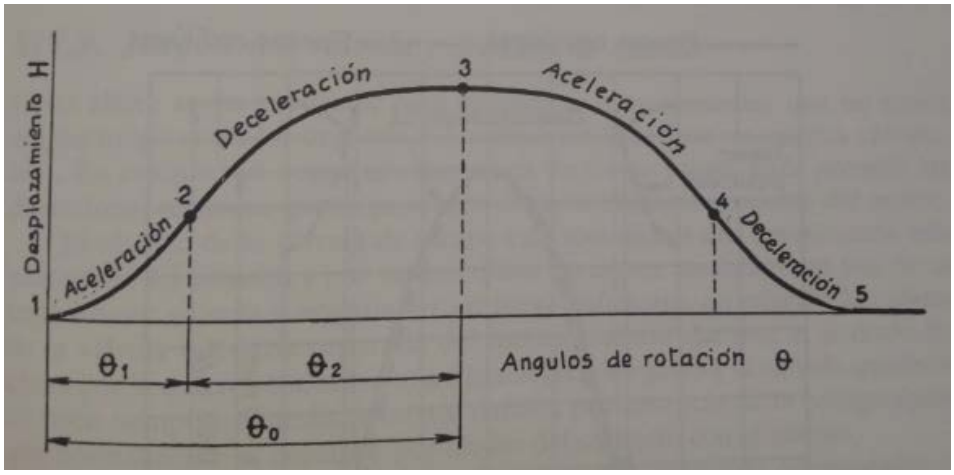


Figura E.6: Diagrama tipo para el desplazamiento de una válvula. [4]

La posición fijada para las válvulas en cada momento, determinará de forma directa su velocidad, aceleración y sobreaceleración (si fuera necesario) en cada momento.

El diagrama de desplazamientos quedará acotado por el ángulo total durante el cual las válvulas de admisión estarán abiertas.

Otra manera de ver cómo se comporta la distribución en un MACI, es ver un diagrama en el que se disponen los tiempos de apertura de las válvulas de admisión y escape mediante su ángulo real, tal y como vemos en la siguiente figura:

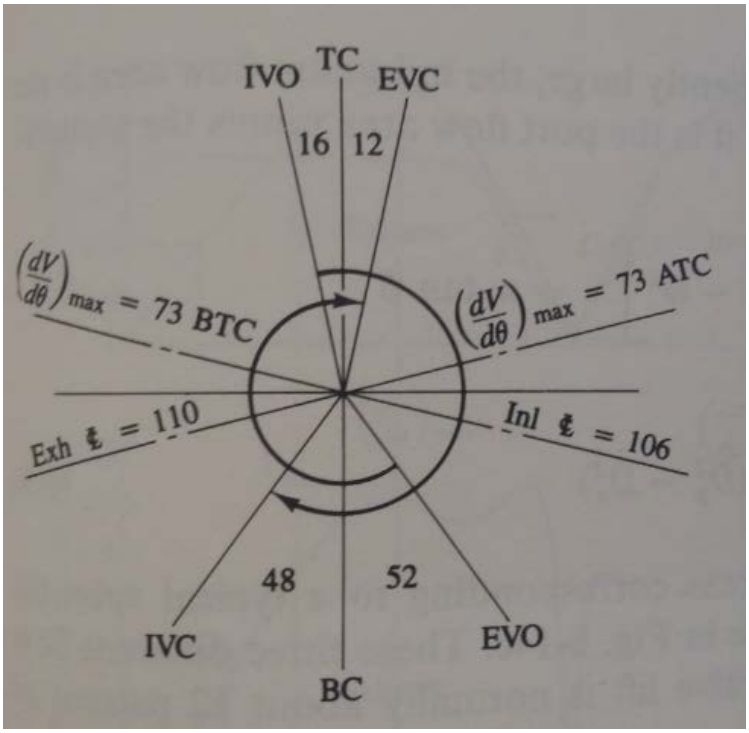


Figura E.7: Diagrama tipo para los ángulos de apertura de las válvulas de admisión y escape en un MACI de encendido provocado. [43]

Según Heywood, lo normal es que las válvulas de admisión se abran entre 10 y 25º antes de que el pistón en su carrera de escape alcance su punto muerto superior, de tal manera que el valor máximo que podemos emplear suele estar limitado geométricamente por la interferencia directa de las válvulas con el pistón que asciende. La entrega de potencia del motor es relativamente insensible a éste parámetro, de tal manera que para favorecer un tiempo de admisión máximo, emplearemos aquél ángulo máximo que nos quede determinado por la cinemática de las válvulas y del pistón, evitando su interferencia.

En cuanto al cierre de las válvulas de admisión, suele ocurrir entre 40 y 60º después de que el pistón alcance el punto muerto inferior, acabando la carrera de admisión, de tal manera que se pueda seguir introduciendo mezcla fresca al cilindro aprovechando la inercia de la mezcla que está en los conductos de admisión, y que la presión en el cilindro suele ser en ése momento (PMI) menor a la existente en los conductos.

El ángulo de cierre de las válvulas de admisión es uno de los factores que determinan el rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor de una manera más crítica, así como la bajada de las válvulas [43], tal y como podemos ver en la siguiente figura:

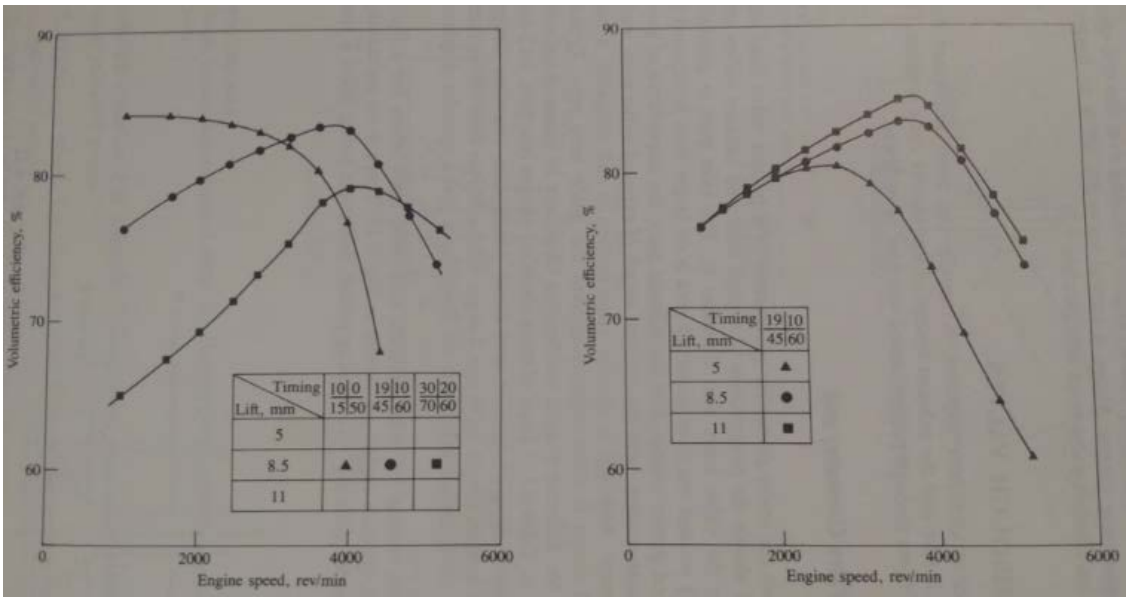


Figura E.8: Rendimiento volumétrico de un MACI en función de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas, y en función del *valve lift*. [43]

Podemos ver cómo el rendimiento volumétrico de un motor, aun disminuyendo ligeramente, se desplaza hacia zonas con altas rpm cuanto más tiempo se mantienen abiertas las válvulas de admisión y escape, en éste caso, teniendo:

- Admisión: Apertura 30º antes del PMS (Es), cierre 70º después del PMI (C)
- Escape: Apertura 60º antes del PMI (Ex), cierre 20º después del PMS (A)

Correspondiendo las letras entre paréntesis a la carrera que estará realizando el ciclo en ése instante:

- (A): Admisión
- (C): Compresión
- (Ex): Expansión
- (Es): Escape

También influye positivamente en el desplazamiento del rendimiento volumétrico hacia alto régimen el hecho de que las válvulas bajen más, dejando un área de paso a los gases que será mayor y más óptima a alto régimen.

Para las válvulas de escape, según Heywood [43], tenemos que se emplea una apertura temprana de las mismas, durante el final de la carrera de expansión (unos 60º antes del PMI), dado que de ésta manera podemos igualar lo antes posible la presión del cilindro con la del colector, reduciendo las pérdidas por bombeo en la carrera de escape al ser menor la presión interna en el cilindro. Además al existir una diferencia de presión entre colector y cilindro, se favorece la salida natural de los gases, que al tener ya movimiento cuando el pistón empieza a empujar la cantidad de ellos que queden en ése momento (PMI), pueden abandonar el cilindro de una manera más óptima.

En cuanto al cierre, citando a la misma fuente bibliográfica [43], suele producirse entre 8 y 20º después del paso del pistón por el PMI para iniciar la carrera de admisión. Un cierre tardío evita que el pistón llegue a bombear el fluido que reste por expulsar, y favorece que al inicio de la admisión la presión interna en el cilindro sea baja, y se genere succión lo antes posible. Un cierre tardío favorece la potencia máxima, al ser óptimo a alto régimen, pero por el contrario se pierde par motor a bajo régimen y estabilidad de la combustión al ralentí, al existir en la mezcla en compresión una cantidad notable de gases residuales.

Podemos ver que el retraso del cierre de las válvulas de escape no nos afecta, porque el uso del motor se hará a alto régimen, y el ralentí será alto, estabilizando así de manera directa la combustión. Es común que en motores rápidos las válvulas de admisión se empiecen a abrir poco antes o después de que las válvulas de escape empiecen a cerrarse.

Por tanto y desde éste punto, fijamos los tiempos de las válvulas de escape a apertura 60º antes del punto muerto inferior de la carrera de expansión, y a cierre 20º después del punto muerto superior de la carrera de escape.

En cuanto a las válvulas de admisión, en base a la información de la que disponemos, podemos fijar que se abran lo antes posible, a 30º antes del inicio de la carrera con el mismo nombre, ya que maximizamos el tiempo durante el cual el motor aspira mezcla hacia el cilindro. Consideraremos que la presión dentro del cilindro cuando eso ocurra será de 1 bar a efectos de cálculo.

En cuanto al cierre, estudiaremos de manera preliminar 50, 60 y 70º después que comience la carrera de compresión. Podremos comparar cómo evoluciona el llenado en función de éste ángulo, y posteriormente buscar un valor intermedio (si se da el caso de que sea necesario), para éste valor.

Tenemos que tener en cuenta, que estos valores son válidos para el prototipo a fabricar, pero que el ajuste fino de éstos parámetros vendrá dado por las pruebas reales en banco y en las motos de pruebas donde se montará, ya que en esos ensayos se dispondrán de datos reales sobre el funcionamiento de la máquina.

En cuanto al *valve lift,* según bibliografía existe una manera de obtener un valor para partir desde una base bastante cercana a lo óptimo. Según Giacosa [4], lo normal es que para motores destinados a autotracción, la máxima velocidad media teórica de los gases a través del área de paso de la válvula, que se da a máximo régimen, oscila entre 65 y 75 m/s. El mejor grado de llenado se consigue cuando ésta está entre 40 y 50m/s. En cuanto a las válvulas de escape, el área de paso puede ser entre el 40 y el 50% superior a las dichas, repercutiendo muy favorablemente en la durabilidad y la refrigeración de las mismas. Por tanto, podemos calcular ésta velocidad como:

$$W = \frac{A_S}{A_V} \cdot u \qquad \text{(Ec. E.2)}$$

Siendo As el área de la sección transversal del cilindro, y Av la de paso a través de la válvula. La u expresa la velocidad media del pistón y se calcula según la ecuación E.1. Contando asientos de 45º, que es lo normal, se tendrá que el área de paso a través de las válvulas será de:

$$A_V = \pi \frac{\sqrt{2}}{2} H \left(d + \frac{H}{2} \right) \qquad \text{(Ec. E.3)}$$

Siendo H la distancia que baja la válvula, y d el diámetro del conducto en su desembocadura en el cilindro. Por tanto, en nuestro caso, para 14000rpm, una velocidad media de los gases de 75m/s a través de las válvulas, un diámetro de 81mm y una carrera de 48,5mm, para cada diámetro de conducto, tendremos que:

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{81^2}{4} = 5153\ mm^2$$

La velocidad media del pistón, es, recordemos, 22,64 m/s, de tal manera que las áreas de paso y los *valve lift* necesarios en cada caso, recordando que la velocidad en las válvulas de escape puede ser un 50% más grande que en la admisión, serán de:

Tabla E.4: Áreas de paso necesarias a través de las válvulas

As	5152,99735	mm2	FACTOR	1,5	We/Wa
Wa	75	m/s	We	112,5	m/s
	mm	mm	mm2	mm2	mm
OPCIÓN	D valvula	D conducto	Av	Av x Valvula	LIFT
1	26,5	24,0	1555,5	777,8	11,7
2	28,5	26,0	1555,5	777,8	11,1
3	30,5	28,0	1555,5	777,8	10,5
4	32,5	30,0	1555,5	777,8	10
ESCAPE	26,0	23,5	1037,0	518,5	8,5

Vemos pues que el valve lift de las válvulas de escape queda ya prefijado, y que se deberá estudiar cada caso para la admisión en busca del que mejor sirva a nuestros propósitos.

El perfil cinemático del movimiento de la válvula, será definido posteriormente, cuando se defina de forma preliminar la cinemática de todos los elementos móviles del sistema a ensayar en un capítulo independiente dentro de éste mismo Anejo.

E.2.5. Comportamiento en función del régimen de giro y la carga:

Al ser la cinemática de los elementos móviles programable mediante tiempo y posición, en función de las rpm del motor, podremos representar en uno o varios diagramas, cómo afecta al llenado y al rendimiento volumétrico el empleo de cada una de las soluciones propuestas anteriormente en cuanto a geometrías.

Hemos visto que el régimen de giro afecta significativamente al llenado, y por tanto debe ser evaluado en su totalidad para comprobar que el rendimiento esperado se corresponda con el deseado.

La carga, no es más que cómo el piloto regula la cantidad de aire que se permite entrar al cilindro en cada ciclo, y será realizada mediante el empleo de una mariposa que seccionará el caudal en el conducto de admisión. Se debería evaluar el comportamiento de la admisión para plena carga, de tal manera que se pueda representar la potencia esperada en un diagrama en función de la misma.

E.2.6. Resumen de parámetros:

Los parámetros a ensayar, son los siguientes:

Tabla E.5: Geometrías de conductos y valve lifts a emplear en los estudios CFD.

	mm	mm	mm
OPCIÓN	D valvula	D conducto	LIFT
1	26,5	24,0	11,7
2	28,5	26,0	11,1
3	30,5	28,0	10,5
4	32,5	30,0	10

En cuanto al régimen de giro, evaluaremos desde 4000 a 14000 rpm cada uno de los 4 casos cada 2000 rpm ambos incluidos.

Para los ángulos de las válvulas de admisión, tendremos:

- Apertura: 30º antes del punto muerto superior en la carrera de escape.
- Cierre: 50, 60 y 70º después del punto muerto inferior en la carrera de compresión, con ángulo óptimo a buscar en el rango establecido si fuera necesario.

La condición de carga a ensayar será del 100% para el caso más óptimo obtenido mediante las combinaciones de variables anteriores, y para plena carga se omitirá la existencia de la mariposa dando por hecho que el motor ha sido puesto a plena carga previamente (acelerador al 100%) y en el conducto ya se ha superado el transitorio debido al cambio de área que se produce al abrir el acelerador.

E.3. Metodología en la creación de los volúmenes (ProEngineer, CAD):

Como hemos dicho antes, vamos a emplear ProEngineer como software para crear las geometrías necesarias. Vemos que realmente tenemos sólo 4 casos en cuanto a geometría.

Como herramienta de soporte para la ubicación de ciertos puntos clave y ciertas mediciones de manera sencilla, emplearemos en paralelo AutoCAD, como ya ha podido verse en figuras anteriores en éste mismo Anejo.

La premisa para el diseño de la geometría del estudio, es que hay que modelizar todo el volumen de aire disponible desde la embocadura de los conductos de admisión, con el pistón en el punto muerto inferior y las válvulas insertadas en su lugar, de tal manera que la malla empleada posteriormente funcione como deseamos para los ensayos CFD.

ProEngineer tiene una limitación fundamental que deberemos de tener en cuenta, y es que cuando dibujas dos volúmenes sólidos uno sobre el otro, los combina o los resta, pero en ningún caso los conserva por separado. Por tanto, una manera efectiva de representar el conjunto de manera que lo podamos operar correctamente en Gambit, es realizar aquellos volúmenes que serán aire como cáscara (superficie), y la cabeza del pistón y las válvulas como sólidos.

Por tanto, tomaremos como centro del sistema de referencia, el punto central del cilindro en el plano transversal que determina el punto muerto superior. Mediante un plano auxiliar a la distancia requerida, longitudinal al cilindro, dibujaremos el esbozo del eje central de uno de los conductos de admisión, y de las trayectorias periféricas, tal y como se ve en la siguiente imagen:

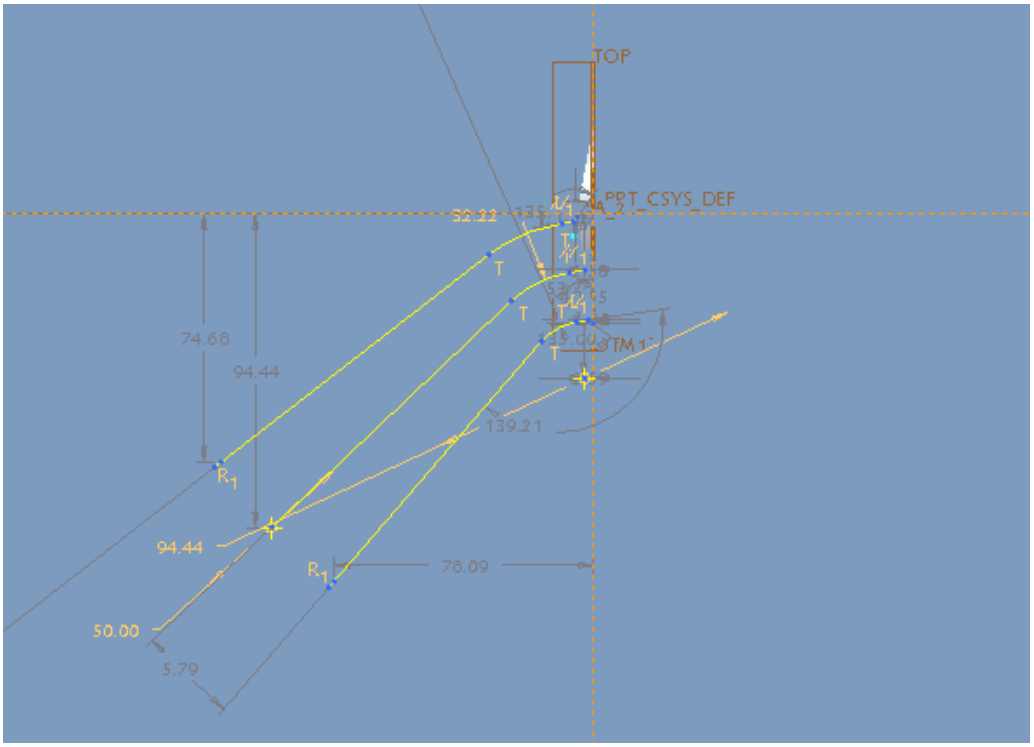


Figura E.9: Esbozo en ProEngineer de la geometría de un conducto de admisión.

Una vez dibujado, deberemos comprobar que no quede ningún elemento que no corresponda a las trayectorias o al eje central, ya que cuando queramos materializar el conducto el programa nos dará error.

Ejecutamos la orden “Barrido de sección variable” para el esbozo recién dibujado, seleccionaremos el eje del conducto en primer lugar, las trayectorias periféricas después, y por último, esbozaremos un círculo con centro en el inicio del eje central, y radio periférico en ése plano de referencia. Escogeremos como opción que forme una superficie y no un sólido como se ha explicado anteriormente, de tal manera que tendremos:

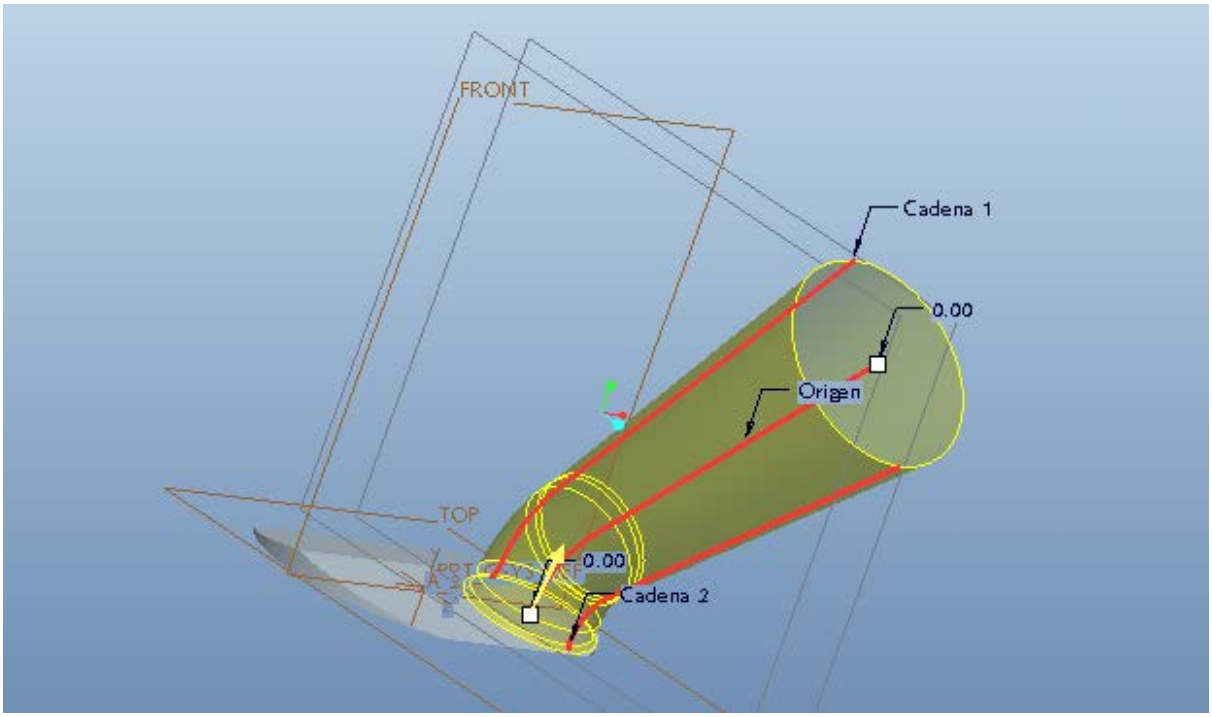


Figura E.10: Vista preliminar en ProEngineer de un conducto de admisión.

Tras dibujar éste conducto, y ya que disponemos de un plano de simetría, podremos realizar una copia del conducto para tener ya ambos, y de ésta manera posteriormente combinarlos de modo que nos quede la forma deseada.

Posteriormente, se suavizan las aristas de la intersección creada mediante un radio que va de 1 mm a 3 mm según el caso de estudio (por geometría, los conductos han de separarse lo suficientemente arriba).

Por tanto, el resultado obtenido es el siguiente:

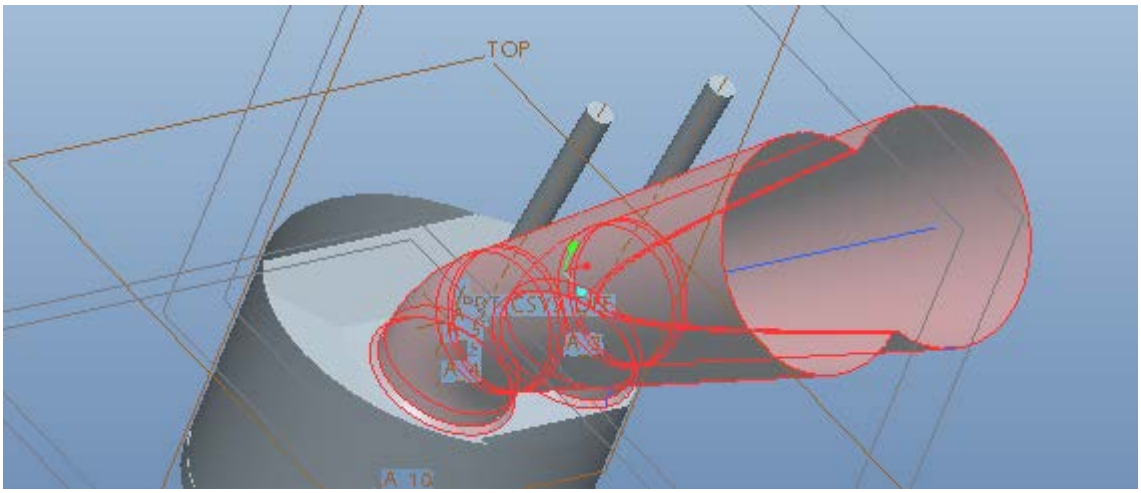


Figura E.11: Vista en ProEngineer de los conductos de admisión.

Con esto ya tenemos el primer volumen que necesitaremos para los ensayos CFD. El siguiente paso, es crear las válvulas. Se emplea para esbozo el mismo plano auxiliar empleado para crear las trayectorias de los conductos de admisión, de tal manera que tendremos lo siguiente:

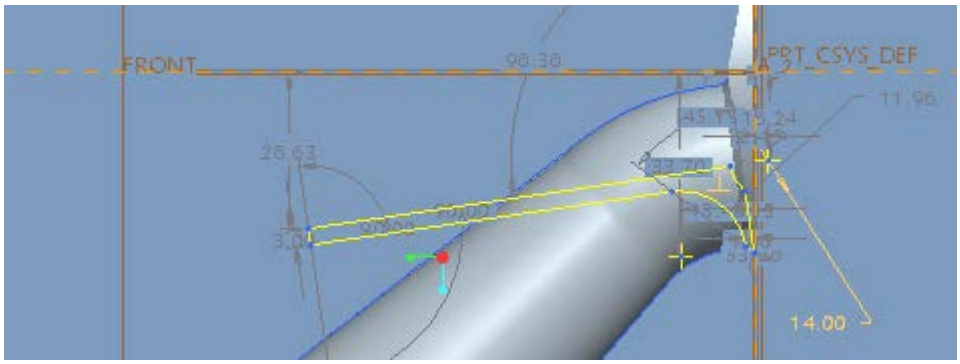


Figura E.12: Vista en ProEngineer del esbozo de una válvula.

Mediante la orden “revolución”, empleando el eje de simetría de la sección, y sin olvidar que se debe seleccionar sólido en éste caso, tendremos la válvula creada y en su posición inicial.

Haciendo uso una vez más de la orden simetría y mediante el mismo plano, obtendremos una válvula exactamente igual para el segundo conducto, de tal manera que veremos lo siguiente:

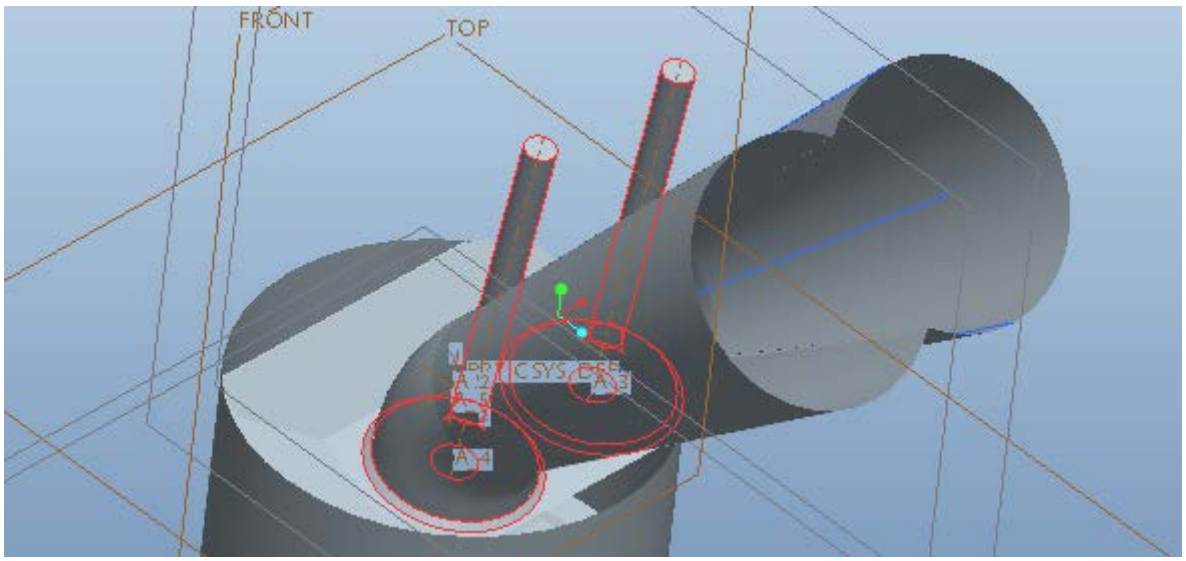


Figura E.13: Vista en ProEngineer de las válvulas colocadas en posición.

El siguiente paso, es modelar la superficie del pistón, el cual contiene parte del volumen de la cámara de combustión. Mediante la herramienta de medición de volumen, y haciendo uso de un dibujo auxiliar, tallamos la superficie del pistón de tal manera que de la relación de compresión correcta, contando con un grosor de junta de culata de 0,5mm inicialmente.

La superficie del pistón, por contener parte del volumen de la junta de culata, además permite que las válvulas se mantengan abiertas más tiempo, al darles más espacio por debajo de su plano teórico.

En la imagen siguiente, podemos ver cómo se ha modelado el pistón a través de extrusiones sucesivas, y suavizados de aristas. Sobre todo, se debe tener en cuenta que se ha modelizado como sólido.

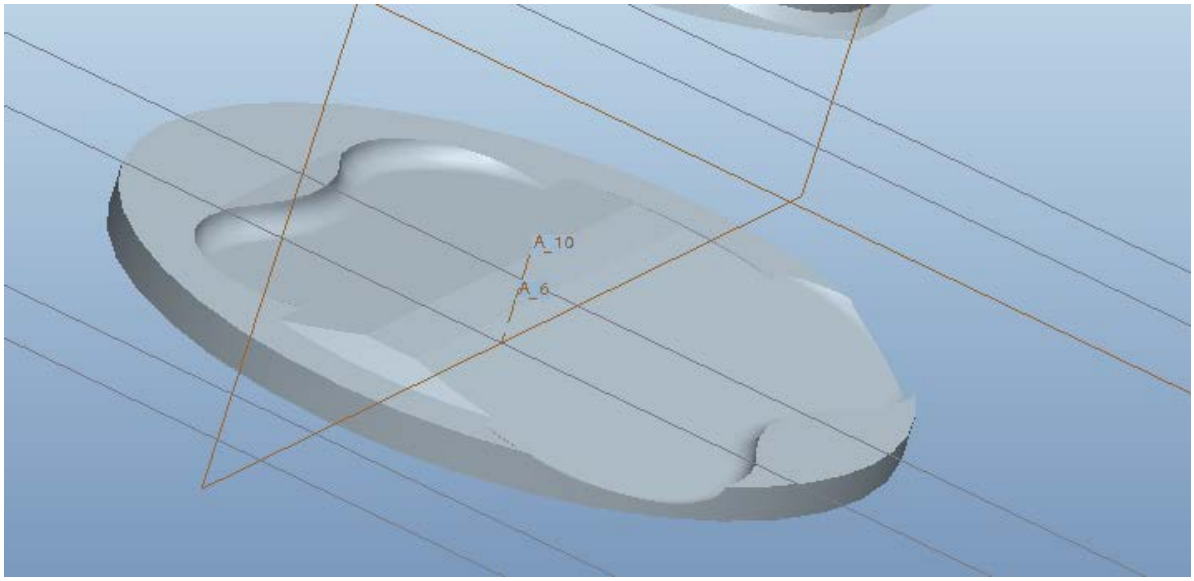


Figura E.14: Vista en ProEngineer de la superficie del pistón.

Una vez modelado el pistón, deberán modelarse el cilindro como superficie mediante la extrusión de una circunferencia, y el volumen de la cámara de combustión en la culata también como superficie y mediante extrusiones sucesivas.

Para afinar el volumen de la cámara de combustión, haremos uso de las herramientas disponibles en cuanto a intersecciones de superficies. Si se realiza la extrusión de un volumen, y se le intenta restar a una superficie, el programa dará error y no realizará la operación que deseamos.

Podemos ver en pantalla resaltados en rojo cómo han quedado modelizadas las superficies que conforman los volúmenes del cilindro y la cámara de combustión:

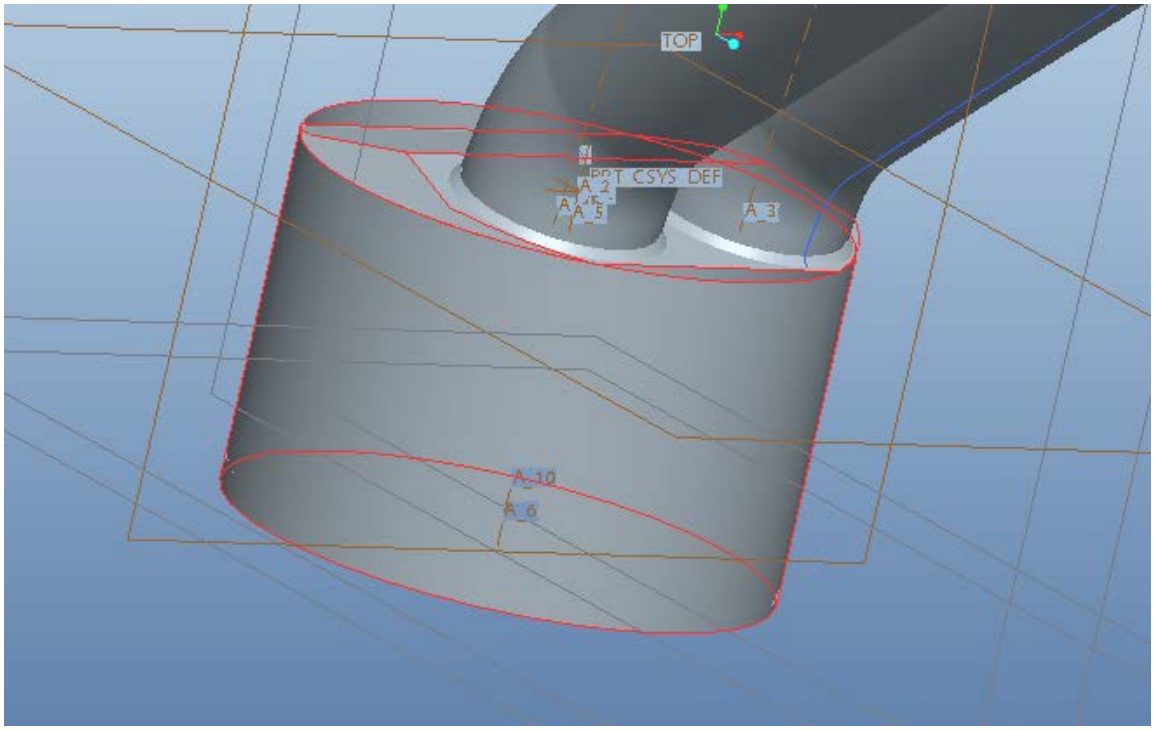


Figura E.15: Vista en ProEngineer de las superficies modeladas del pistón y el volumen de la cámara de combustión en la culata.

De ésta manera, habremos obtenido la geometría deseada para enviarla a Gambit, pero antes nos queda un paso por realizar, que es guardar el dibujo, además de como .prt, en una extensión que pueda ser traducida y leída por Gambit.

La extensión disponible que es más compatible con Gambit, es la tipo STEP, o .stp, de tal manera que guardaremos copia de la geometría en ésta extensión.

Al ser ProEngineer un programa paramétrico, nos permite reformular la gran mayoría de las geometrías simplemente cambiando los parámetros del diámetro de los conductos, de tal manera que se redibujen conductos de admisión y válvulas, ya que el resto queda inalterado en todos los casos.

Una vez se generan todos los .prt y los .stp, es hora de importarlos a Gambit y de guardarlos ya en su formato. Cuando importamos a Gambit, los sólidos que hemos dibujado los interpreta como volumen (verde) y las superficies como caras (azul), tal y como podemos ver en la siguiente imagen:

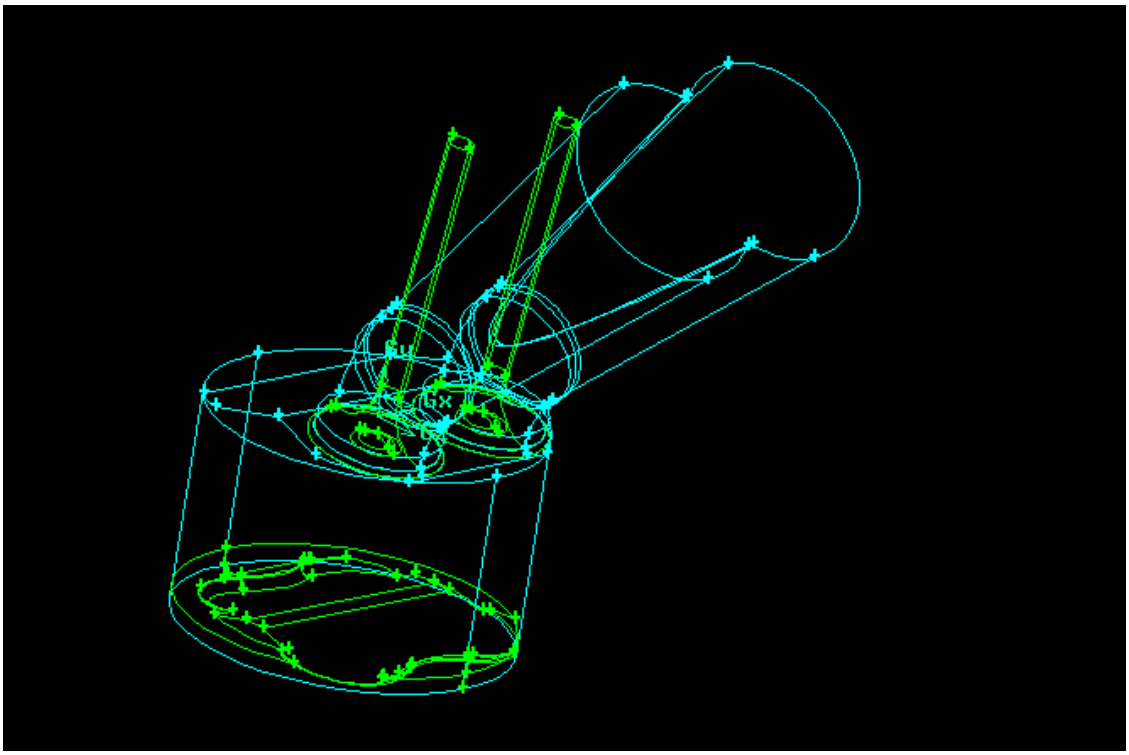


Figura E.16: Vista en Gambit de la geometría STEP recién importada.

No debe preocuparnos que la mayoría del volumen sea considerado una suma de caras, ya que podremos definir fácilmente los volúmenes a través de ellas y de ésta manera dispondremos de todas las geometrías aunque se superpongan en el espacio, cosa imposible mediante un archivo .prt de ProEngineer, aunque posible mediante un .asm, pero no legible por Gambit.

El movimiento de las partes que deben moverse, se asigna en Fluent, aunque en ProEngineer se trate la geometría como un bloque estático, la importación a ANSYS elimina las limitaciones inherentes a ProE en la misma.

E.4. Tratamiento previo de las geometrías para CFD (Gambit):

El objetivo del uso de Gambit, es crear la malla que vamos a emplear en el análisis CFD, ya con Fluent. Para ello, deberemos de importar y acondicionar las geometrías que ya hemos dibujado con ProEngineer, y definir ciertos parámetros y atributos previos en ciertas zonas de ella para que Fluent las tome como variables de entrada.

El primer paso a realizar, es importar la geometría STEP que hemos exportado desde ProE, mediante la orden File>Import>STEP que tiene Gambit.

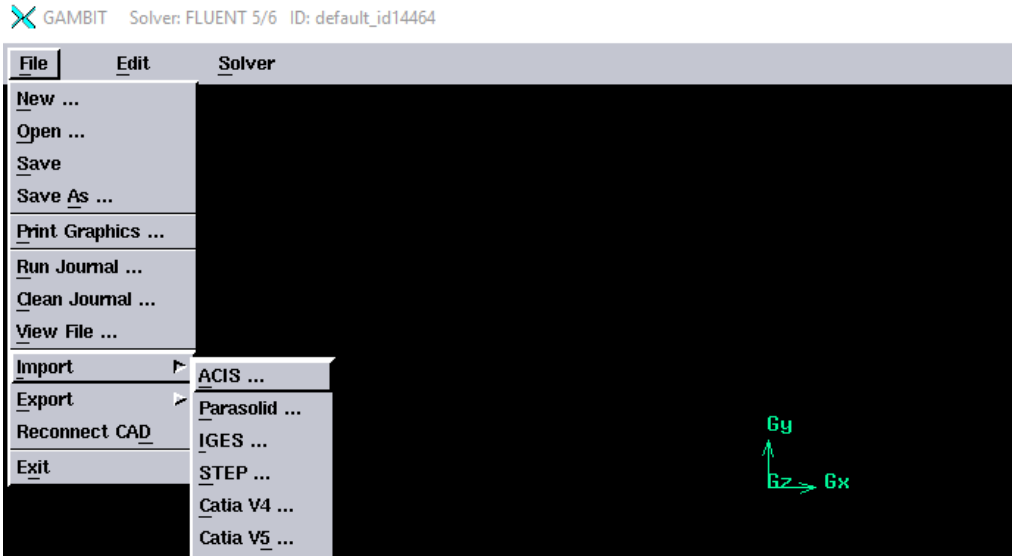


Figura E.17: Vista en Gambit de diferentes opciones de importación de geometrías.

Una vez se importa el archivo .stp designado, Gambit muestra la geometría en pantalla tal y como se ha visto en la figura E.16. Las zonas en verde corresponden a volúmenes, y las zonas en azul son caras. Los segmentos, aunque no se lleguen a emplear, se ven en amarillo, y los puntos en rojo. Es una buena manera de distinguir qué lee el programa, ya que por ejemplo no podremos hacer una malla tridimensional sin que quede contenida en un volumen.

El siguiente paso, entonces, es transformar las caras en volúmenes para que posteriormente podamos mallarlos correctamente y exportar la malla a Fluent para ensayarla. Realmente, la vista que tenemos en Gambit de la geometría nos parece que represente volúmenes, y casi es así, ya que simplemente a cada volumen incompleto solamente le restan las tapas. Éste hecho se explica mediante la siguiente vista de ProEngineer:

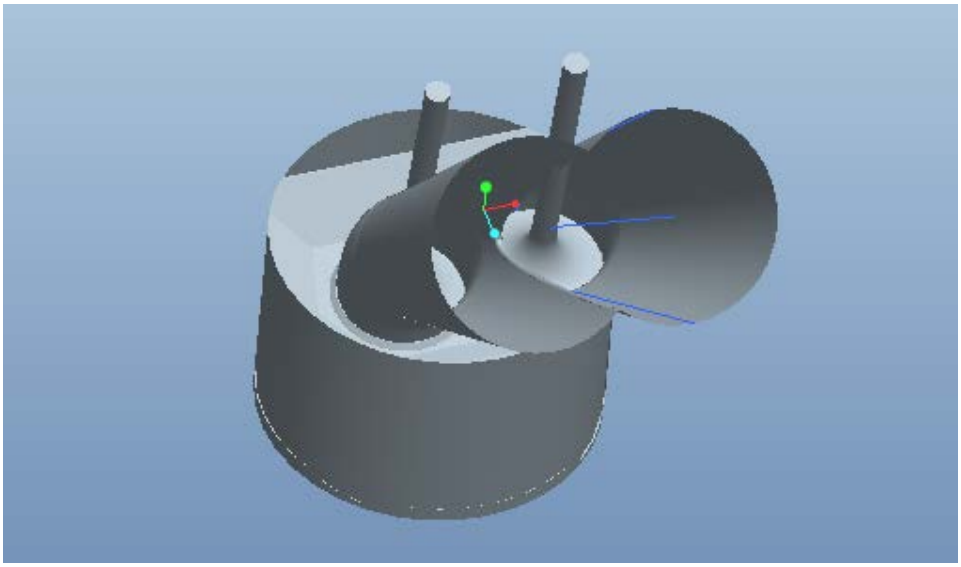


Figura E.18: Vista en ProE de la geometría de los conductos de admisión.

Como podemos ver, la geometría está completa, a falta de las tapas inferior y superior, de tal manera que mediante Gambit, podemos seguir el siguiente procedimiento para transformar las geometrías huecas en volúmenes:

- 1: Se deben definir como caras las “tapas” de las geometrías huecas.
- 2: Se deben definir como volúmenes las geometrías huecas, seleccionando todas sus caras, incluidas las recién creadas como tapas.
- 3: Una vez creados los volúmenes individuales, se deben combinar entre ellos adecuadamente para dejar un único volumen que represente la parte hueca que suman cilindro, cámara de combustión (pistón+culata) y los conductos de admisión.

Una vez completados los pasos, deberíamos disponer de un volumen que tendría que poder mallarse en 3 dimensiones para llevar a cabo el análisis CFD de la geometría completa. Si comenzamos definiendo las caras de los extremos de las geometrías huecas, el procedimiento consiste en seleccionar las aristas perimetrales a cada una de ellas, como podemos ver en la siguiente imagen, en la que se está definiendo una cara lateral de la cámara de combustión en la culata:

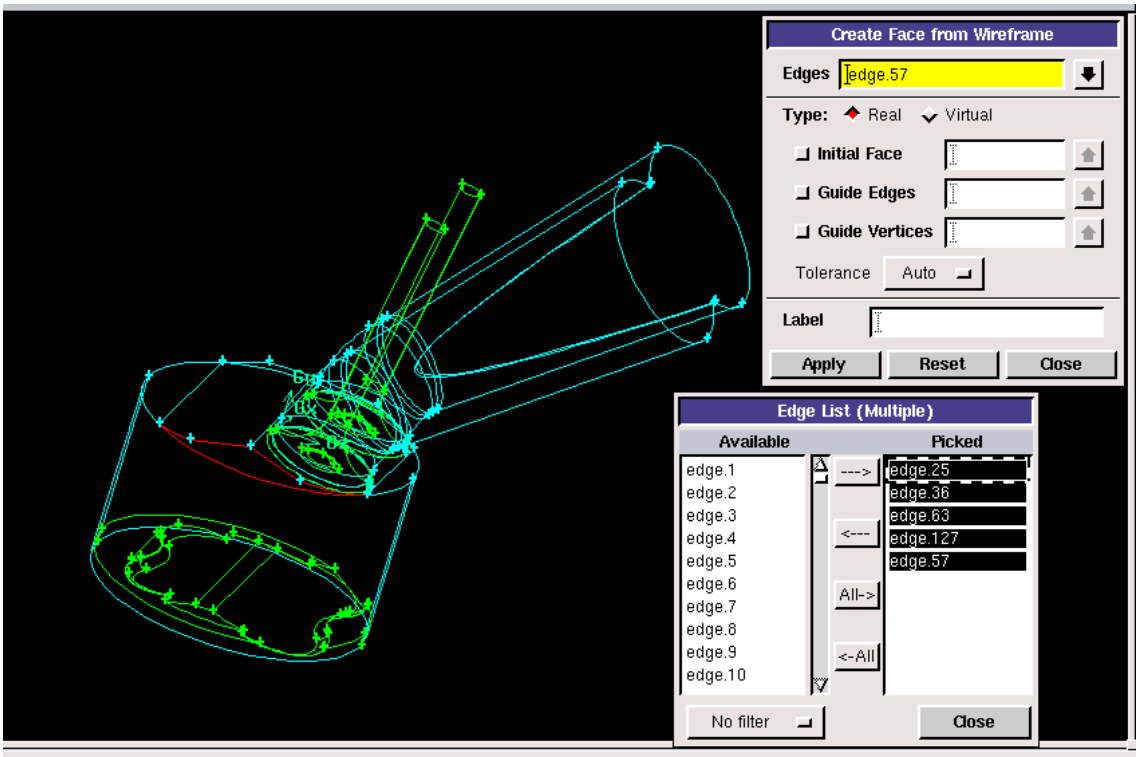


Figura E.19: Vista en Gambit de la definición de una cara en la geometría.

Éste mismo procedimiento se realizará para todas las caras extremas que aún no estén definidas, y que formen parte de volúmenes que son tomados como superficies. Es bastante importante leer el cuadro de diálogo que mantiene Gambit con nosotros, ya que al crear entidades nos comunica su nombre. Apuntar los nombres de los elementos creados es bastante útil a la hora de crear elementos más complejos en orden ascendente en cuanto a dimensiones y atribuciones (puntos>aristas>volúmenes>mallado>atributos).

Una vez se tengan todas las caras definidas, iremos a la casilla “Volume”, y comenzaremos a definir los volúmenes uno por uno, por separado, hasta tener una geometría totalmente formada a base de volúmenes. Podremos definir un volumen, seleccionando todas las caras que lo componen, tal y como puede verse en la imagen siguiente:

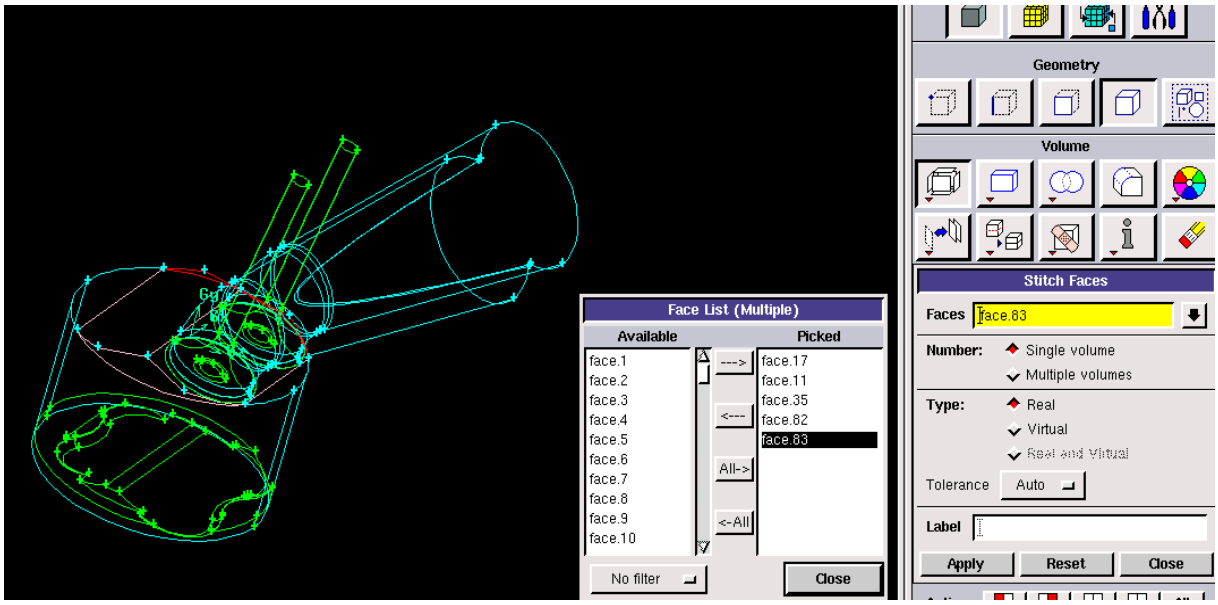


Figura E.20: Vista en Gambit de la definición de un volumen en la geometría, a partir de las caras importadas de ProE, y las definidas en Gambit.

Una vez hemos definido todos los volúmenes, tendremos que realizar entre ellos las operaciones que sean necesarias para que no se solapen entre ellos, ya que esto impediría que el programa mallase correctamente el volumen correspondiente al aire. Las válvulas son un caso aparte, ya que se tratarán como vacío sólido tridimensional, y no quedarán malladas.

Es muy importante en éste paso, fijarnos en el nombre que le asigna el programa a cada volumen, de tal manera que a la hora de combinarlos estemos seguros de las opciones que escogemos.

Un ejemplo sobre el uso de geometrías huecas, lo podemos ver en la siguiente imagen, proveniente de una simulación de un flujo de aire a través de un conducto rectangular, con un obstáculo cilíndrico que es tomado como hueco:

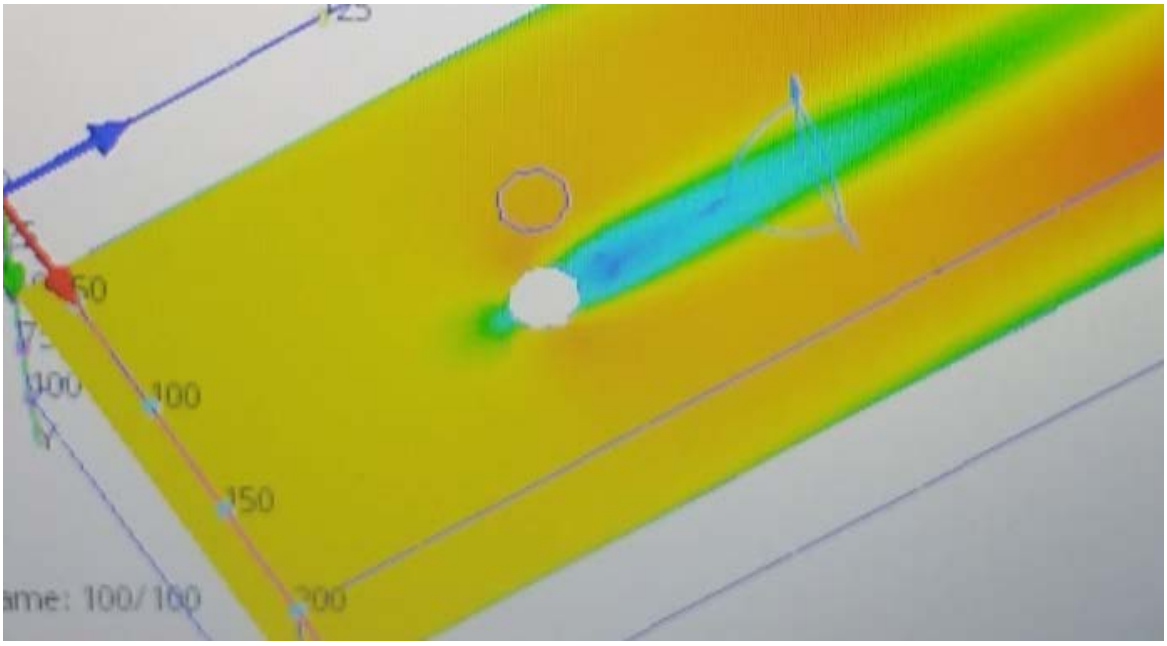


Figura E.21: Vista en Autodesk CFD 2016 la simulación de un flujo de aire a través de un conducto rectangular, con un obstáculo cilíndrico.

Como podemos ver, cuando simulamos un modelo mediante CFD, lo que realmente nos interesa es el volumen susceptible de contener fluido, de tal manera que cualquier geometría que no corresponda a ésa premisa, puede ser tomada como hueco sólido, y no requiere de mallado, ya que sus condiciones internas no nos interesan en éste estudio. Los análisis mediante MEF, que corresponde a Método de los Elementos Finitos, nos permiten, sin embargo, evaluar los esfuerzos y frecuencias propias de vibración de cada pieza de manera interna, pero se realizarán en otros Anejos posteriores.

El siguiente paso que vamos a realizar, es la unión o combinación de volúmenes, de tal manera que todo aquél volumen que vaya a contener aire, quede incluido en un solo volumen total que represente toda la geometría. Para ello, las geometrías solapadas deberán ser restadas en primer lugar, siendo éste el caso del pistón y el cilindro, que quedan solapados tal y como puede verse en la siguiente imagen:

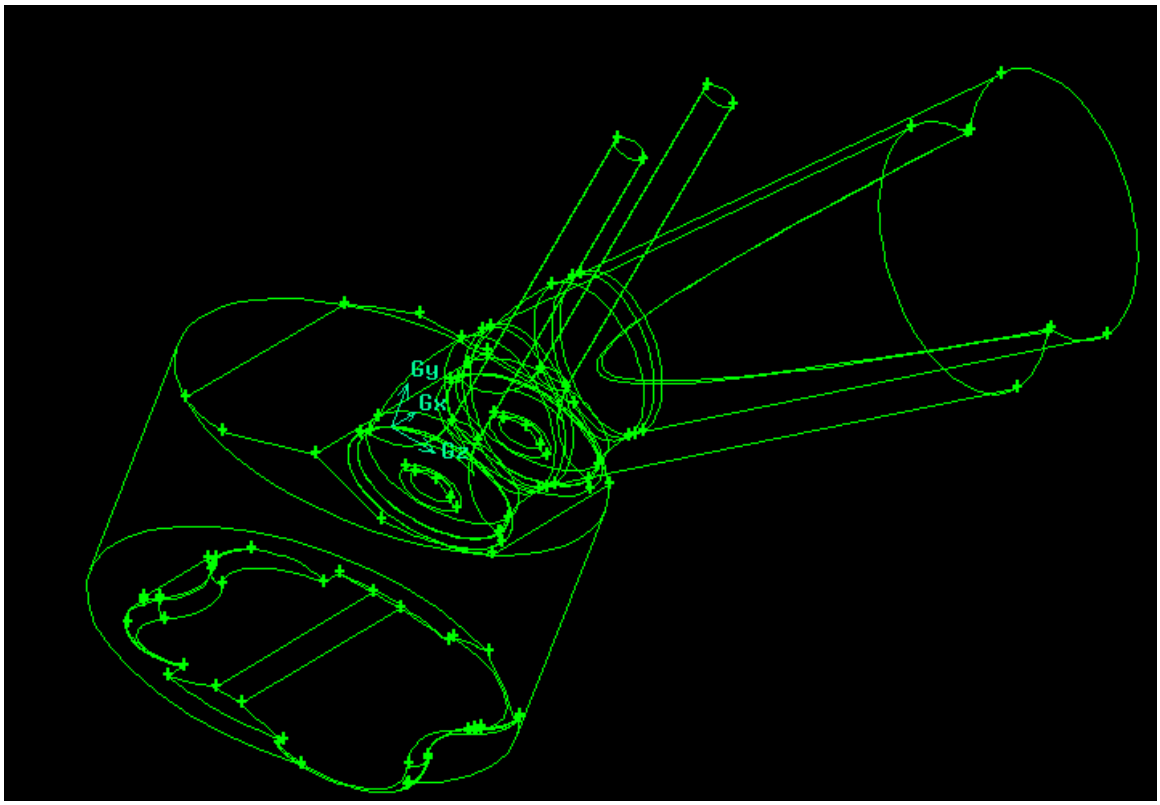


Figura E.22: Vista en Gambit de la geometría ya con el pistón restado del cilindro.

Los siguientes pasos serán, por orden, unir la cámara de combustión al nuevo volumen del cilindro, y posteriormente, unir los conductos de admisión al volumen que conformará el cilindro junto con la cámara de combustión.

La siguiente figura, nos muestra ya la geometría completa, pudiendo ver en rojo el volumen que será contenido por aire, y en verde, los volúmenes de las válvulas de admisión:

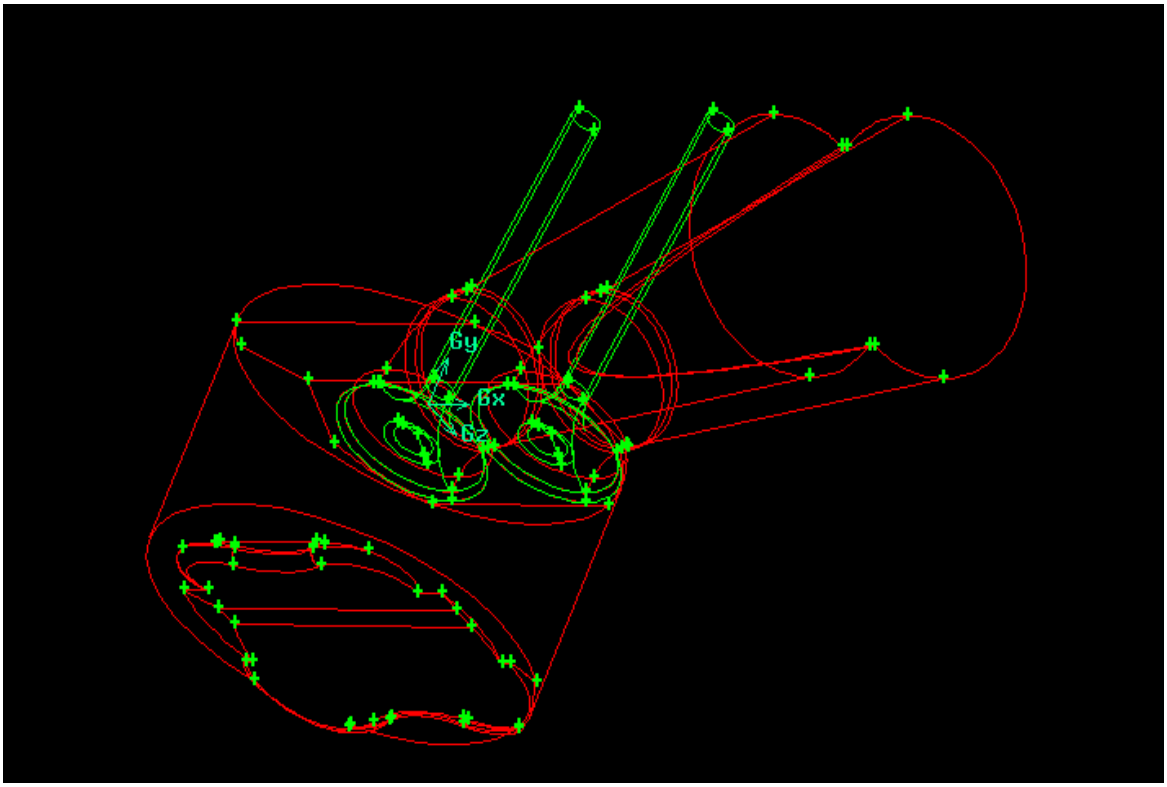


Figura E.23: Vista en Gambit del volumen total contenido por aire, seleccionado en rojo, y de los volúmenes correspondientes a las válvulas de admisión, en verde.

Una manera rápida de simplificar tanto la malla por número de elementos, como el cálculo por número de ecuaciones, es partir el modelo por un plano de simetría, ya que en nuestro motor existe dicha condición. Para ello, modificaremos la geometría mediante ProE o Gambit indistintamente, ya que ambos permiten realizar dicha acción.

Para que el programa que resuelve el caso (Fluent) tome dicha hipótesis y la tenga en cuenta a la hora de calcular, será necesario especificar en todos los planos corte que genere la simetría, que las condiciones en dicho plano no son de pared (Wall), sino de simetría.

Otro punto de simplificación, ya que estamos evaluando el rendimiento del llenado y no cómo se llena el cilindro, es suprimir la geometría real de la cabeza del pistón, y sustituirla por un plano. De ésta manera se simplifica de manera notable la malla a emplear para el cálculo, permitiéndonos “mover” los elementos que ya no son necesarios en la cabeza del pistón, hacia zonas del conducto de admisión cuyo comportamiento nos interesa estudiar en detalle. Por tanto, una vez realizamos las operaciones descritas mediante ProE (simetría) y mediante Gambit (eliminación de la geometría de la cabeza del pistón), podemos ver el resultado en Gambit, que es el siguiente:

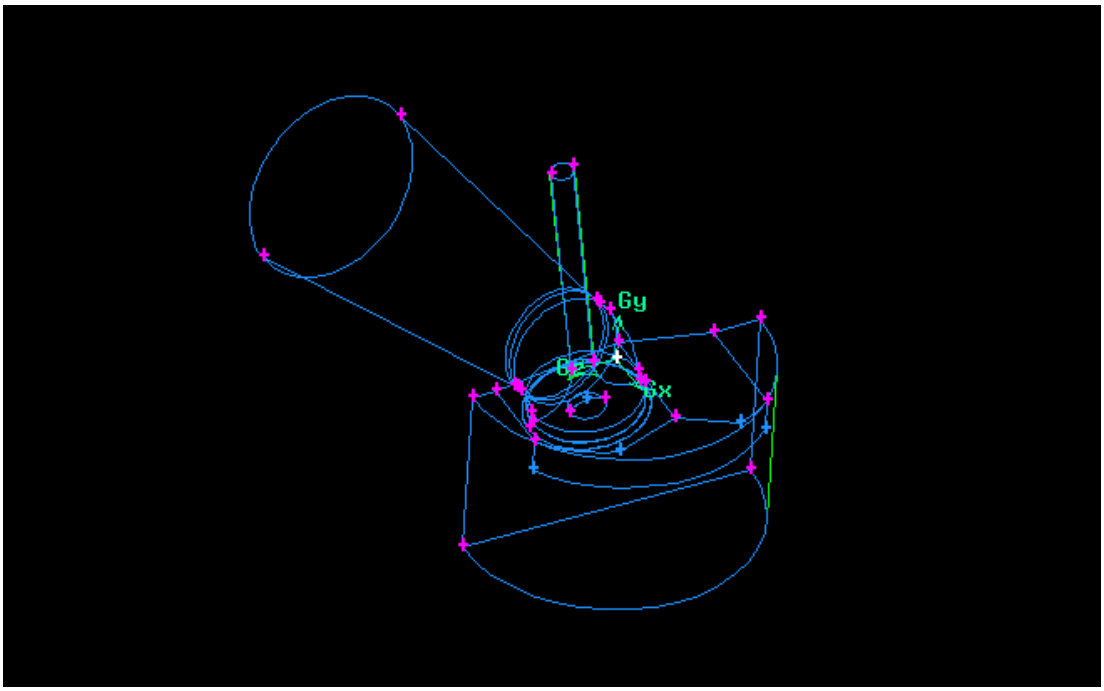


Figura E.24: Vista en Gambit de la geometría simplificada que será empleada en los estudios, con sus cortes por simetría, y con la geometría de la cabeza del pistón simplificada como plano.

Una vez se ha realizado ésta operación, la geometría está lista para ser mallada. Una vez sean realizados los estudios de comportamiento en el llenado en función de las variables especificadas, se procederá a simular la geometría definitiva, que aunque seguirá cortando el cilindro por un plano de simetría, incluirá la geometría real de la cabeza del pistón.

E.5. Estudios de cinemática de la distribución y del movimiento del pistón:

Otro de los aspectos fundamentales a la hora de realizar la simulación y el cálculo mediante CFD de las geometrías propuestas para la culata, es poder definir, para cada tiempo, la posición de los diferentes elementos que son susceptibles de movimiento. Estos elementos son básicamente el pistón, y la válvula, y para definir su movimiento deberemos recurrir a aquellos modelos cinemáticos que le afectan a cada uno en su caso.

E.5.1. Cinemática del pistón:

Al formar parte el pistón, de un mecanismo tipo pistón-biela-manivela, las ecuaciones que rigen su comportamiento, se pueden obtener asignándole un vector a cada elemento del sistema, de tal manera que podamos saber las magnitudes de la posición, velocidad y aceleración del pistón para cada ángulo de cigüeñal. Para obtener valores en cada caso, implementaremos una hoja de Excel que nos permita graficar dichas magnitudes.

En primer lugar, requeriremos de conocer la relación existente entre la longitud de la biela y el radio de la manivela, que se puede obtener, siendo r el radio, C la carrera, y l la longitud de la biela, como:

$$r = \frac{C}{2} \qquad \text{(Ec. E.4)}$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \qquad \text{(Ec. E.5)}$$

Normalmente, suelen emplearse valores de Lambda en torno a 0,3 en motores de éste tipo, rápidos y de carrera ultracorta. Valores mayores de Lambda implican una mayor presión lateral del pistón, al disminuir la longitud de la biela y aumentar el ángulo de ésta respecto de la vertical en el PMS, y además geométricamente son imposibles (interferencia del pistón con los contrapesos del cigüeñal). Por tanto, impondremos una longitud de biela que nos de un factor Lambda lo más cercano a 0,3, ya que el uso del motor no nos pide centrarnos en la durabilidad sino en las prestaciones, y el hecho de sacrificar prestaciones mediante una biela más larga, por una mayor durabilidad, no es una prioridad. Además el uso de materiales de alta calidad nos permitirá un motor que durará lo suficiente dada su función, y será fiable aún en condiciones extremas de uso. Dada una carrera de 48,5mm, la longitud de biela que nos genera una lambda de 0,3, es de 81mm.

Debemos tener en cuenta que la longitud de la biela está sujeta a modificaciones posteriores, fruto de imposiciones posteriores de diseño, pero el valor preliminar para cálculos en cuanto a su cinemática, será de 81mm.

Podemos entonces pasar a calcular la posición, velocidad y aceleración del pistón en función de la posición del cigüeñal y de las rpm del motor, en base a los siguientes parámetros de entrada:

Tabla E.6: Parámetros geométricos y cinemáticos de entrada para la cinemática del conjunto pistón-biela-manivela de nuestro motor.

Lbiela	81	mm
Carrera	48,5	mm
r	24,25	mm
Lambda	0,29938272	A/D
rpm	14000	
rps	233,333333	
rad/s	1466,07657	
s/rad	0,00068209	

Tendremos entonces, que las ecuaciones que rigen la posición, velocidad y aceleración reducidas del pistón, pueden escribirse como:

$$x_R = \frac{S_P}{r} = 1 - cos\theta + \frac{1}{\lambda}\left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 sen^2\theta}\right] \quad \text{(Ec. E.6)}$$

$$v_R = \frac{v_P}{r\omega} = sin\theta + \frac{\lambda}{2}\left[\frac{sen2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 sen^2\theta}}\right] \quad \text{(Ec. E.7)}$$

$$a_R = \frac{a_P}{r\omega^2} = cos\theta + \lambda\left[\frac{cos2\theta + \lambda^2 sen^4\theta}{\sqrt{(1 - \lambda^2 sen^2\theta)^3}}\right] \quad \text{(Ec. E.8)}$$

Los valores de los ángulos deberán introducirse a Excel en Radianes, y aquellos parámetros dimensionales necesarios (básicamente r), en milímetros. Las magnitudes absolutas de posición, velocidad y aceleración del pistón, se obtienen multiplicando la magnitud reducida por r, rω o rω^2 respectivamente, y las unidades obtenidas son mm, mm/s y mm/s^2 respectivamente. Por tanto, si graficamos las tres magnitudes reducidas, obtenemos el siguiente gráfico mediante Excel:

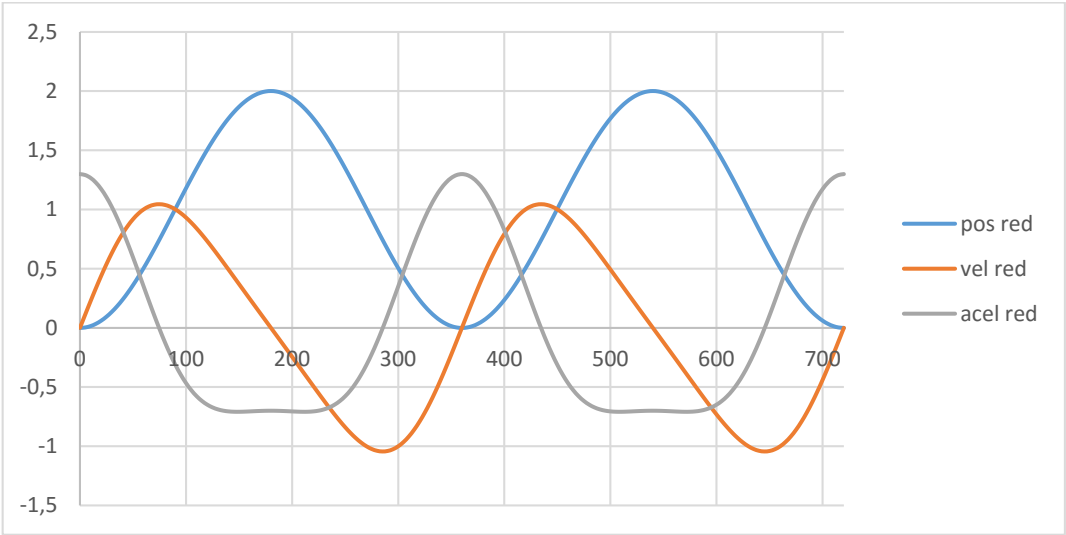


Figura E.25: Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón en función de la posición del cigüeñal en grados.

Puede verse, en primer lugar, que aunque la posición queda descrita por una senoide con máximos y nodos centrados en puntos clave respecto de la carrera (PMS, PMI y centro de la carrera), así como la aceleración describe una función simétrica respecto de la localización de éstos puntos, la velocidad del pistón no queda regida por dicho comportamiento. De hecho, el pico de velocidad máxima, aunque por lógica podríamos esperarlo justo en el centro de la carrera del pistón, ocurre antes. Ésta condición es dada porque la biela es corta. Para una biela de longitud infinita, el comportamiento tiende al descrito como esperado, con la velocidad máxima centrada en la carrera, tal y como puede verse en la siguiente imagen:

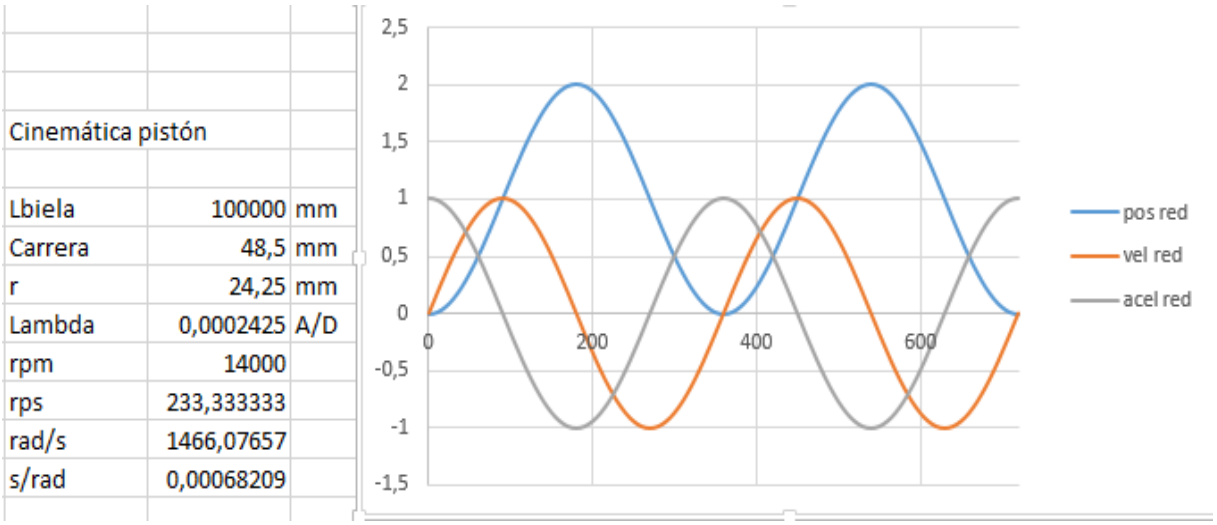


Figura E.26: Diagrama Excel de la magnitud reducida de la posición, velocidad y aceleración del pistón en función de la posición del cugüeñal en grados, para una longitud de biela entendida como infinita.

En nuestro caso, podemos ver que la velocidad máxima del pistón se da a 15º antes y después de los puntos correspondientes a la mitad de la carrera, sucesivamente. Ésta velocidad máxima, corresponde a 37,12m/s en el caso de nuestra geometría.

Si realizamos un estudio detallado de las magnitudes reales presentes en el motor, tendremos, en cuanto a la posición del pistón:

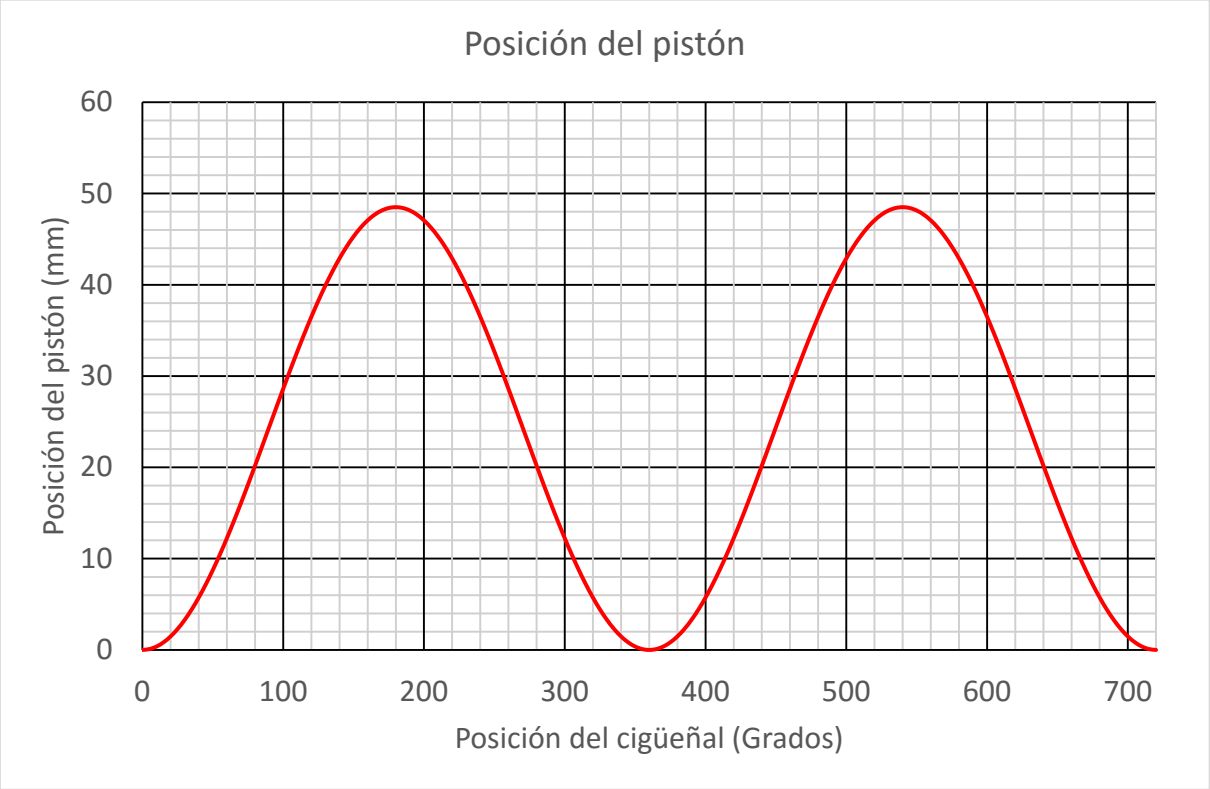


Figura E.27: Diagrama Excel de la posición del pistón relativa a la posición del cigüeñal.

Podemos ver como en éste caso, la posición genera una trayectoria totalmente simétrica en cuanto al movimiento del pistón, cuyos puntos máximos se producen en posiciones que siguen la sucesión siguiente:

$$\theta_{XMAX} = 180n$$

Donde n es un número entero que puede ir de 0 hasta infinito. Por tanto, por definición, aquellos puntos donde la aceleración será máxima, se darán para aquellas posiciones que representen cambios de dirección, las cuales son correspondientes a los puntos extremos de la trayectoria del pistón (PMI y PMS).

Podemos ver la evolución de la velocidad en función del ángulo girado por el cigüeñal en el siguiente diagrama extracto de Excel:

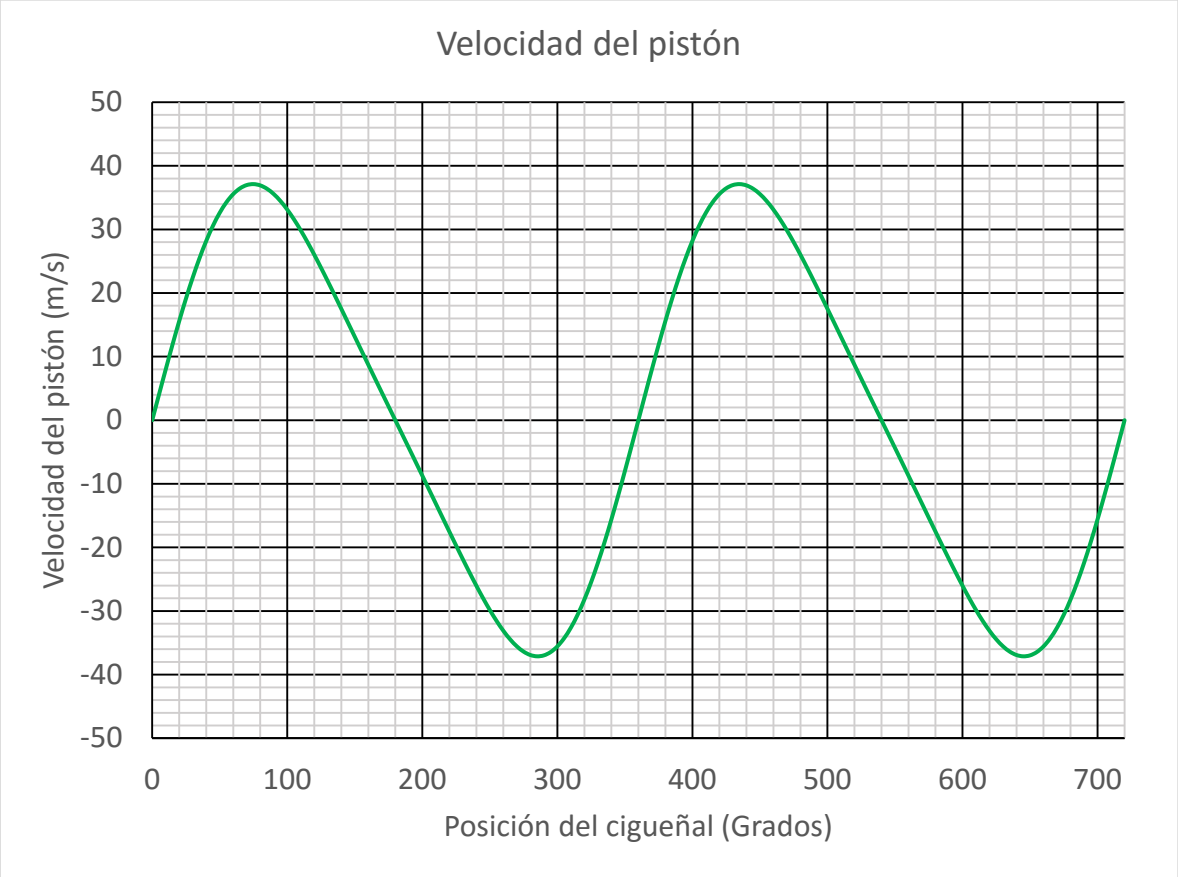


Figura E.28: Diagrama Excel de la velocidad del pistón relativa a la posición del cigüeñal.

Vemos que la velocidad del pistón es simétrica respecto de su reposo, lo cual quiere decir que los picos positivo y negativo corresponden a la misma magnitud expresada en sentido contrario, y que corresponde a 37,12m/s. En el caso de su simetría o coincidencia respecto de la trayectoria y aceleración, como hemos explicado antes, presenta un adelanto y retraso de 15º respecto del centro de la carrera. Vemos que un valor de 37,12m/s se trata de una velocidad relativamente muy alta dentro de los MACI, solamente alcanzada en propulsores dedicados exclusivamente a competición [49][4].

Dicha velocidad máxima, cuanto mayor sea, deberá ser reducida de manera más drástica, produciendo aceleraciones mayores sobre el pistón, que se traducirán en fuerzas de inercia sobre todo el conjunto dinámico, y como puede verse en el siguiente diagrama, los picos de aceleración que se producen en el pistón, son de magnitud considerable:

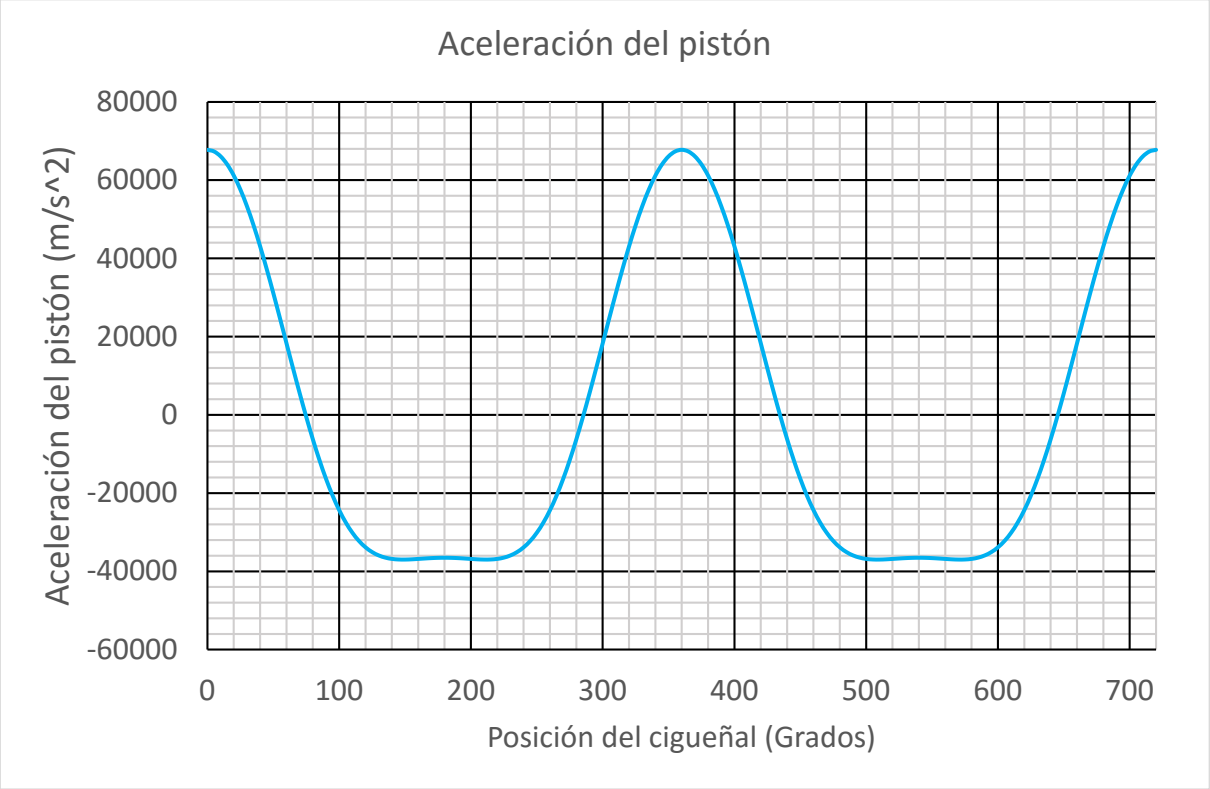


Figura E.29: Diagrama Excel de la aceleración del pistón relativa a la posición del cigüeñal.

Podemos ver cómo la aceleración presenta un perfil asimétrico respecto de la posición y la velocidad, que son simétricas en cuanto a su magnitud. Éste pico es derivado del retraso y el adelanto que presenta la velocidad del pistón respecto del centro de la carrera, y en su valor máximo corresponde a 67727m/s^2.

Para hacernos una idea de lo que representa éste valor, podemos calcular la fuerza de inercia que representaría en un pistón de 100g, y convertir su masa a estática, de la manera siguiente:

$$F_i = m \cdot a \qquad \text{(Ec. E.9)}$$

$$F_{iP} = 67727 \cdot 0{,}1 = 6772{,}7\ N$$

De tal manera que la masa aparente estática del pistón en kilogramos puede obtenerse como:

$$m_{AE} = F_i / g \qquad \text{(Ec. E.10)}$$

$$m_{AEP} = \frac{6772{,}7}{9{,}81} = 690{,}4\ kg$$

Por tanto, podemos ver que el pistón multiplicaría su masa aproximadamente 7000 veces durante éste instante, transmitiéndole dicho esfuerzo al conjunto.

E.5.2. Cinemática de las válvulas de admisión y escape:

El mecanismo encargado de abrir las válvulas de escape, estará compuesto de forma básica por una leva, el vástago de la válvula (que le confiere movimiento rectilíneo), y un muelle encargado de hacer que la válvula retorne a su posición de reposo una vez abierta, ya que la leva solamente actúa sobre la válvula para hacer que se abra. Al tener en nuestro motor 4 válvulas, dos de admisión y dos de escape, se montarán las 4 levas necesarias en 2 árboles, uno que controlará las válvulas de escape, y otro que controlará las válvulas de admisión. Podemos ver en la siguiente imagen, un ejemplo para un mecanismo de apertura y cierre de válvulas:



Figura E.30: Vista en corte de una culata, en la cual pueden verse los elementos mencionados anteriormente, levas, válvulas y muelles para su retorno. [50]

La transformación del movimiento rotatorio de los árboles de levas en traslación de las válvulas (cuya definición y estudio en detalle será desarrollado en un Anejo aparte), trae consigo ciertas consideraciones a tener en cuenta para evitar efectos indeseados en todo el tren dinámico compuesto por la válvula, el muelle y la leva, de tal manera que deberemos establecer unos criterios de diseño que si no eviten, minimicen dicha problemática.

Para ello, suelen emplearse leyes de levantamiento con aceleración constante. Un ejemplo de diagrama de levantamiento, velocidad y aceleración para una válvula, puede verse en la figura siguiente:

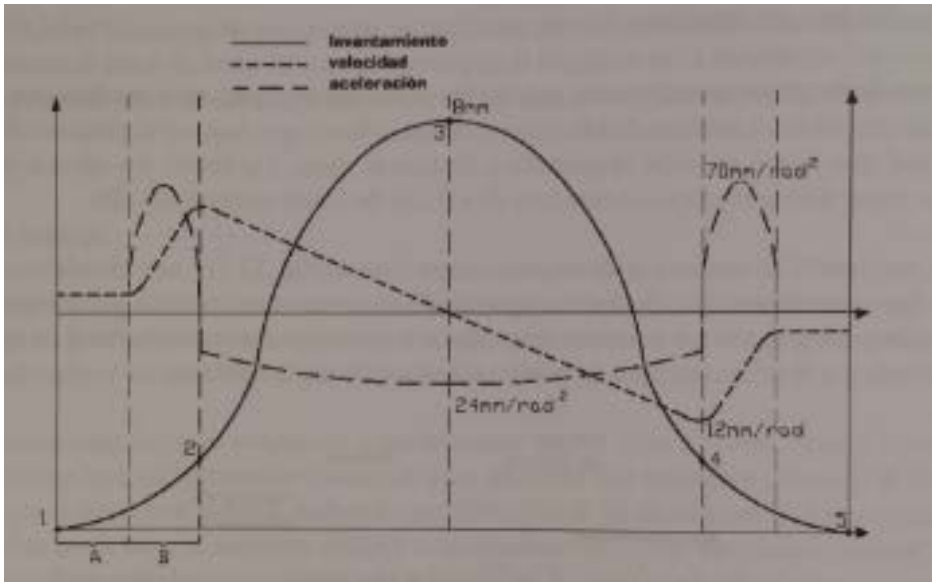


Figura E.31: Diagrama de levantamiento, velocidad y aceleración para una válvula. [49]

Podemos ver en la zona A del diagrama, la zona conocida como “rampa de enlace” de la leva, la cual sirve para absorber el juego existente entre la leva y el taqué de la válvula. Dicha rampa se emplea para que el choque entre éstos dos órganos, se produzca a la menor velocidad posible, lo cual mitiga los efectos del desgaste y del ruido en dicha unión.

El juego entre leva y válvula, suele estar en torno a los 0,25mm en vehículos destinados al transporte de personas [4], y el choque entre leva y válvula se produce siempre en una zona intermedia de la rampa de enlace. Existen varios tipos de ecuaciones que rigen el trazo del perfil de una leva, pero en éste estadio del proyecto, emplearemos un diseño a velocidad constante para las rampas de enlace, junto con un comportamiento regido por una ley de tipo cicloidal, ya que éste tipo de trazo no presenta discontinuidades en la aceleración en los detenimientos del seguidor [51].

Las siguientes ecuaciones rigen la bajada de la válvula si la leva sigue un movimiento cicloidal:

$$S = L_i + L\left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} sen\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)\right] \quad \text{(Ec. E.11)}$$

$$V = \omega \cdot \frac{L}{\beta}\left[1 - cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)\right] \quad \text{(Ec. E.12)}$$

$$A = \omega^2 \cdot \frac{2\pi L}{\beta^2} sen\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad \text{(Ec. E.13)}$$

$$J = \omega^3 \cdot \frac{4\pi^2 L}{\beta^3} cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad \text{(Ec. E.14)}$$

Donde ω corresponde a la velocidad angular, β al ángulo barrido por la leva, θ al ángulo actual, L a la longitud recorrida por la leva, y L_i a la longitud inicial de la misma. Si buscamos las funciones matemáticas que rigen el perfil de la leva en el tramo en el que la válvula sube, tendremos las mismas ecuaciones pero con los signos cambiados, ya que se tratan de funciones simétricas a las tratadas anteriormente.

Estas ecuaciones, serán entonces las siguientes:

$$S = L_i - L\left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} sen\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)\right] \quad \text{(Ec. E.15)}$$

$$V = -\omega \cdot \frac{L}{\beta}\left[1 - cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)\right] \quad \text{(Ec. E.16)}$$

$$A = -\omega^2 \cdot \frac{2\pi L}{\beta^2} sen\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad \text{(Ec. E.17)}$$

$$J = -\omega^3 \cdot \frac{4\pi^2 L}{\beta^3} cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad \text{(Ec. E.18)}$$

Por tanto, podemos dividir la leva en 5 zonas fundamentales, que serán las siguientes:

- 1: Zona de reposo
- 2: Rampa de enlace inicial
- 3: Zona de bajada de la válvula
- 4: Zona de subida de la válvula
- 5: Rampa de enlace final

De tal manera que tras la zona 5 se retornaría a la zona 1. Otro aspecto a tener en cuenta, es que la velocidad angular de los árboles de levas es la mitad que la velocidad angular del motor en sí, ya que para dos giros de motor, solamente se abre cada par de válvulas una vez, porque solo se da un ciclo térmico.

Para trazar el perfil de la leva, vamos a emplear una hoja de Excel que nos permita variar los ángulos y las longitudes, de tal manera que modificando solo las condiciones de contorno, podamos obtener todos los datos de cualquier leva diseñada de la manera que hemos descrito con anterioridad. Del estudio del perfil, obtenemos la posición de las válvulas de admisión según el ángulo de cualquier punto respecto del eje de la leva, tal y como puede verse en el siguiente gráfico:

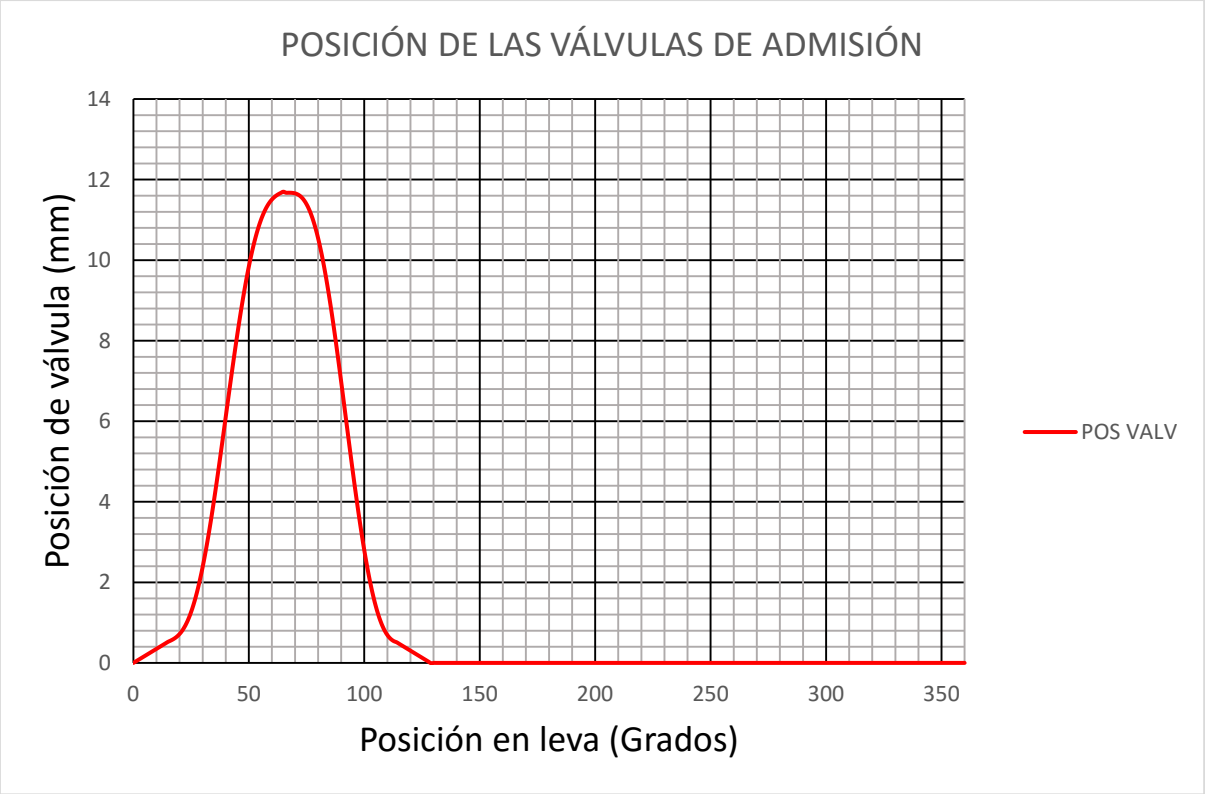


Figura E.32: Diagrama de posición de las válvulas de admisión en función del ángulo de la leva, respecto de su eje de giro (ap -30 cie +50).

Los datos que nos permiten construir éste gráfico, también nos permitirán saber la posición de la leva para cada instante de tiempo en el ciclo, lo cual se convertirá en un dato de entrada para los estudios CFD a desarrollar, ya que podremos definir todos los movimientos de los elementos de las geometrías a estudiar.

Mediante éste gráfico, tenemos una base de cálculo mediante Excel para estudiar también la posición de las válvulas de escape, lo que sumado a que tenemos la manera de conocer la posición del pistón, nos permitirá, mediante la adecuada transformación de los ángulos de las levas respecto del ángulo del cigüeñal, estudiar de manera preliminar la interferencia entre válvulas y pistón. Para las válvulas de escape, tendremos:

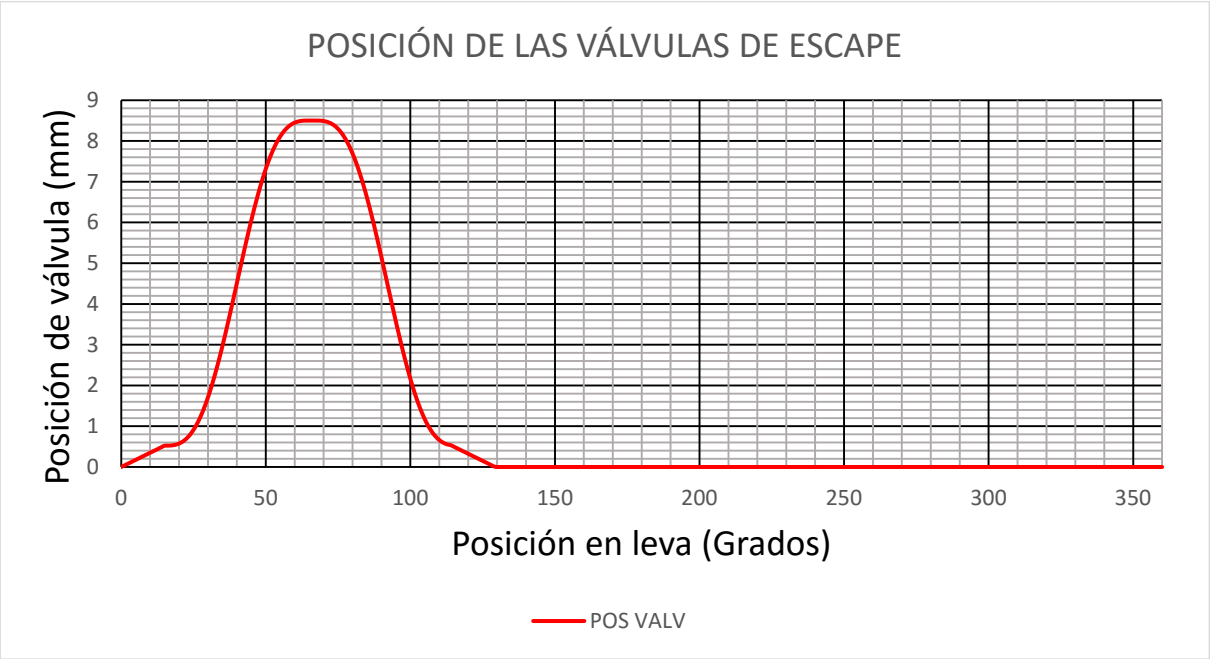


Figura E.33: Diagrama de posición de las válvulas de escape en función del ángulo de la leva, respecto de su eje de giro (ap -60 cie +20).

Sabemos que la distribución respecto de las válvulas de escape, si el movimiento del pistón no interfiere con las válvulas, quedará fijada en los ángulos dados, y en cuanto a las válvulas de admisión, la mejor manera de estudiar la interferencia, es empleando el caso en el cual las válvulas están más tiempo abiertas, ya que en todos los casos se abren en el mismo momento, y cambia el tiempo que tardan en cerrarse, aunque se cierren a media carrera del pistón.

Para poder estudiar la interferencia, es necesario corregir la posición de las curvas de posición de las válvulas, normalizando su ángulo al ángulo del cigüeñal. Para ello en lugar de saltar cada valor de grado en grado al siguiente, lo hará de dos en dos. Para simplificar la hipótesis, tiraremos hacia el supuesto restrictivo, asumiendo que las válvulas tienen su punto más bajo a la altura del PMS, y su trayectoria vertical dependerá del seno del ángulo que formen con el plano de la cabeza del pistón. Podemos ver los ángulos preliminares que forman las válvulas con dicho plano en la siguiente figura:

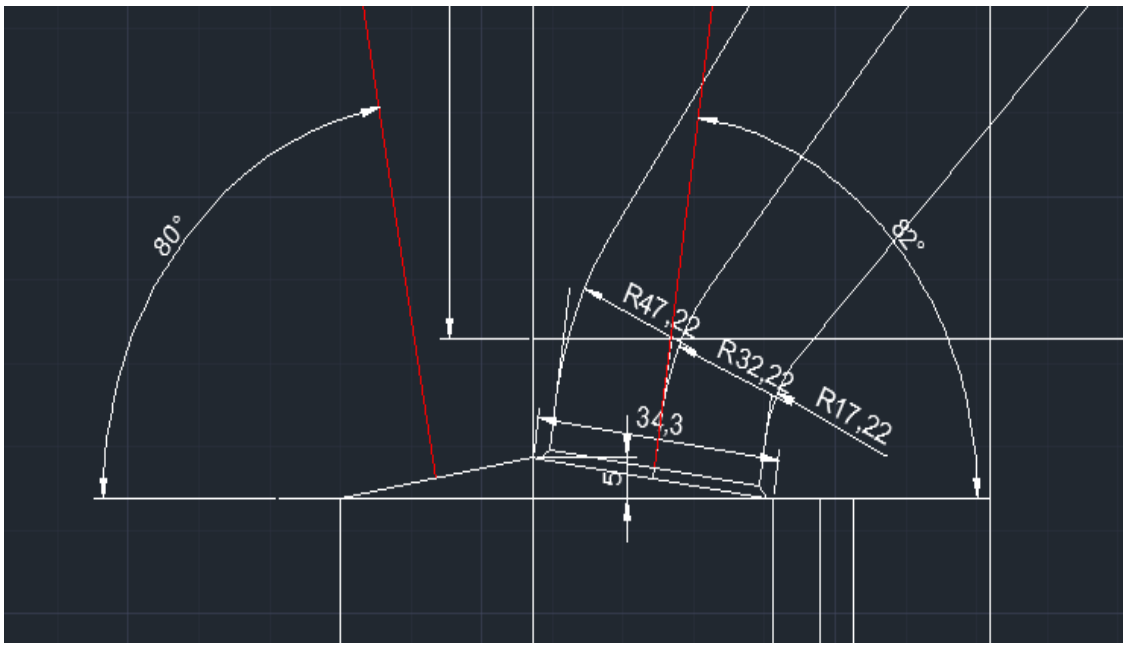


Figura E.34: Vista en AutoCAD de los ángulos que forman las trayectorias de las válvulas con la perpendicular a la trayectoria del pistón.

Si referenciamos el cero de trayectoria para todos los elementos al plano que correspondería al pistón en su PMS, podremos ver claramente si los elementos sujetos a estudio interfieren entre sí en algún momento.

Podemos ver en el gráfico siguiente, cómo evoluciona la posición de cada elemento, estando todos bajo el mismo sistema de referencia:

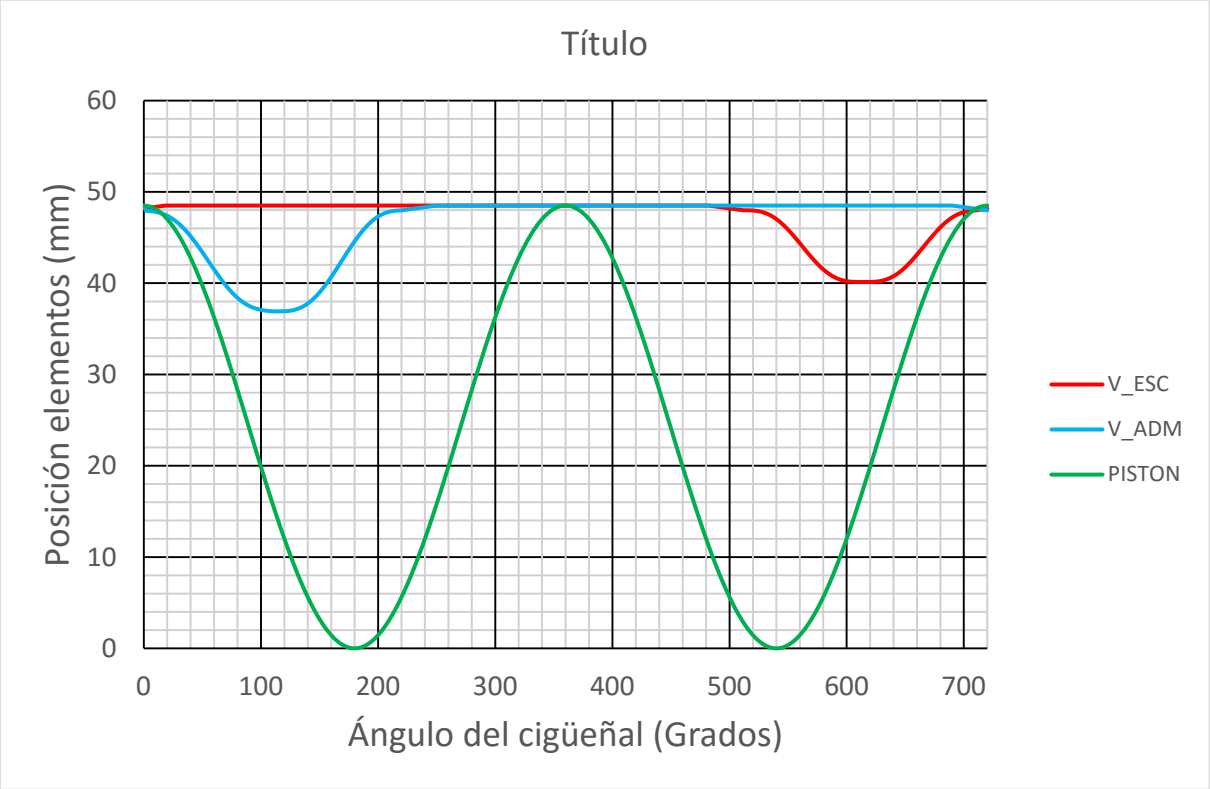


Figura E.35: Diagrama de Excel que nos muestra la posición vertical del pistón, y las válvulas de admisión y escape en función del ángulo girado por el cigüeñal.

Vemos que la interferencia entre el plano de la cabeza del pistón y las válvulas se produce en la zona en la que existe cruce de válvulas, o sea en el PMS entre la carrera de escape y la de admisión del ciclo siguiente. Al disponer de un pistón que ya prevé un cruce de válvulas algo extremo, que incorpora la cámara de combustión tallada en su superficie, se dispone de 3mm de profundidad adicionales para las 4 válvulas, y por tanto la zona más susceptible del pistón para contactar con las válvulas llegaría a 45,5mm de altura y no a 48,5, por tanto la prueba de interferencia arroja resultados positivos respecto de la dirección vertical.

Otra prueba de interferencia que debemos hacer antes de validar el modelo, es probar si las válvulas de admisión chocan con las de escape, ya que sus trayectorias intersecan como podemos ver en la siguiente imagen:

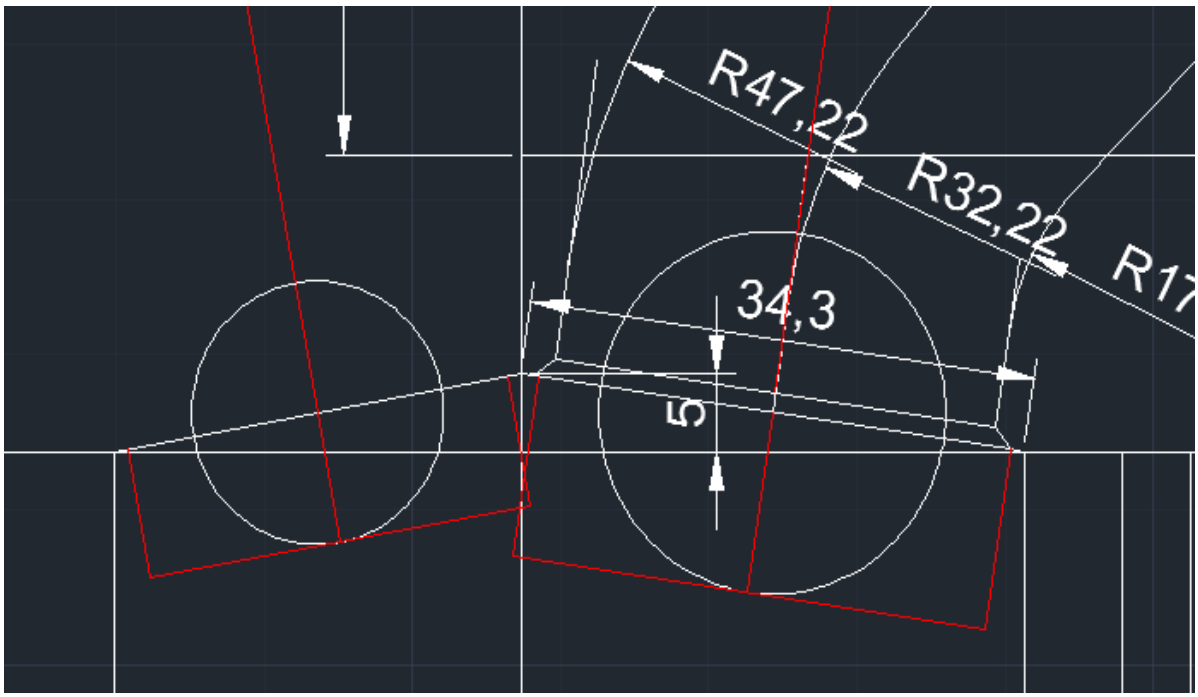


Figura E.36: Vista en AutoCAD del cruce de trayectorias entre válvulas de admisión y escape, para la combinación de diámetros más extrema.

La manera de comprobar dicha interferencia, es medir la distancia que existe entre los inicios de las trayectorias, y evaluar el desplazamiento de los extremos de las válvulas respecto de la horizontal, mediante el coseno del ángulo que forman las trayectorias de las válvulas con la trayectoria del pistón.

Si tenemos cuánto avanza cada válvula, y la distancia total, podemos graficar en horizontal el avance de cada válvula en cada momento, respetando la referencia que nos proporciona el ángulo del cigüeñal.

En el siguiente gráfico, podemos ver la evolución del desplazamiento horizontal de las válvulas de admisión y escape, sabiendo que la distancia entre sus puntos más cercanos es igual a 2,07mm en la configuración más extrema, con válvulas de escape de 26mm de diámetro y válvulas de admisión de 32mm de diámetro:

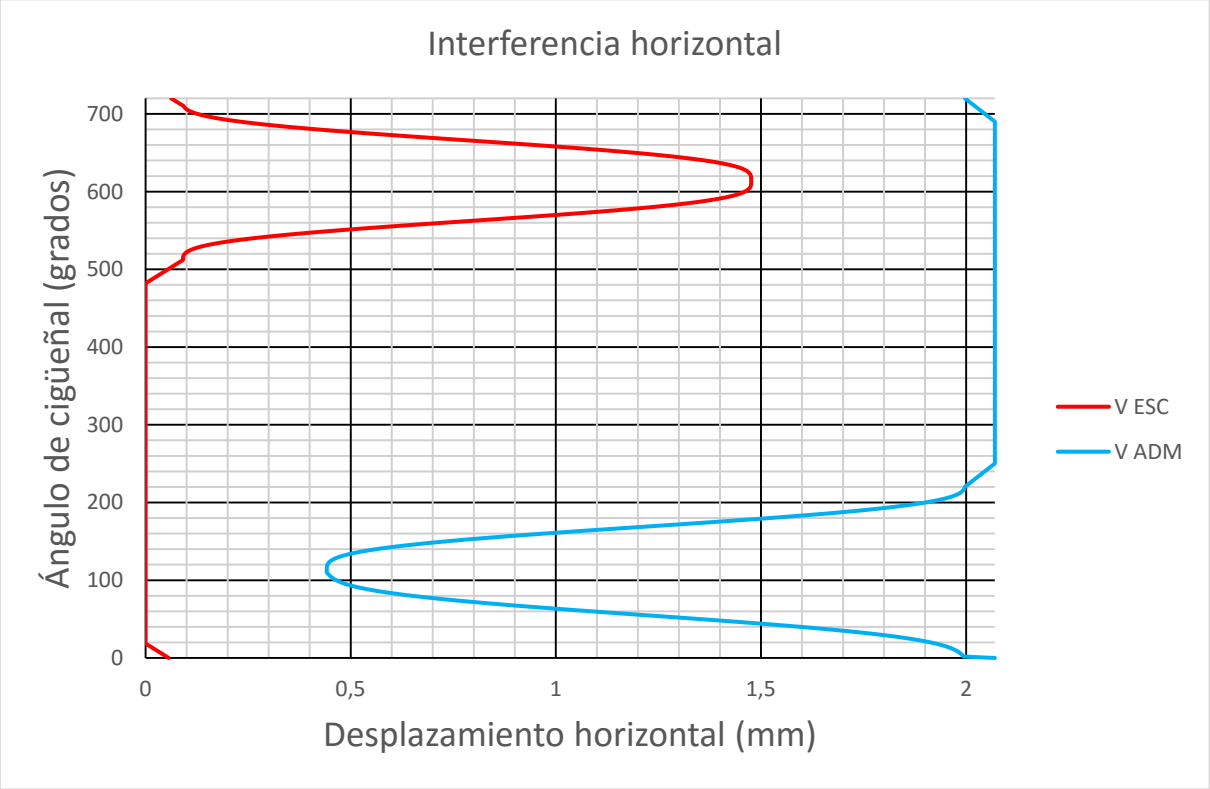


Figura E.37: Diagrama de Excel que nos muestra la posición horizontal de las válvulas de admisión y escape en función del ángulo girado por el cigüeñal.

Vemos pues que al no haber interferencia entre válvulas ni con el pistón para la configuración más extrema de todas las posibles, en la cual el riesgo de choque sería el mayor, podemos probar las geometrías empleando la cinemática propuesta, sabiendo que el modelo empleado será válido y directamente aplicable (aunque en cuanto al diseño de levas se refinará el perfil en el anejo destinado al diseño de la distribución) al diseño final de los componentes del motor, en cuanto a la cinemática.

E.6. Mallado de las geometrías previo al estudio CFD (Gambit):

El presente capítulo, tras el inciso necesario relativo a la cinemática de los componentes que deben moverse en la malla, tratará tanto el mallado de las diferentes geometrías, como también la imposición de parámetros y condiciones de contorno necesarios para el cálculo posterior.

Para el cálculo, debemos disponer previamente de la geometría a ensayar, de tal manera que quede compuesta únicamente por dos volúmenes. El primero, corresponderá a toda la zona que sea hueca en el conjunto cilindro-conducto de admisión. El segundo, corresponderá a la válvula de admisión.

Dado que pretendemos un cálculo relativamente preciso, emplearemos una malla con una buena resolución en todo el volumen. Para ello, seleccionaremos el botón de mallado de Gambit, en la zona superior derecha de la ventana principal, y posteriormente seleccionaremos la creación de malla, de tal manera que se abrirá un cuadro de diálogo que nos permitirá regular todo el proceso de mallado, tanto por tipología de elementos, como por número de ellos. En la siguiente figura, podemos ver dicho cuadro de diálogo en Gambit:

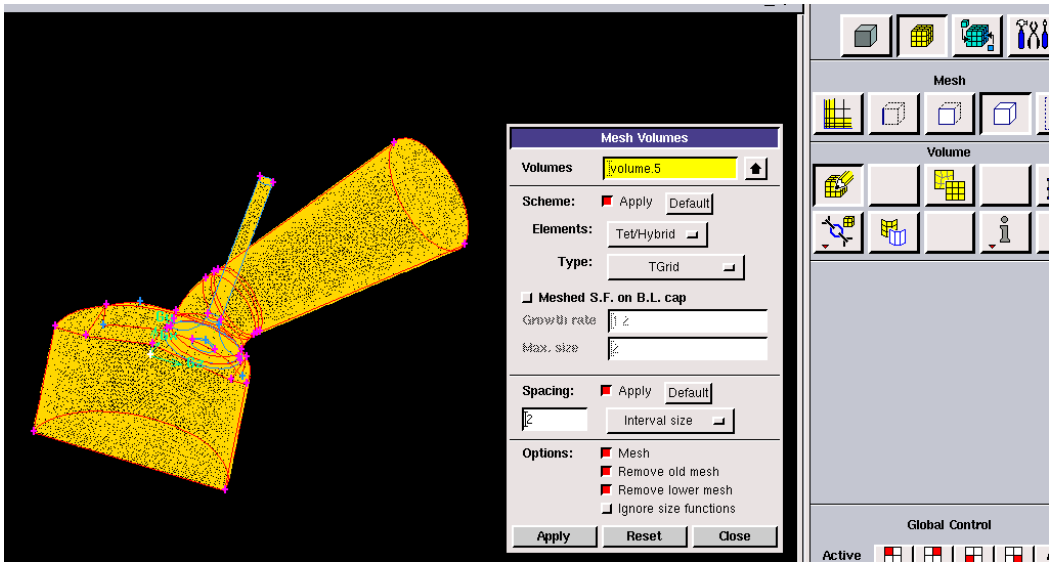


Figura E.38: Vista en Gambit del control de creación de malla para volúmenes.

Otra opción factible, si se quiere controlar la densidad de elementos en cualquier zona, es predefinir el número de nodos presentes en las aristas que deseemos refinar o simplificar, pero el control automático que genera una malla homogénea en el volumen completo será suficiente para nuestro caso ya que si necesitáramos algo para optimizar el cálculo, sería quitar elementos de zonas poco relevantes, estando la resolución del cálculo asegurada con la configuración empleada.

Fijaremos una malla formada por tetraedros, con un intervalo entre nodos de 2, de tal manera que la malla generada, tiene unos 177000 elementos, y puede verse en color amarillo en la figura anterior, dándonos cuenta de que dispone de densidad más que suficiente para un cálculo preciso. Tras un mallado en condiciones similares de la válvula, tendremos una vista de la malla correspondiente a la figura siguiente:

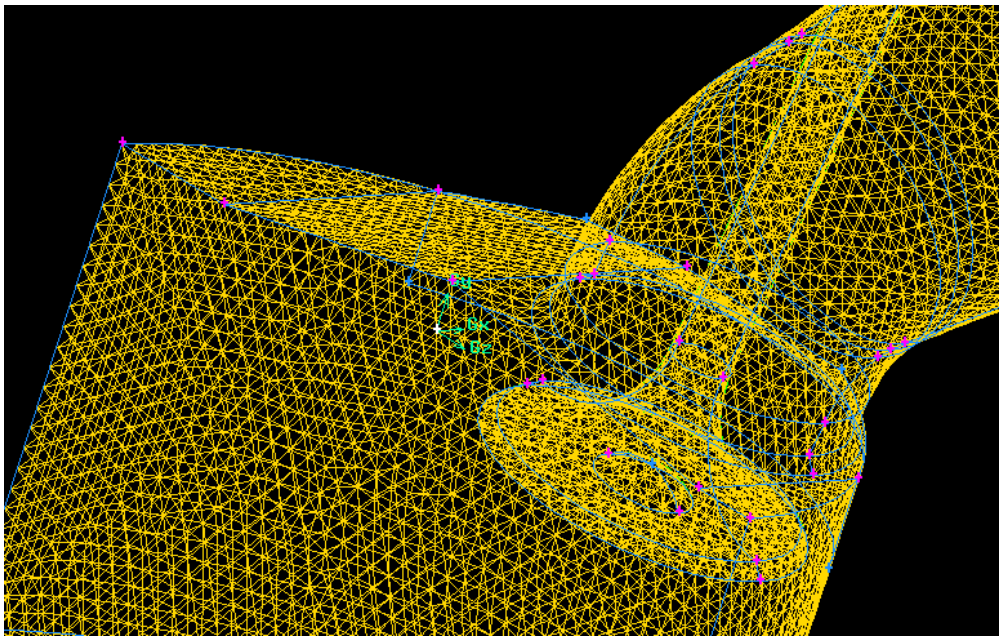


Figura E.39: Vista en Gambit de la malla en la geometría con válvula de 32mm de diámetro, en la zona del final del conducto de admisión.

Es muy recomendable refinar la malla mediante la opción disponible, ya que reordenaremos los elementos de manera más óptima, facilitando el cálculo y potenciando la calidad de la malla.

Una vez mallada la geometría, deberemos tener muy en cuenta si Gambit nos da cualquier aviso sobre fallos o elementos demasiado extremos, ya que pueden suponer un obstáculo para el cálculo posterior a realizar mediante Fluent. Por tanto, si la malla no presenta ningún error y se guarda de manera normal, pasaremos a definir atributos en diferentes zonas de la geometría, para que Fluent las pueda tomar en consideración como condiciones de frontera.

En primer lugar, seleccionaremos la definición de la tipología de volúmenes, para de ésta manera definir el volumen correspondiente a la válvula como sólido, y el volumen correspondiente a la geometría hueca como fluido, tal y como puede verse en la siguiente figura:

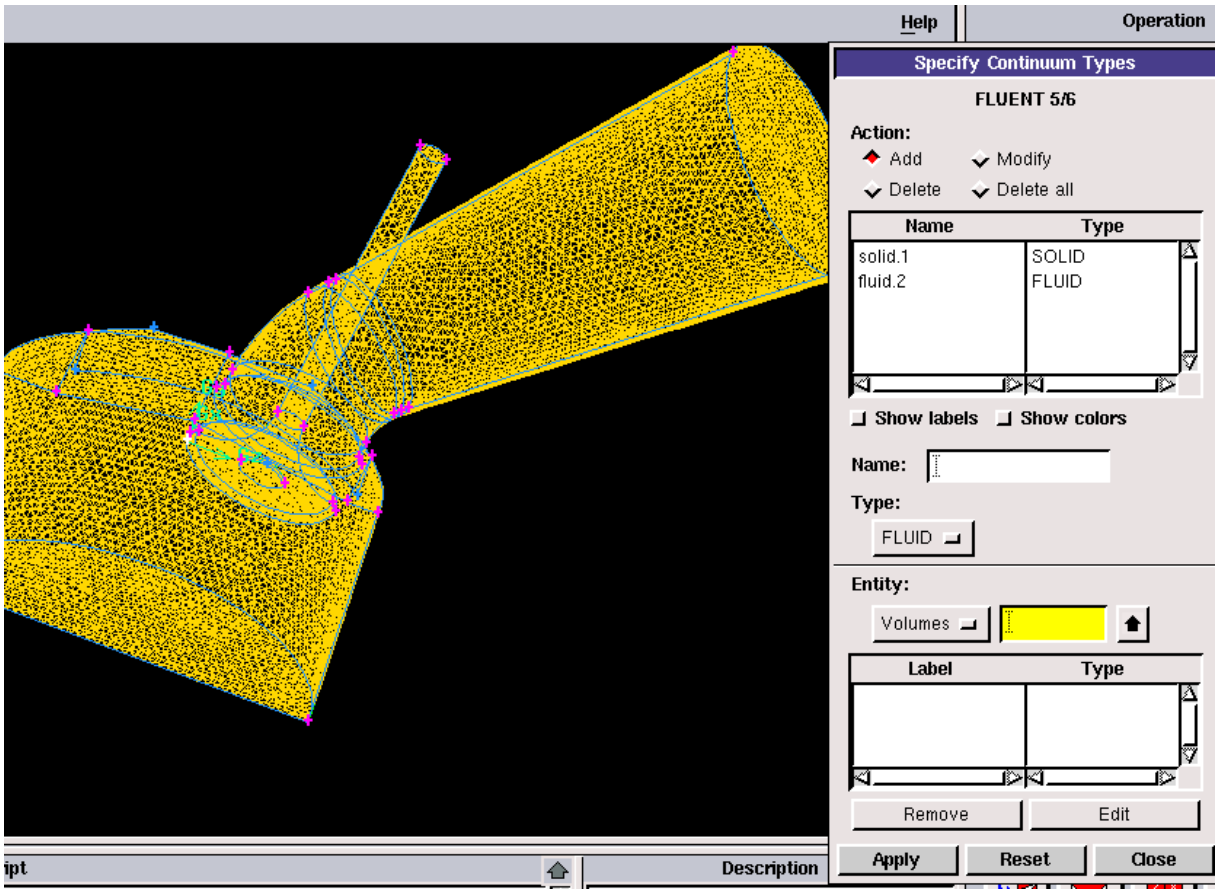


Figura E.40: Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de los volúmenes que conforman la geometría a estudiar.

El siguiente paso, y el último a desarrollar en Gambit, es seleccionar las condiciones operativas de cada superficie de la geometría. Para ello, emplearemos la opción que permite dotar de atributos a superficies, de tal manera que definiremos tres tipos de condiciones:

- Velocity Inlet: Sirve en Fluent para dotar a la superficie de una velocidad inicial en dirección normal a la cara o caras seleccionadas.
- Simmetry: Sirve como plano de simetría, y Fluent copiará los valores obtenidos en un lado del plano de simetría, para operarlos como si dispusiéramos de la geometría completa, pero restando aproximadamente el 50% del tiempo y las operaciones necesarias para el cálculo.
- Wall: Sirve para considerar aquellas superficies seleccionadas como “muro”, de tal manera que serán rígidas y le darán al programa las condiciones respecto de los límites geométricos del modelo.

En la siguiente imagen, podemos ver todas las condiciones ya creadas en el modelo:

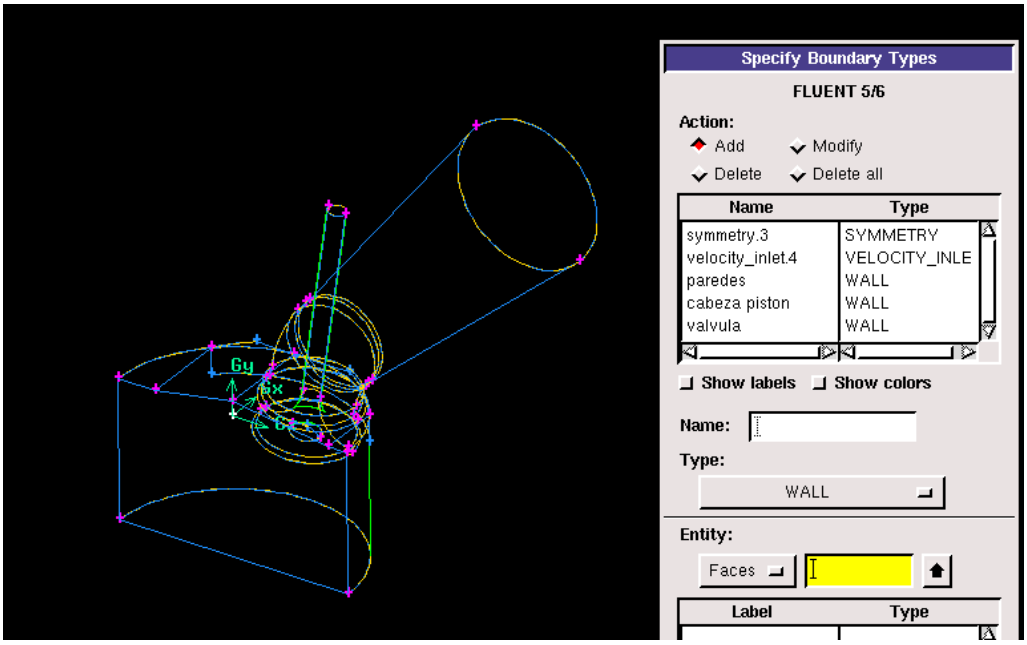


Figura E.41: Vista en Gambit de la definición de la tipología operativa de las diferentes zonas de la geometría que conforma el modelo.

Nótese que se ha creado una condición llamada “paredes”, que incluye todas las caras de la geometría salvo la entrada del conducto de admisión (que es de tipo Velocity Inlet), y la cabeza del pistón, que aun tratándose de una superficie con restricción de tipo Wall, se ha colocado aparte del resto. Esto es debido a que cuando operemos con Fluent, deberemos crear una malla dinámica para simular el movimiento del pistón, y de ésta manera tenemos definida la zona correspondiente a la cara que se va a mover de antemano, sin necesidad de tener que definirla posteriormente en Fluent (más complejo).

Una vez completados todos éstos pasos, tendremos realizadas todas las tareas en Gambit, necesarias como acciones previas al tratamiento de la geometría y la malla por Fluent, que es el programa destinado al cálculo CFD de todas las geometrías.

La malla será guardada como archivo de malla .msh, legible por Fluent de manera directa.

E.7. Configuración del cálculo CFD (Fluent):

Una vez hemos guardado la malla desde Gambit, ejecutaremos Fluent, de tal manera que nos aparecerá un menú llamado Fluent Launcher, donde podremos configurar ciertos parámetros fundamentales del cálculo:

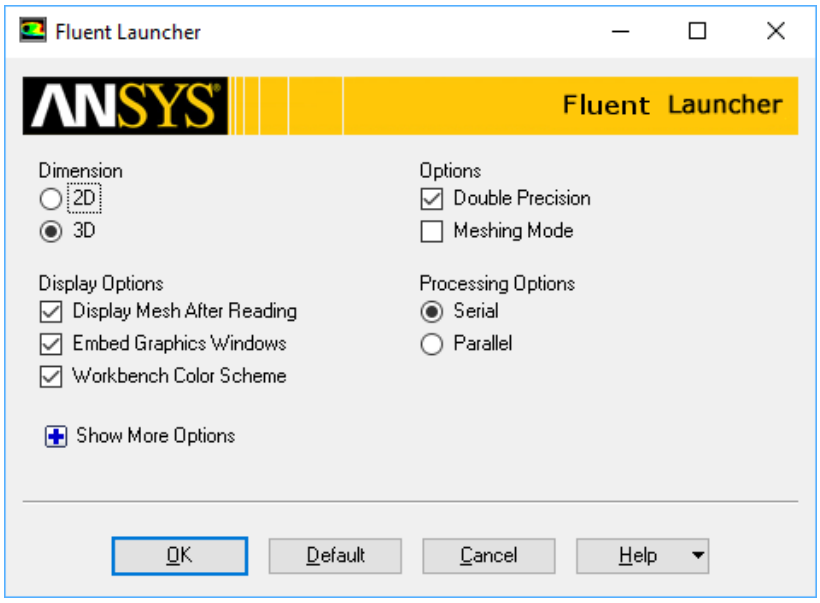


Figura E.42: Vista de la ventana de Fluent Launcher.

En la imagen ya puede verse de forma directa los parámetros fundamentales que vamos a seleccionar para nuestro cálculo, y aquellos que deberemos seleccionar respecto de la opción por defecto serán:

- Estudio en 3D
- Doble Precisión
- Operaciones de procesado en serie
- Reproducir la malla cuando sea leída

Una vez tengamos los parámetros seleccionados, pulsaremos OK, y se abrirá una ventana en blanco de Fluent. Deberemos emplear la opción File>Read>Mesh… y seleccionar la malla que hemos guardado desde Gambit. Entonces, al haberle pedido al programa que muestre la malla al leerla, veremos lo siguiente:

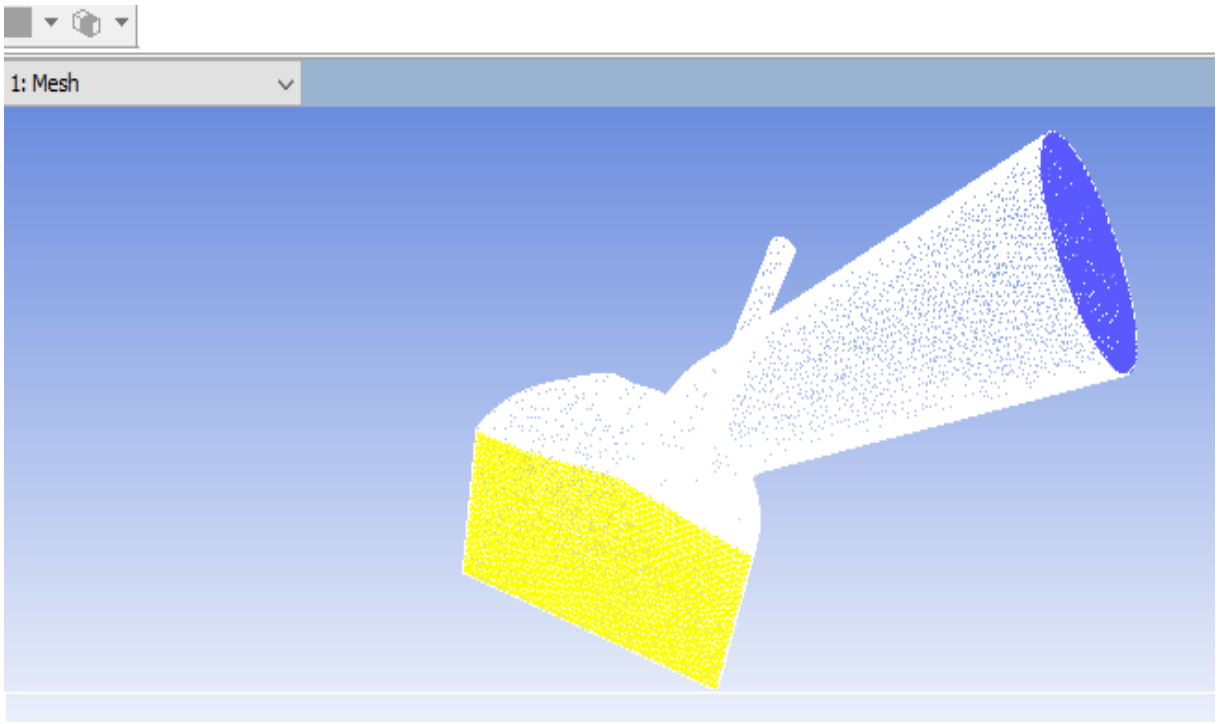


Figura E.43: Vista de la malla, recién leída por Fluent (Sin edición alguna).

Una vez hemos leído la malla, podemos ver en amarillo la superficie definida como plano de simetría, y en azul la superficie definida como “Velocity Inlet”. Una vista correcta, suele implicar que la malla está bien, pero deberemos realizar, antes de nada, diagnosis en la misma para cerciorarnos de que no presenta error alguno, ya que de existir, podrían obstaculizar, falsear, o directamente impedir el cálculo posterior.

Disponemos de tres botones para tratar la malla, que son los siguientes:

- Scale
- Check
- Report Quality

En el primer caso, lo que haremos será definir a qué unidad de medida corresponden las unidades que lee Fluent en la malla y en la geometría, ya que no se transfieren desde Gambit y por defecto Fluent las toma como metros:

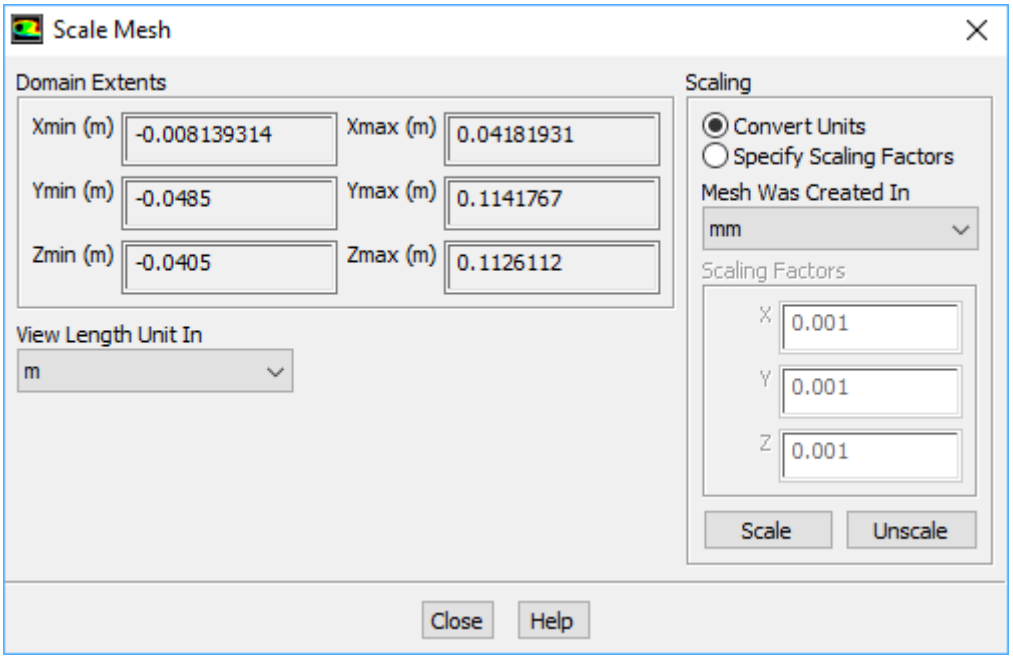


Figura E.44: Vista en Fluent de la ventana para escalar el modelo.

Habremos seleccionado previamente en el desplegable bajo “Mesh Was Created In”, la opción “mm”, y de ésta manera veremos cómo las extensiones del dominio (arriba a la izquierda) se multiplican por 0,001. Debemos revisar el log del programa para asegurarnos de que no tenemos errores, ya que uno muy común, si realizamos la malla con elementos demasiado pequeños, es que al escalar se nos generan elementos con volumen negativo.

Este tipo de error debe evitarse a toda costa, si es necesario incluso redefiniendo la malla con elementos de mayor tamaño.

Una vez escalada la malla, haremos un Check para ver si presenta cualquier error, y si todo está bien, debería salir en el log del programa algo parecido a lo que podemos ver en la siguiente imagen:

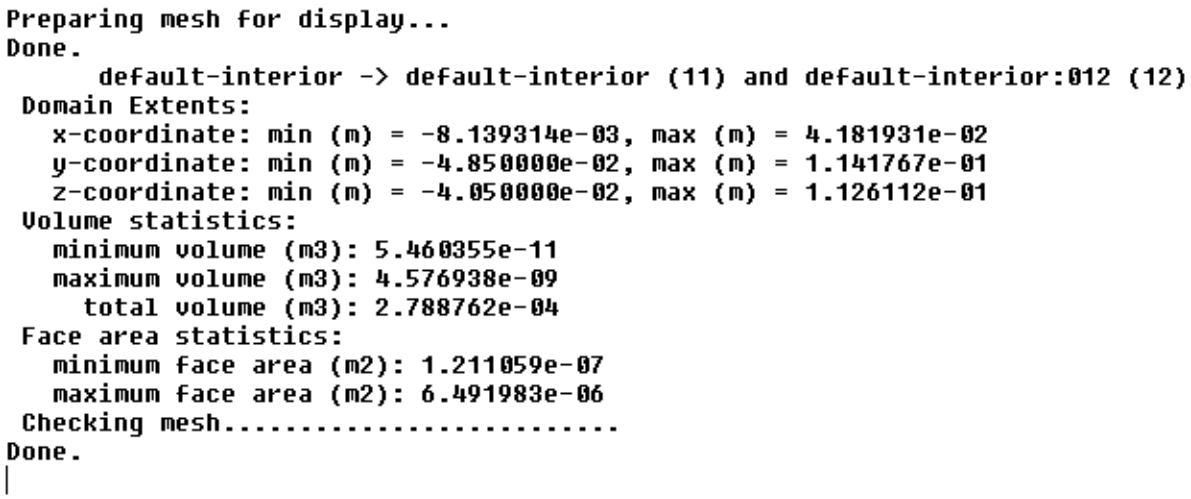


Figura E.45: Vista del log de Fluent, una vez comprobada la malla de manera satisfactoria.

Podemos ver que el programa no nos avisa de ningún error en la malla, lo cual es la segunda señal de que ésta es correcta, pero nos faltará la tercera opción, en la cual comprobaremos la calidad de la misma. Fluent clasifica la calidad de 0 a 1, siendo 0 la peor y 1 la mejor, y nos va a dar el valor de la mínima calidad que se haya encontrado en la malla, de tal manera que el resto de elementos y zonas tendrán inherentemente una calidad de mallado superior a la dada por el programa como caso pésimo.

El programa debería mostrarnos en su log algo como lo siguiente al ejecutar el botón "Report Quality":

```
Mesh Quality:
 Orthogonal Quality ranges from 0 to 1, where values close to 0 correspond to low quality.
Minimum Orthogonal Quality =  1.50287e-01
Maximum Aspect Ratio =  3.45842e+01
```

Figura E.46: Vista del log de Fluent, una vez comprobada la calidad de la malla.

Una vez más, el hecho de que de entrada el programa no nos dé error alguno, significa que la malla es correcta, independientemente de su calidad. Podemos ver un valor mínimo de 0,15 para la malla dada, lo cual es más que suficiente para obtener valores de cálculo que se ajusten a la realidad.

Una vez realizada la comprobación y el escalado de la malla, procederemos a definir los aspectos generales del estudio a realizar. De los valores por defecto, cambiaremos los correspondientes a:

- Estudio de transitorio
- Activar gravedad y asignar una aceleración de -9.81m/s^2 en la dirección Y del sistema de coordenadas global

Debemos seleccionar un estudio de transitorio, ya que la otra opción es seleccionar un estado estacionario, y en nuestro modelo de ensayo, existen dos partes móviles, que son el pistón y la válvula de admisión. Por tanto, para evaluar un ciclo de llenado a una cierta velocidad y en unas ciertas condiciones, es necesario evaluar el transitorio del caso, porque las condiciones de los elementos que componen el ensayo, desde el punto de vista cinemático en primer lugar, son variables.

Las selecciones antes comentadas, las podemos ver en la siguiente ventana:

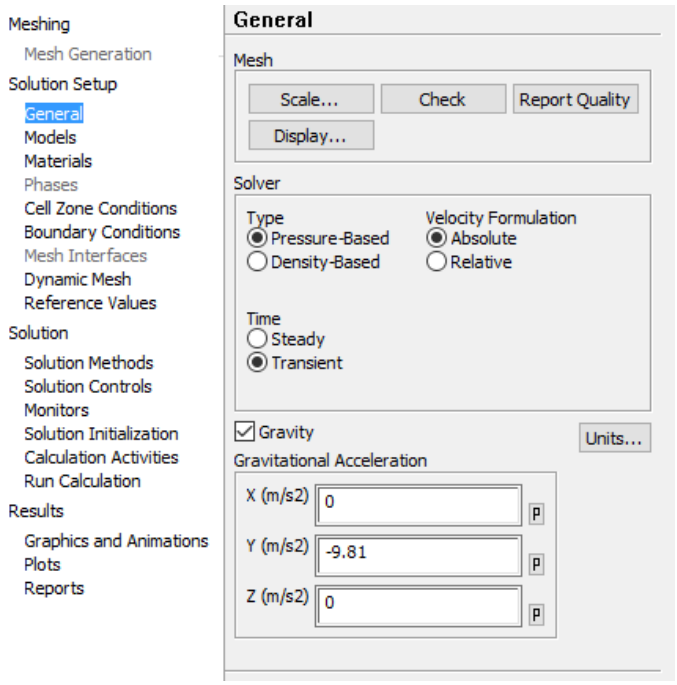


Figura E.47: Vista del control general de la solución en Fluent.

Una vez tenemos definidos éstos parámetros, pasaremos a definir los modelos de estudio, seleccionando la opción “Models”, visible en la figura anterior, y donde dejaremos todo por defecto salvo el modelo de viscosidad, donde seleccionaremos la opción k-epsilon en lugar de la opción por defecto (laminar). Al seleccionar dicha opción, nos aparecerán parámetros sobre el modelo de turbulencia, que dejaremos por defecto. Se emplea un modelo turbulento, ya que los estudios que vamos a realizar tienen como velocidad media por la sección de paso de la válvula, 75m/s, lo cual corresponde a un flujo totalmente turbulento.

Pasaremos a la opción “Materials”, donde simplemente deberemos comprobar que los sólidos corresponden a Aluminio (al no estudiar la transferencia de calor ni los esfuerzos mecánicos en la válvula nos basta), y que los fluidos corresponden a aire.

Posteriormente, pasaremos a las condiciones de contorno, llamadas “Boundary conditions”, donde podremos ver todas las zonas de nuestro modelo creadas en Gambit:

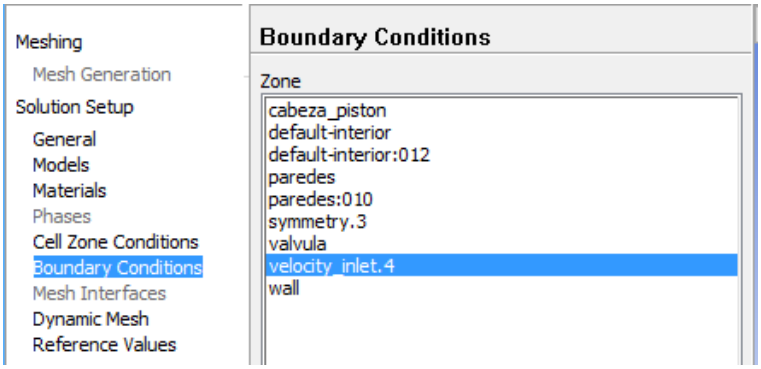


Figura E.48: Vista del control de condiciones de contorno de la solución en Fluent.

Deberemos comprobar que cada zona se corresponde con las condiciones que esperaríamos de ella, y que se mantiene la tipología operativa asignada en Gambit. Una vez realizada dicha tarea, pasaremos a editar la zona “Velocity Inlet”, tal y como se ve en la siguiente figura:

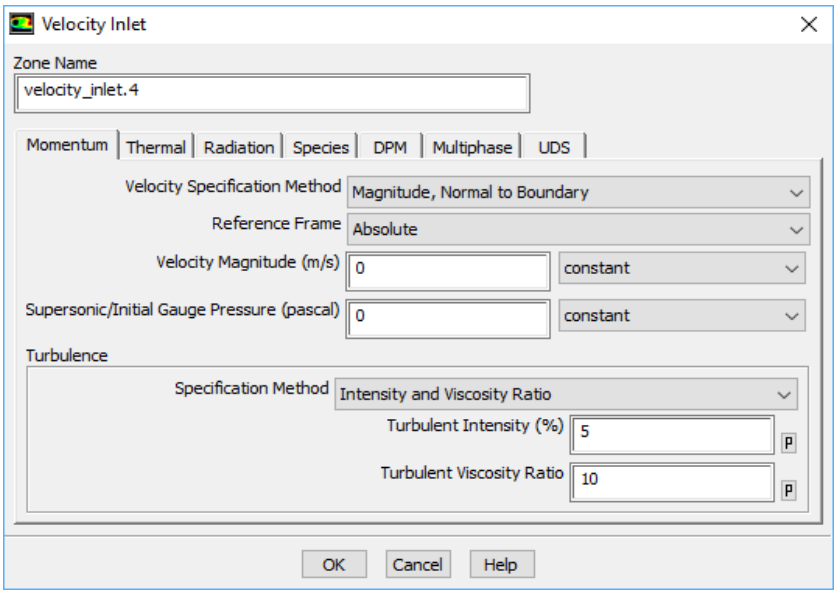


Figura E.49: Vista del control de condiciones de contorno de la zona Velocity Inlet definida previamente en Gambit.

Deberemos verificar que en condiciones iniciales, la velocidad en dicha zona es 0m/s, lo cual en principio está definido por defecto. Esto es debido a que al inicio de la admisión, supondremos que la mezcla está quieta en el conducto de admisión, una hipótesis conservadora, ya que mediante el empleo de sistemas *ram-air* y a partir de cierta velocidad del vehículo, el aire al inicio de la carrera de admisión está ejerciendo cierta presión en el conducto de admisión antes de que se inicie dicha etapa.

Deberíamos configurar la Malla Dinámica, pero lo trataremos en el siguiente capítulo, donde también definiremos el movimiento de los elementos.

El siguiente paso para configurar las variables del estudio, es pasar a los métodos de solución, como podemos ver en la siguiente figura:

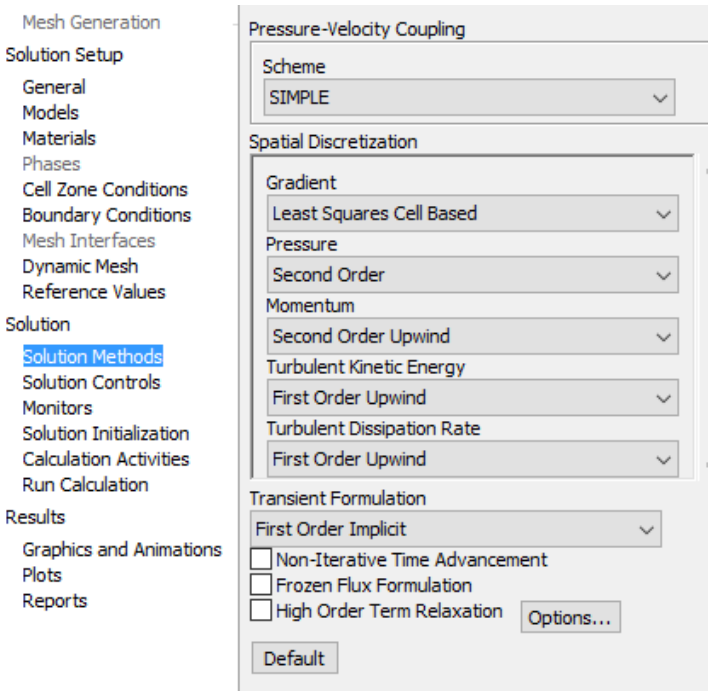


Figura E.50: Vista del control de los métodos de solución.

Para un primer cálculo, se puede seleccionar que tanto la presión como el momento sean cálculos de primer orden, lo cual resta operaciones a cada iteración y acorta el tiempo para solucionar el sistema.

Una solución más precisa, sobre todo cuando dispongamos de la geometría más óptima, requiere de dejar los valores por defecto, o incluso aumentar el orden de los cálculos, lo cual aporta precisión a la solución final.

Crearemos un plano de control, paralelo al plano de simetría, pero que pasará por el eje de traslación de la válvula, mediante la orden Surface>Plane, e insertando tres puntos cualquiera del plano mediante sus coordenadas.

Con todos los parámetros anteriores, podremos realizar los ajustes sobre la opción "Run calculation", para definir cuál es el paso de tiempo, cuántos pasos queremos realizar, y cuántas iteraciones realizaremos por paso. Éstos valores cambian en función de la velocidad de ensayo para el motor, ya que si queremos que el tiempo se corresponda con un cierto ángulo del cigüeñal y las válvulas, a mayor velocidad de giro del motor, menor paso de tiempo, y menor tiempo total para la admisión. Lo que se mantendrá constante es el número de iteraciones por time step, en 100. Éste valor podrá modificarse a la baja o a la alza en función de en qué iteración converge la solución de cada step.

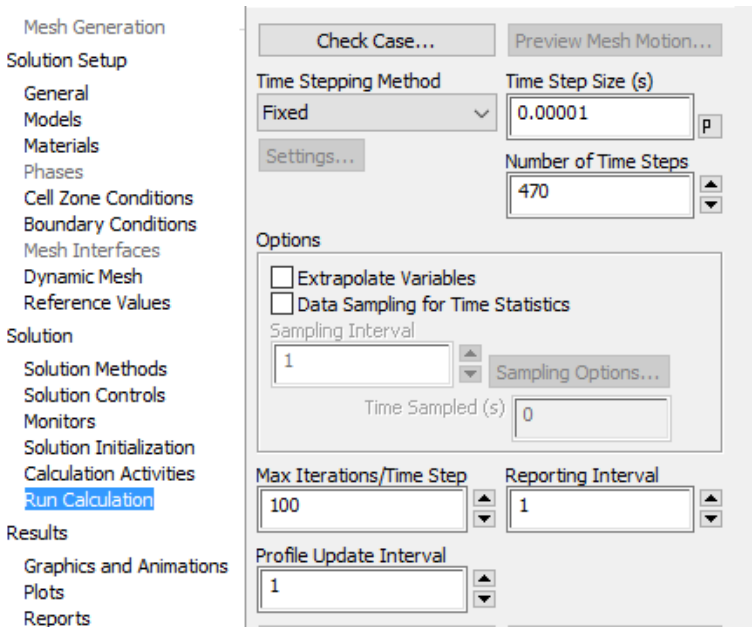


Figura E.51: Vista del control de los parámetros de cálculo.

De ésta manera, habremos definido la totalidad del estudio a falta de definir el movimiento de la válvula y de la cabeza del pistón, que deberán ser definidos mediante una malla dinámica, ya que a medida que se muevan dichos elementos, los nodos de cálculo deberán desplazarse de igual manera, creándose paso por paso y adaptándose al movimiento de los elementos sólidos.

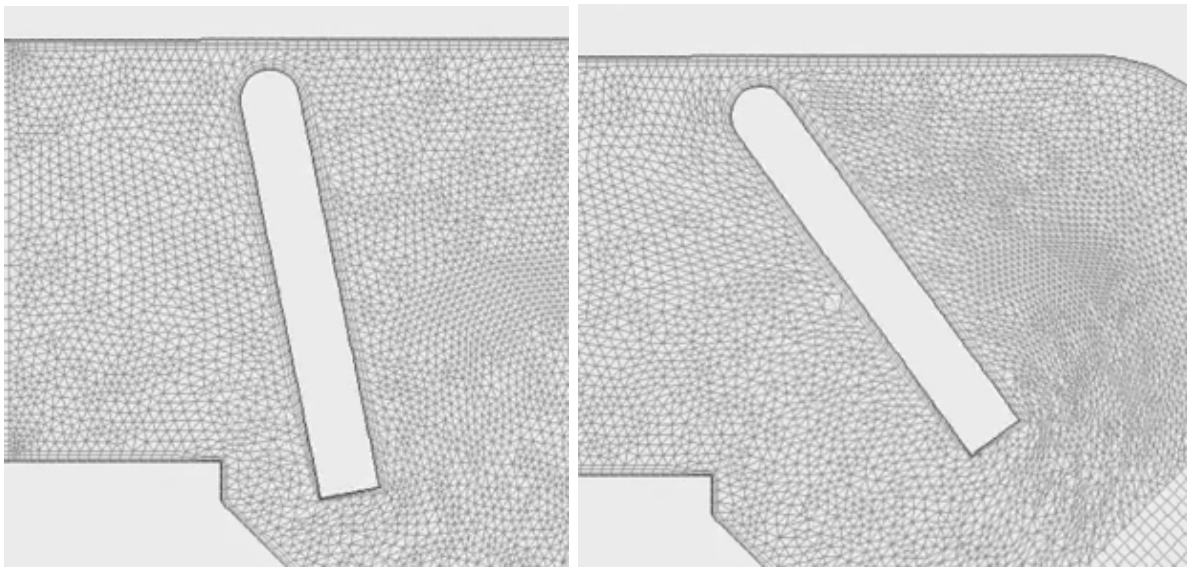


Figura E.52 (I): Vista de una malla alrededor de una compuerta cerrada. [52]

Figura E.53 (D): Vista de una malla alrededor de una compuerta en apertura. [52]

Podemos ver cómo los nodos de la malla, y los elementos que la conforman, se modifican y se adaptan al movimiento de la compuerta. La definición de parámetros, tanto del movimiento de los sólidos como de la creación dinámica de la malla, serán tratados a continuación en un capítulo dedicado explícitamente a explicar las condiciones de cálculo necesarias en los casos de estudio.

E.8. Configuración de la malla dinámica en CFD (Fluent):

Como hemos dicho justo anteriormente, éste capítulo tratará la configuración de la malla dinámica destinada a posibilitar el cálculo de las geometrías y casos de estudio que pretendemos ensayar.

En primer lugar, y dada la amplia extensión que tiene la tecnología de los MACI, Fluent incorpora por defecto un módulo destinado a su cálculo, llamado In-Cylinder. Éste módulo, nos permite regular el movimiento de cada uno de los elementos de manera que quede referenciado al ángulo de cigüeñal, y que se pueda variar la velocidad del motor sin tener que redefinir la posición de cada elemento.

El primer paso, es habilitar la malla dinámica en Fluent, y seleccionar las opciones:

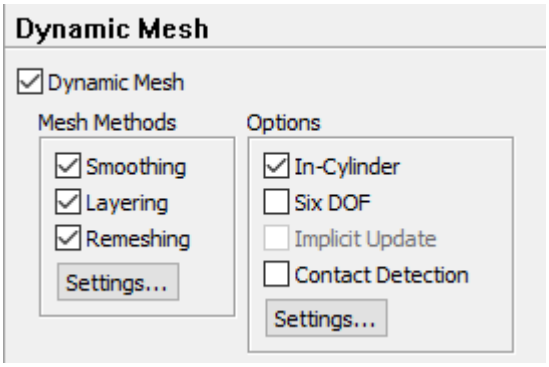


Figura E.54: Vista en Fluent del panel de selección para la malla dinámica.

Una vez se han seleccionado éstos elementos, entraremos a “Settings” en Mesh Methods, para poder regular cómo se modifica la malla en cada paso de tiempo que efectúa el programa.

Tendremos, entonces, los siguientes parámetros para Smoothing:

- Minimum Length Scale (m): 0,0009
- Maximum Length Scale (m): 0,0011
- Maximum Skewness: 0,6

En el caso de Layering, tendremos por parámetros los siguientes:

- Heigth Based
- Collapse Factor: 0,4

En el caso de Remeshing, por último, tendremos:

- Minimum Length Scale (m): 0,0008
- Maximum Length Scale (m): 0,0012
- Maximum Skewness: 0,7
- Size Remeshing Interval: 1

El resto de valores y parámetros, quedarán por defecto, tal y como vienen dados por Fluent. El siguiente paso, trata de regular las condiciones en las que funciona el motor, para cada ensayo concreto. Éste paso lo realizaremos abriendo la pestaña “Settings” del módulo options, visible en la figura E.54, donde tenemos ya seleccionada la opción In-Cylinder. En el caso a describir, se tomará por referencia su funcionamiento a 14000rpm, y en el resto de ensayos a diferentes velocidades, sólo se trataría de cambiar éste valor y dejar el resto sin cambiar.

Los parámetros a introducir, serán los siguientes:

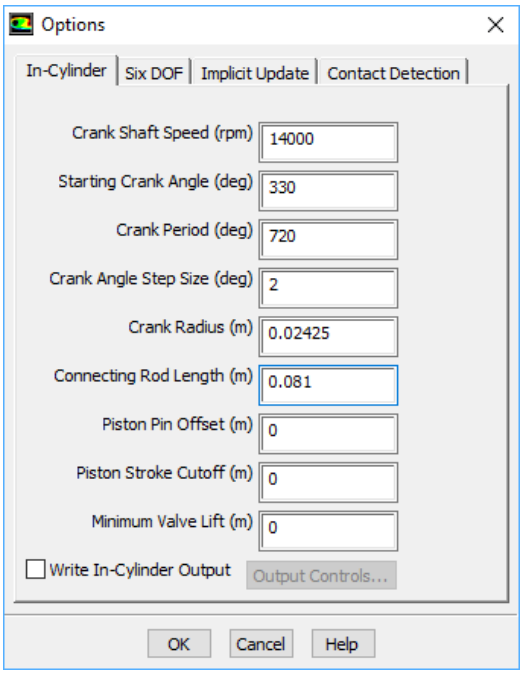


Figura E.55: Vista en Fluent del panel de parámetros del módulo In-Cylinder.

Como podemos ver, hemos seleccionado como ángulo inicial 330º. Esto es dado porque Fluent toma 0º, 360º y múltiplos enteros como punto muerto superior para el pistón, de tal manera que si la apertura de las válvulas de admisión se produce en todo caso a 30º antes del PMS, es necesario que la simulación tenga en cuenta que el pistón aún sube cuando se abren las válvulas de admisión. En cuanto al período, 720º, es empleado para especificarle al programa que estamos empleando un motor de 4T. El paso en grados, se emplea como 2, ya que los parámetros de posición de las válvulas de admisión en cada caso, están calculadas al grado de árbol de levas en Excel, y por tanto equivalen a 2 grados de cigüeñal.

El radio del cigüeñal, por definición es la mitad de la carrera del pistón, y en cuanto a la longitud de la biela, empleamos aquella que usamos anteriormente para definir la cinemática del pistón, de tal manera que podamos comprobar si Fluent interpreta correctamente los parámetros introducidos mediante contraste con los valores de Excel.

Seguidamente, deberemos crear un Perfil que sea legible por Fluent. Esto lo vamos a realizar mediante Excel, ya que mediante ciertos cambios estratégicos podemos generar el perfil de manera muy sencilla. Un archivo de perfil, tiene una extensión tipo .prof, y abierto con el bloc de notas para su edición, se ve de la manera siguiente:

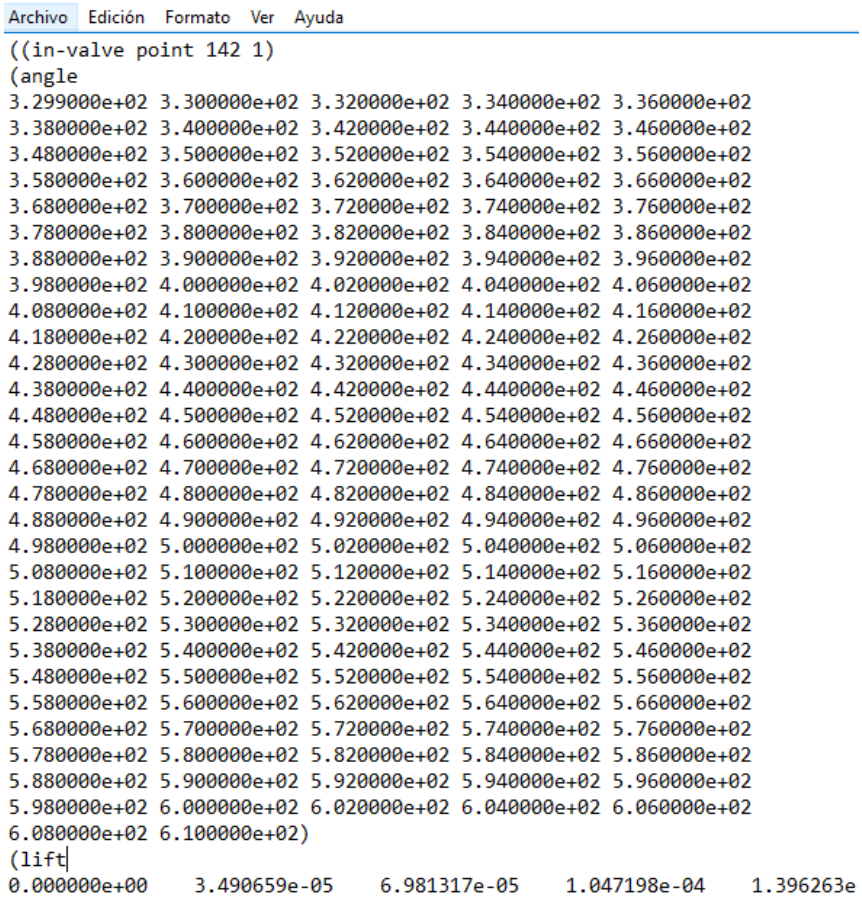


Figura E.56: Vista en Notepad del perfil de apertura de la válvula de admisión.

Para crear un perfil y que Fluent lo lea correctamente, es fundamental comprender la estructura de un archivo de éste tipo. En primer lugar, emplea un encabezado con la estructura ((*"Nombre del perfil"* point *"número de puntos"* 1)(angle [puntos separados por espacios]) *intro* (lift [puntos separados por espacios])).

Los puntos, como podemos ver, se dan siempre en notación científica y con 6 decimales. Esto lo podemos regular en Excel mediante “Formato de celda>Científico” e introducir manualmente los decimales desde el cuadro “Número”. Si copiamos solamente valores en una columna, copiamos de nuevo y al pegar trasponemos la matriz, tendremos los valores listos para copiarlos de Excel y pegarlos en el Perfil. Una vez pegados, deberemos sustituir las comas por puntos y las E por e mediante la opción “Edición>Reemplazar>Reemplazar Todo” que incorpora el bloc de notas.

Una vez hayamos realizado todos éstos pasos, dispondremos de un perfil totalmente funcional para ser leído por Fluent. Vemos que deberemos crear 12 perfiles diferentes, uno para cada tiempo de apertura de las válvulas de admisión y para cada lift de válvula asignado (lo cual son 3 tiempos x 4 lifts).

Para llamar al perfil desde Fluent, emplearemos la ruta “Read>Profile” y seleccionaremos el perfil a ensayar desde el explorador de archivos, tal y como se ve en la siguiente captura de pantalla:

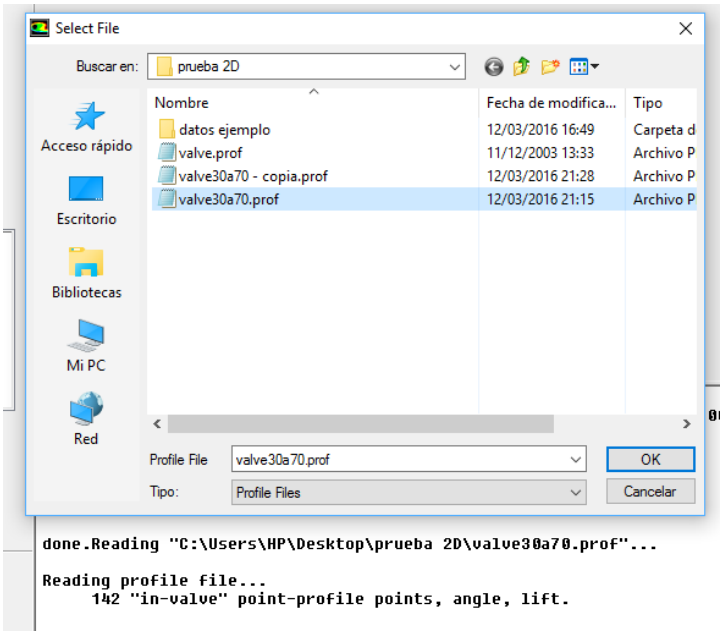


Figura E.57: Vista en Fluent de la lectura del perfil de la válvula de admisión.

Como vemos en la figura E.57, el log del programa nos diagnostica si la lectura es correcta. En caso de que el programa indique cualquier error, no habrá leído los puntos y la simulación no podrá llevarse a cabo.

Una vez hayamos introducido todos los parámetros, podremos empezar a asignar movimiento a todas las zonas en función del comportamiento que vayan a tener. En primer lugar, asignaremos un movimiento de tipo “Rigid Body” a aquellos elementos que correspondan a entidades rígidas. Éstos serán los siguientes:

- La cabeza del pistón
- La válvula

De ésta manera, se nos abrirá el cuadro de diálogo siguiente:

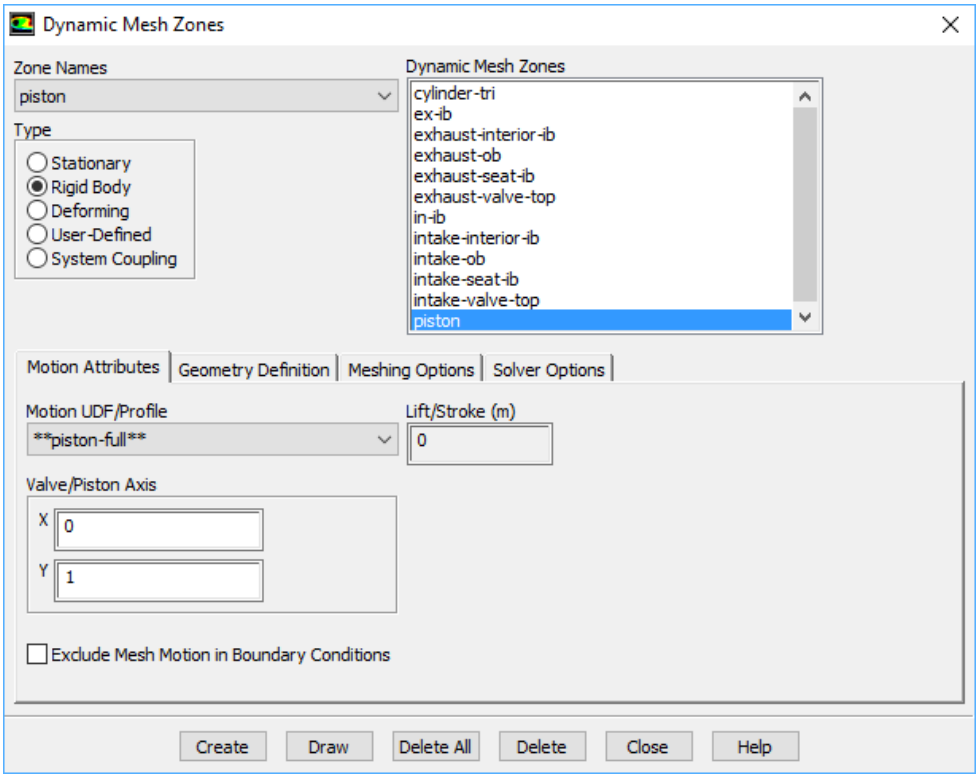


Figura E.58: Vista en Fluent de la introducción de parámetros del pistón.

Como podemos ver en la imagen, se emplea para darle movimiento al pistón el UDF que nos da por defecto el módulo In-Cylinder, sin necesidad de definir un perfil de manera explícita. Para la válvula, seleccionaremos el perfil que hemos leído anteriormente, que especificará su distancia respecto de un punto de origen situado en un eje. Por ello, deberemos indicarle a fluent las magnitudes de los ejes x e y para el vector director de la trayectoria de la válvula, correspondientes al coseno y al seno de un ángulo de 82º respectivamente en nuestro caso, ya que es el ángulo que forman las válvulas con la vertical. Abriremos la pestaña llamada "meshing options" para especificarle una altura de elemento de 0,0005m en las zonas adyacentes.

El siguiente paso, es definir el comportamiento de aquellos volúmenes de la malla que van a deformarse, los cuales en nuestro caso serán tres:

- El volumen de cilindro barrido por el pistón
- El volumen del conducto de admisión
- El volumen de la cámara de combustión

El volumen correspondiente a la cámara de combustión, se separa del barrido por el pistón, ya que un requisito para poder ejecutar el módulo In-Cylinder, y en general una característica de las mallas dinámicas, es que se expanden mediante elementos hexaédricos, de tal manera que podemos dejar la cámara de combustión con elementos tetraédricos para conseguir una mayor densidad nodal y por ende mayor precisión en el cálculo. (Esto viene ya hecho desde Gambit, cuando se define la malla).

En concreto, la expansión del volumen correspondiente al conducto de admisión, se define mediante una característica de tipo “Deforming”, donde seleccionaremos la pestaña “Geometry Definition”, y seleccionaremos en el desplegable la opción “Cylinder”, especificando todos los parámetros geométricos que nos solicita el programa. De ésta manera, le estaremos diciendo a Fluent, que tal cual comience a bajar la válvula, debe expandir la malla del conducto de admisión describiendo un cilindro de radio y punto de origen definidos, en una dirección definida. En el caso del volumen de la cámara de combustión, los elementos deberán deformarse para acoger a la válvula en su bajada.

La manera concreta de decirle a Fluent que entre el volumen de la cámara de combustión y el volumen del conducto de admisión, existe una frontera que debe deformarse, es crear una cara cilíndrica alrededor de la cabeza de la válvula, que se conecte con el asiento de la válvula. Por tanto, si le especificamos al programa que ésta cara se deforma, entenderá que cuando la válvula baje deberá crear elementos de malla sobre ésta cara. Si miramos la malla por un plano de corte, podemos ver cómo la malla del conducto de admisión crece con la bajada de la válvula, y cómo se deforma la malla de la cámara de combustión. Asimismo podremos ver cómo crece el volumen del cilindro barrido por el pistón:

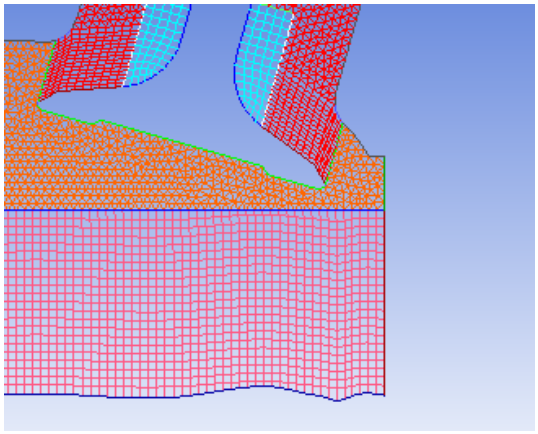


Figura E.59: Vista en Fluent la evolución de la malla.

La manera de que el programa entienda que en ésa cara cilíndrica confluyen dos volúmenes cuyo estado es correlativo, es asignarle a la cara una interfaz. Esto lo realizaremos, ya desde Gambit, copiando la cara cilíndrica, y asignando el volumen de la cámara de combustión con una copia, y el del conducto de admisión con la otra. De ésta manera, podremos ir a la asignación de interfaces, tal y como vemos en la siguiente figura, y crear la que necesitamos:

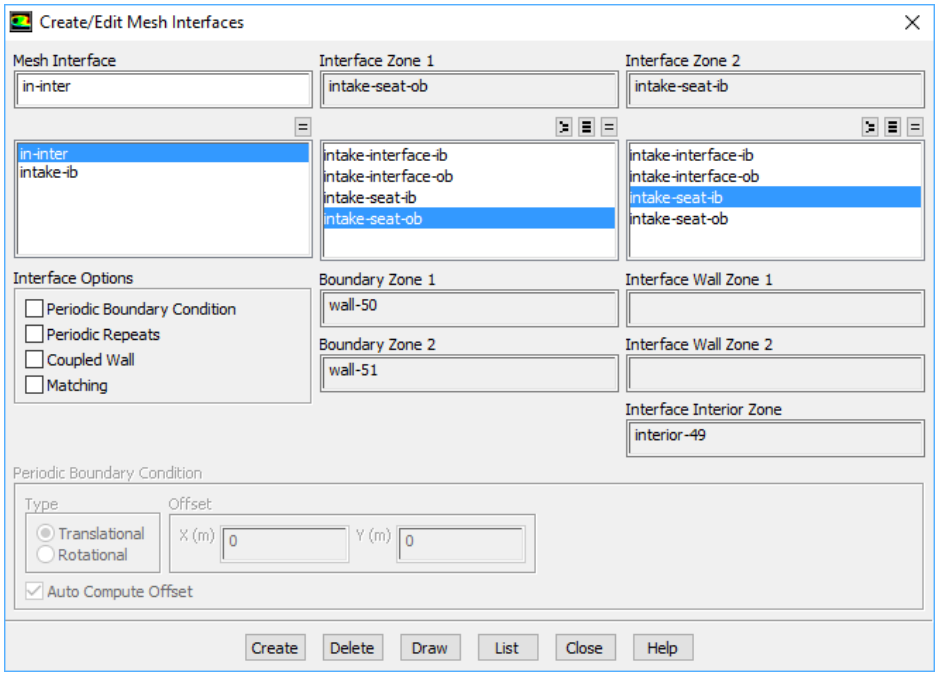


Figura E.60: Vista en Fluent la creación de interfaces.

Llegados a éste punto, definiremos las zonas estacionarias de la malla, que serán aquellas que no sufrirán movimiento alguno, y con éstas definidas, tendremos todo listo para ejecutar el cálculo del proceso que queremos ensayar.

Para cada una de las condiciones de anchura de conducto y válvula, ensayaremos todas las velocidades de motor cambiando el parámetro rpm en el módulo de control de In-Cylinder. En el caso de las aperturas de válvula, simplemente deberemos leer todos los perfiles de apertura y seleccionar aquel que nos afecte. Todos estos parámetros deberán cambiarse antes de inicializar el cálculo. Como queremos evaluar el llenado del cilindro, el tiempo de cada paso nos viene dado automáticamente por In-Cylinder, y entonces seleccionaremos el número de pasos de tiempo correspondientes al tiempo total de apertura de las válvulas, en función de los grados que permanezcan abiertas, y siempre teniendo en cuenta que hemos seleccionado un paso de 2 grados por cada fracción de tiempo.

E.9. Resultados de los cálculos:

Una vez tenemos los cálculos realizados, básicamente nos interesará un parámetro directamente relacionado con el rendimiento volumétrico, que es la masa total de aire que está presente en el cilindro una vez las válvulas de admisión se cierran. Para ello, iremos a la pestaña Results, seleccionando de la lista la opción “Volume Integrals”, y posteriormente, nos aparecerá el siguiente cuadro, en el que ya se ven las opciones necesarias para leer la masa presente en el cilindro:

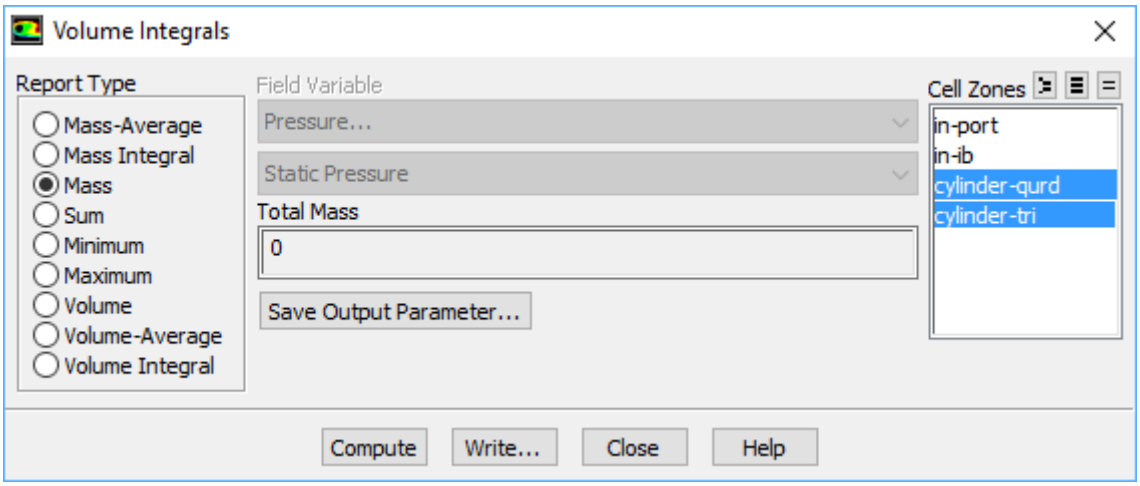


Figura E.61: Vista en Fluent la lectura de la masa total introducida al cilindro durante la carrera de admisión del motor.

Vemos que hemos seleccionado los volúmenes correspondientes a la cámara de combustión y al cilindro, de tal manera que si pulsamos “Compute”, tendremos el valor en kg de aire admitido al cilindro durante el proceso.

Si vamos al Anejo D, página 5, vemos calculado el volumen total de la cámara de combustión sumado al volumen del cilindro como 267,77 cm^3. Por tanto, y como aproximación, según la ecuación D.11, para éste volumen, a presión atmosférica (Lo cual sería lo ideal), y a 350K, tendremos una cantidad de aire de 0,000272 kg. Por tanto, podemos definir el rendimiento volumétrico del motor como:

$$\eta_{VOL} = \frac{m_1}{m_{ideal}} \qquad \text{(Ec. E.19)}$$

Tendremos entonces, que para la geometría cuyos conductos de admisión miden 30mm de diámetro en la embocadura al cilindro, siendo las válvulas de 32,5 mm de diámetro y el lift de las válvulas de 11,7mm, la masa introducida para cada régimen y tiempo de apertura de válvula será:

Tabla E.7: Valores de masa de aire introducidos al cilindro para la geometría de 30mm en conducto, para todos los regímenes de giro y tiempos de apertura de válvulas.

	Aire Introducido (kg)		
	30-50	30-60	30-70
rpm	kg	kg	kg
4000	0,000245	0,000225	0,000214
6000	0,000247	0,000241	0,000235
8000	0,000248	0,000249	0,000247
10000	0,000248	0,000249	0,000248
12000	0,000243	0,000245	0,000248
14000	0,000222	0,000240	0,000247

Si miramos la tabla, podremos ver el máximo y el mínimo de cada tiempo de apertura, y lo primero que salta a la vista, es que al mantener abiertas las válvulas durante más tiempo, se provoca que el máximo de carga en el cilindro se genere a más rpm.

Si aplicamos la ecuación E.19, obtenemos el rendimiento volumétrico para cada caso, de tal manera que los valores serán los siguientes:

Tabla E.8: Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 30mm en conducto, para todas los regímenes de giro y tiempos de apertura de válvulas.

	Rendimiento Volumétrico (/1)		
	30-50	30-60	30-70
rpm	rend vol	rend vol	rend vol
4000	0,9002	0,8257	0,7853
6000	0,9097	0,8855	0,8629
8000	0,9132	0,9144	0,9079
10000	0,9121	0,9149	0,9123
12000	0,8923	0,9003	0,9104
14000	0,8164	0,8839	0,9072

Vemos que los valores obtenidos, son en torno al 91%, el cual es un valor muy lógico para motores de tipo atmosférico, y de ésta manera, tenemos un indicio de que el modelo que hemos implementado representa la realidad de manera correcta.

Una manera de estudiar el comportamiento del motor en función del régimen de giro del motor, es estudiar en qué regiones del mismo rinde, y si decae mucho en una cierta zona de su rango de funcionamiento.

Al estar pensado éste motor para una moto de competición, nos interesa especialmente que el motor rinda en la zona media y alta de su régimen, durante cuanto más tiempo, mejor.

Si graficamos los datos expuestos en un diagrama, tendremos lo siguiente:

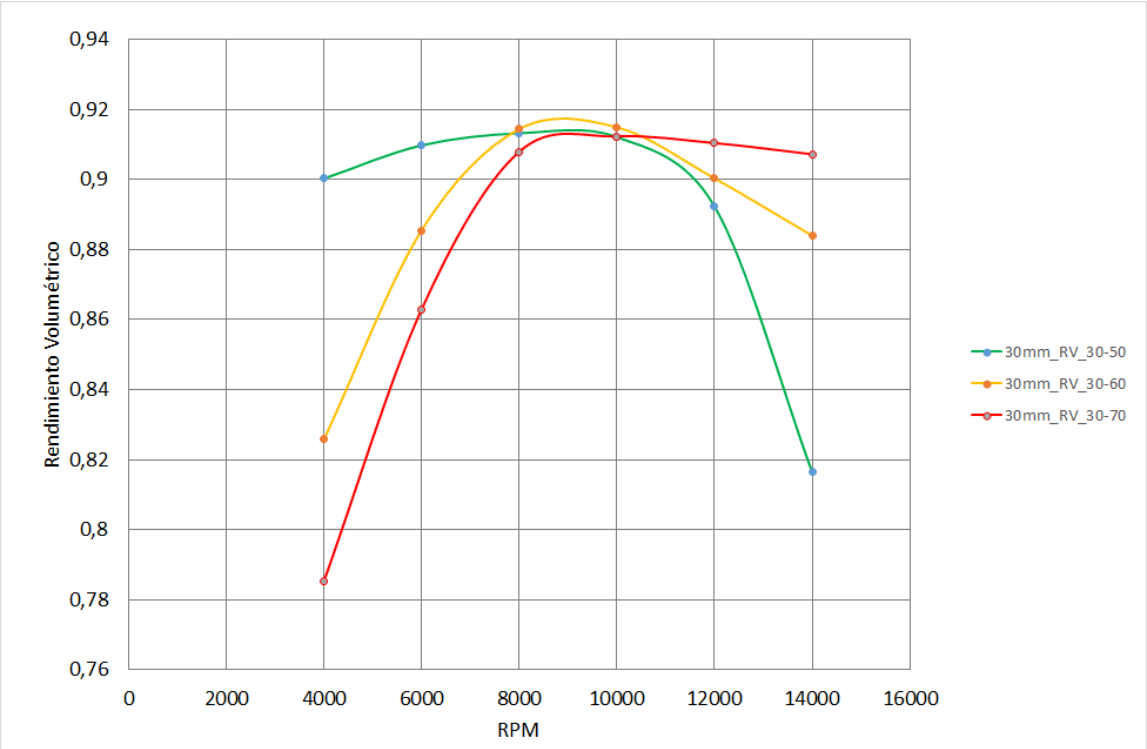


Figura E.62: Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 30mm de diámetro, y diferentes tiempos de apertura de las válvulas.

Si interpretamos el gráfico, podemos ver cómo cuando el motor tiene un tiempo de apertura corto, tiene un rendimiento estupendo a bajas rpm, pero pierde todo el rendimiento cuando el motor sube de vueltas porque realmente podría admitir más aire en la fase final de la apertura de las válvulas pero no lo hace porque se cierran demasiado pronto, y además al subir el régimen del motor cuesta más tiempo que se establezca una corriente de aire a través de los conductos de admisión porque el pistón baja relativamente más rápido de lo que lo hace la mezcla, y por tanto se pierde rendimiento de manera muy abrupta.

En cuanto a un tiempo de apertura medio, vemos que perdemos rendimiento antes de las 8000rpm, pero una vez las sobrepasamos, nos mantenemos por encima del 88% de rendimiento en todos los casos hasta las 14000rpm. El pico máximo de rendimiento, se produce a aproximadamente un 91%, pero como vemos, el máximo del resto se sitúa en valores muy parecidos, y no nos sirve ésta segunda característica como rasgo que diferencie éste comportamiento del resto.

La pérdida de rendimiento a bajas rpm, se explica porque las válvulas de admisión se quedan abiertas demasiado tiempo, y el pistón comienza al subir. Al girar el motor lento, el pistón no habrá provocado tanta velocidad en los gases de entrada, y por tanto pierden su inercia antes de que las válvulas se cierren, de tal manera que durante la última fase de la apertura, el pistón bombea mezcla fresca de vuelta por los conductos de admisión de vuelta, que es perdida para el ciclo actual.

Éste fenómeno se vuelve incluso más abrupto para el caso en el que el tiempo de apertura es máximo, ya que el pistón tiene más tiempo para bombear mezcla fresca fuera. Por el contrario, conseguimos con ésta configuración un mayor rendimiento en la zona alta del régimen de motor, sin por ello sacrificar rendimiento en su zona media, a partir de 8000rpm.

Podemos decir entonces, que para el caso descrito, un tiempo de apertura máximo nos da el mejor comportamiento de todos los estudiados, y seleccionaremos éste como representante del conducto de 30mm de diámetro a la hora de compararlo con el resto de diámetros a estudiar.

Ya que hemos descrito el proceso de obtención de los valores de rendimiento volumétrico en función de la masa de aire introducida durante la admisión, en adelante presentaremos directamente los valores de rendimiento volumétrico obtenidos para el resto de geometrías ensayadas.

Para la geometría cuyos conductos miden 28mm de diámetro, correspondientes a unas válvulas de 30,5mm de diámetro y un lift de 11,1mm, para los 3 tiempos de apertura a estudiar, tendremos lo siguiente:

Tabla E.9: Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 28mm en conducto, para todas los regímenes de giro y tiempos de apertura de válvulas.

	Rendimiento Volumétrico (/1)		
	30-50	30-60	30-70
rpm	rend vol	rend vol	rend vol
4000	0,9055	0,8454	0,8117
6000	0,9123	0,8879	0,8735
8000	0,9148	0,9160	0,9057
10000	0,9110	0,9120	0,9102
12000	0,8884	0,8939	0,9082
14000	0,7982	0,8640	0,9022

Si nos fijamos en los valores obtenidos, podemos ver que un conducto más estrecho, ha repercutido directamente sobre el comportamiento de la evolución del rendimiento al desplazar el máximo valor en el tiempo de apertura medio desde 10000 rpm a 8000 rpm.

Esto se explica dado que al ser el conducto más estrecho, se dispone de menos área de paso en toda la admisión, de tal manera que al ser la velocidad del pistón la misma en todos los casos a comparar para cada régimen de giro, el aumento de la velocidad que se genera en los conductos al reducir el diámetro repercute directamente en una mayor pérdida de carga y por consiguiente el rendimiento del motor cae antes.

Si graficamos los valores, tendremos el siguiente diagrama:

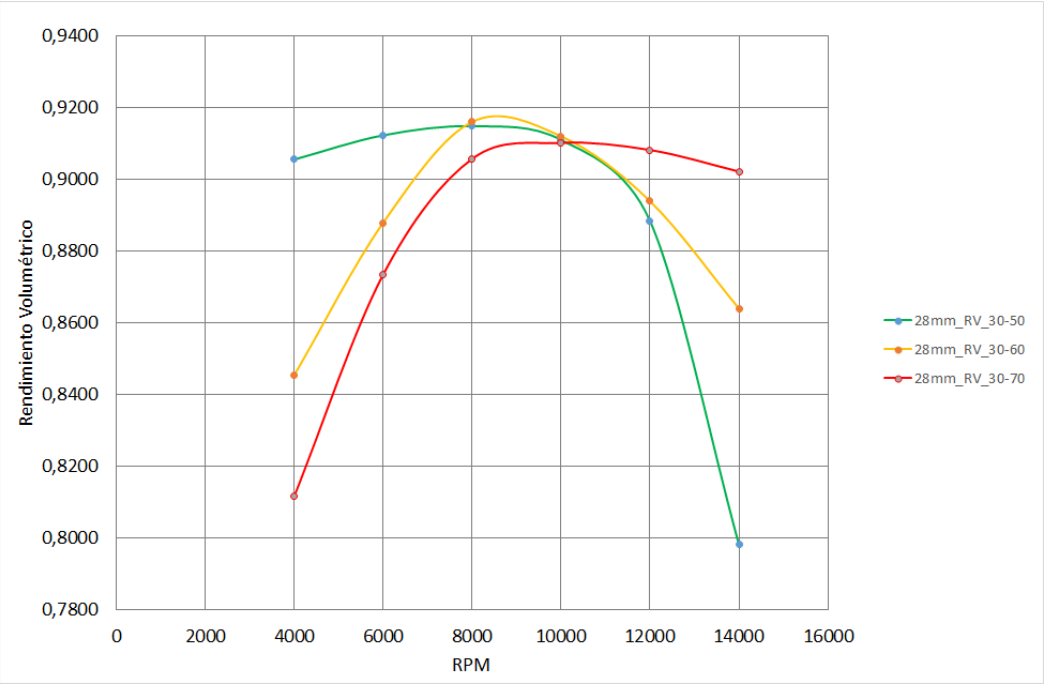


Figura E.63: Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 28mm de diámetro, y diferentes tiempos de apertura de las válvulas.

Por otro lado, podemos ver que los valores de rendimiento para régimen de giro mínimo han aumentado, porque se consigue una mayor velocidad en la admisión antes de que las pérdidas de carga repercutan negativamente en el sistema como pérdidas de carga (al subir rpm). Por tanto, podemos decir que ésta alternativa nos genera un rendimiento algo más óptimo en bajos. El ciclo representativo para ésta geometría, vuelve a ser en el que el tiempo de apertura de las válvulas de admisión es máximo, aunque vemos que el rendimiento ya no es tan estable en la zona alta del régimen de giro, sino que empieza a decaer.

En cuanto a la geometría cuyos conductos de admisión tienen un diámetro de 26mm, con un diámetro de válvulas de 28,5mm y un lift de 10,5mm, tendremos:

Tabla E.10: Valores de rendimiento volumétrico para la geometría de 26mm en conducto, para todas los regímenes de giro y tiempos de apertura de válvulas.

	Rendimiento Volumétrico (/1)		
	30-50	30-60	30-70
rpm	rend vol	rend vol	rend vol
4000	0,9102	0,8497	0,8226
6000	0,9145	0,8915	0,8801
8000	0,9147	0,9129	0,9069
10000	0,9061	0,9088	0,9105
12000	0,8523	0,8852	0,9025
14000	0,7536	0,8521	0,8814

Podemos ver en éste caso, un comportamiento relativamente similar al demostrado por los conductos de 28mm de diámetro, con la particularidad de que existe una ligera pérdida de rendimiento máximo en todos los casos. Dicha pérdida puede explicarse dado que los conductos cada vez se estrechan más, y con éstos el área de paso disponible a través de las válvulas, aumentando las pérdidas de carga de los conductos.

También puede verse cómo los valores de rendimiento máximo, cada vez tienden hacia menores regímenes de giro, al estar limitando el área de paso disponible durante el llenado del cilindro.

Si graficamos el rendimiento volumétrico, para la geometría que estamos estudiando, tendemos el siguiente diagrama:

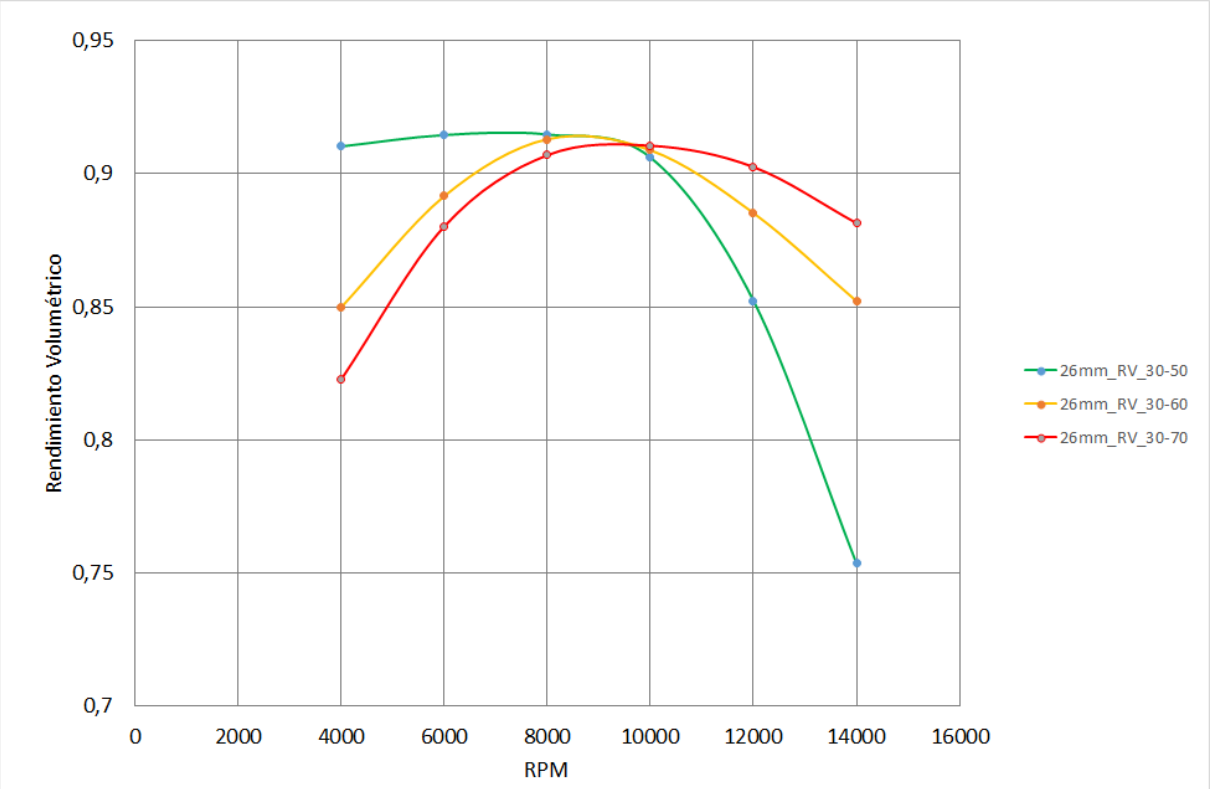


Figura E.64: Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, para unos conductos de admisión de 26mm de diámetro, y diferentes tiempos de apertura de las válvulas.

Por tercera vez consecutiva, vemos que el comportamiento más óptimo en la zona alta del régimen de giro del motor se produce para un tiempo de apertura máximo. Un fenómeno que comienza a hacerse observable, es que cuanto más se reduce la sección de paso de los conductos, mejor es el rendimiento volumétrico en la zona baja del régimen de giro, pero a la vez la pérdida de rendimiento en la zona alta cada vez se vuelve más brusca, y prueba de ello es que el rendimiento para tiempo de apertura máximo ya no es estable sino que decae de forma visible desde su máximo conforme aumentan las rpm del motor.

Al haber visto que el rendimiento decae al reducir la sección de los conductos, y que se pierde mucha potencia en la zona alta del régimen de giro, nos ha resultado trivial realizar el estudio para la geometría de 24mm, y por tanto ésta no será ensayada, al esperar un comportamiento no adecuado a los requisitos necesarios para nuestro motor.

Si graficamos los ciclos de apertura máxima de cada una de las tres geometrías, más el ciclo de apertura media de la geometría de diámetro 30mm en conductos, tendremos:

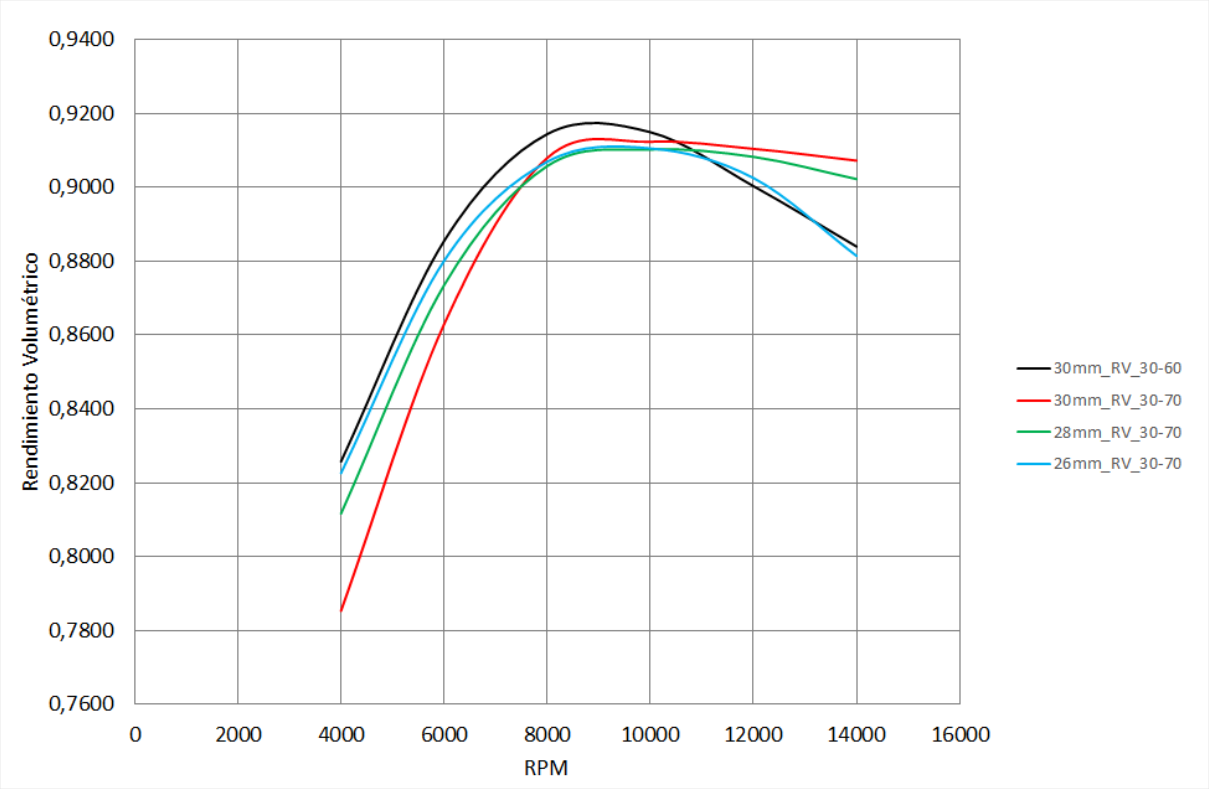


Figura E.65: Diagrama de rendimiento volumétrico del motor, combinación de resultados relevantes para su posible implantación.

Podemos ver cómo los dos tipos de geometría que mejor mantienen el rendimiento en la zona alta del régimen de giro son las que presentan máxima apertura, siendo los diámetros de estas 28 y 30mm.

La geometría de 26mm queda descartada, al ser visible que aporta resultados peores incluso que la geometría de 30mm con tiempo de apertura de válvulas medio.

Hablando de ésta, vemos que aunque genera el pico máximo de rendimiento de todas las geometrías y combinaciones estudiadas, cuando el motor sube de vueltas pierde rendimiento, y por ello tendríamos un motor que entregaría par a bajas rpm y a medias rpm, pero sacrificando altos.

En cambio, las geometrías de 28 y 30mm de diámetro, a tiempo de apertura máximo, consiguen mantener el rendimiento de manera uniforme en altos, y por ello responden mejor al propósito que tenemos para nuestro motor.

Como elección final, escogeremos la geometría de 28mm de diámetro, dado que presenta las siguientes ventajas:

- Da mejor rendimiento en bajos
- Mantiene el rendimiento en altos

Aun existiendo el siguiente inconveniente:

- El rendimiento entregado en medios y altos, es ligeramente inferior al de la geometría de 30mm.

Si realizamos un análisis puramente cuantitativo, de la zona media-alta de funcionamiento del motor, podemos ver cómo en teoría la opción de mayor diámetro debería ser la escogida, pero debemos pensar que el motor que estamos diseñando va a ser empleado en circuitos. Y en éstos no solamente se acelera, ni siempre llevamos el motor a alto régimen, sino que existen las curvas lentas, por poner un ejemplo, una horquilla.

En éste tipo de curvas, el motor cae mucho de rpms durante la frenada, ya que son curvas donde la velocidad de paso es muy lenta y suelen hacerse en 2ª o en 3ª velocidad porque la 1ª sirve prácticamente solo para arrancar.

Por tanto, es muy importante que cuando el piloto acelere a la salida de la curva, el motor responda de la manera más rápida posible, y esto lo vamos a lograr si tenemos una buena entrega de par motor en bajos. Por ello, aunque el sacrificio de par y potencia máximos existe, al ser muy ligero en comparación a la pérdida que tendríamos en bajos, vamos a escoger la geometría de 28mm de diámetro para los conductos, con 30,5mm de diámetro para las válvulas, y un lift de 11,1mm.

E.10. Resultados del estudio:

Según los datos aportados por el estudio realizado, vamos a construir una culata, cuyos conductos de admisión tendrán las siguientes características:

- Número: 2
- Diámetro nominal: 28mm
- Diámetro de asiento de válvula: 30,5mm
- Ángulo del asiento: 45º
- Diámetro de la embocadura: 50mm por conducto o área equivalente
- Ángulo del eje de traslación de la válvula: 82º

En cuanto a los conductos de escape, tendremos:

- Número: 2
- Diámetro nominal: 23,5mm
- Diámetro del asiento de válvula: 26mm
- Ángulo del asiento: 45º
- Diámetro de la embocadura: 40mm por conducto o área equivalente
- Ángulo del eje de traslación de la válvula: 80º

En cuanto a la distribución en la admisión, tendremos:

- Apertura: -30º desde PMS de la carrera de admisión
- Cierre: +70º desde PMI de la carrera de compresión

Y la distribución del escape será:

- Apertura: -60º desde PMI de la carrera de expansión
- Cierre: +20º desde PMS de la carrera de escape

E.11. Conclusiones del estudio:

Al haber realizado un estudio detallado en busca de la optimización de las geometrías presentes en la culata, hemos aprendido que el hecho de cambiar los parámetros de estudio no influye en exceso en el valor máximo del rendimiento que va a entregar el motor, sino más bien en cómo lo hace.

Una entrega de rendimiento a alto régimen, repercutirá directamente en la potencia máxima del motor, aumentándola. Por el contrario, si ésta ocurre a bajo régimen, perderemos potencia en favor de una mayor entrega de par motor en bajos y medios.

El hecho es que en la fase de diseño de un motor, no podemos aventurarnos a escoger un diámetro por imitación o de manera arbitraria, porque si lo hacemos no vamos a comprender cómo funciona y como rinde la máquina desde el punto de vista fluidodinámico, y podemos encontrarnos con un resultado opuesto al esperado, o simplemente deficiente.

En nuestro caso, la lógica decía que debíamos emplear unos conductos lo más anchos posibles, ya que el motor giraría a alto régimen, pero nos hemos encontrado que si empleamos un diámetro ligeramente menor, sacrificaremos un poco de rendimiento a alto régimen para obtener una mejora significativa en bajos, lo cual es un aspecto positivo de cara a la aplicación práctica deseada para nuestro motor.

En cuanto a los conductos de admisión, se deberán realizar lo más cortos posibles en el tramo que quede en la culata, ya que de ésta manera nos aseguraremos el poder regular el comportamiento del motor mediante el empleo de una tobera más o menos larga.

La longitud de la tobera de admisión, repercute en el rendimiento volumétrico de un motor de la manera siguiente:

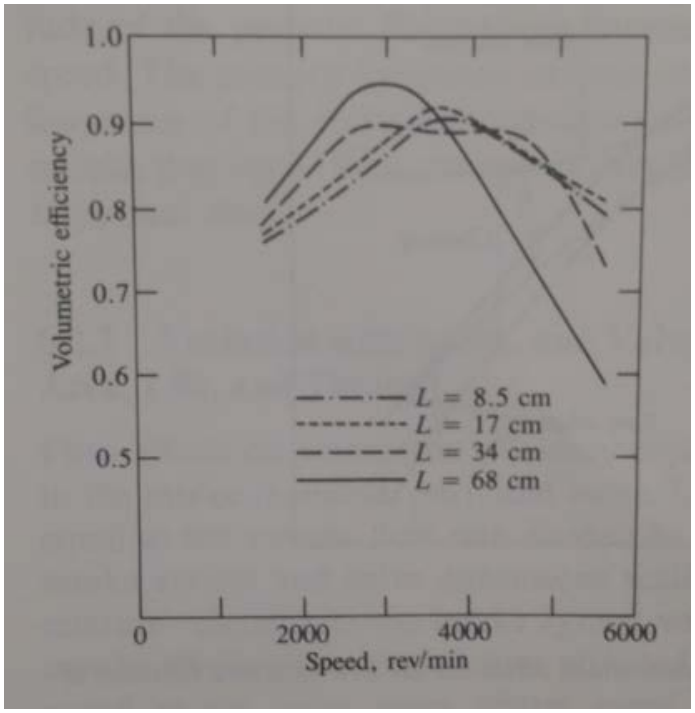


Figura E.66: Diagrama de rendimiento volumétrico de un motor, para diferentes longitudes de colector de admisión (Colector en culata+Tobera).[43]

Vemos que se verifica que en motores rápidos nos interesan colectores anchos y cortos, y que en cambio en motores lentos, es preferible emplear colectores más estrechos y largos.

En nuestro caso, podremos regular la entrega de potencia del motor simplemente cambiando la tobera de admisión, lo cual es una operación mucho más sencilla que cambiar una culata por otra manteniendo dicho componente. Por tanto, cuanto más corto podamos realizar el conducto, más longitud disponible tendremos para poder regular el comportamiento de la entrega del motor para cada pista o para cada condición de uso.

Otro aspecto fundamental, es escoger una longitud de levantamiento de las válvulas adecuada, ya que cuando los gases pasan por la zona de la válvula, se incrementa la velocidad y las pérdidas de carga con ella. Una manera de ver qué ocurre en el entorno de una válvula, es mostrar cómo se comporta el fluido respecto de su velocidad al pasar a través de ella, como podemos ver en la figura siguiente:

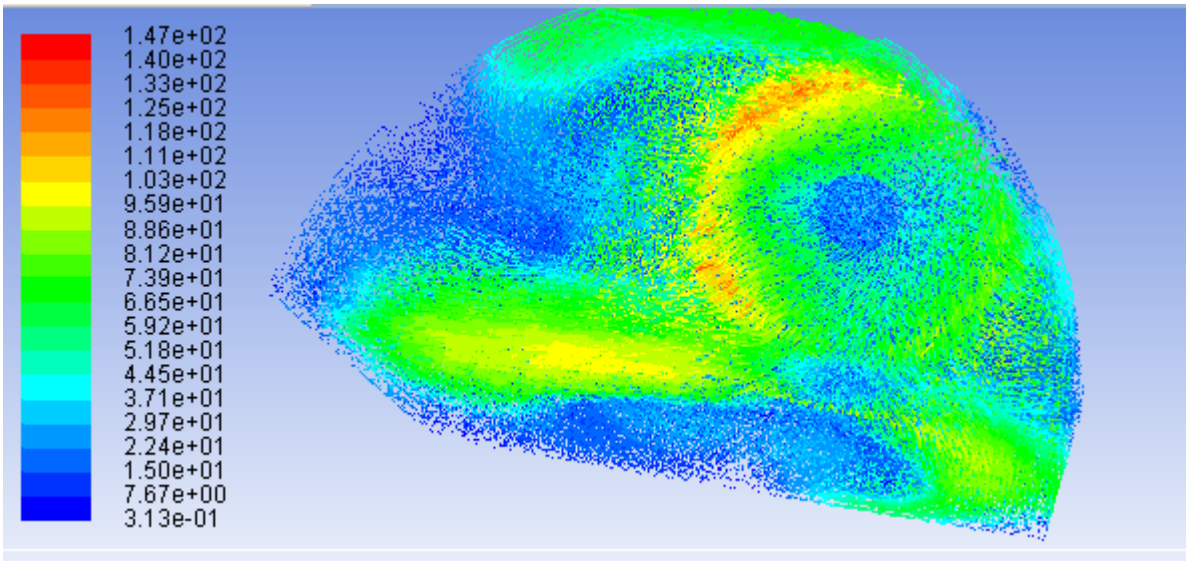


Figura E.67: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en uno de los ensayos realizados para el presente estudio.

Como podemos ver, la velocidad se incrementa en la zona de paso del fluido por la válvula, siendo los vectores de color amarillo y rojo, y alcanzando los valores máximos de velocidad para todo el modelo.

Una manera de ver dicho fenómeno, pero más analizable desde el punto de vista de la distribución de velocidades, es visualizar dichos vectores pero representados sobre un plano de corte que atraviese el conducto de admisión.

En la siguiente figura, podemos apreciar lo comentado anteriormente:

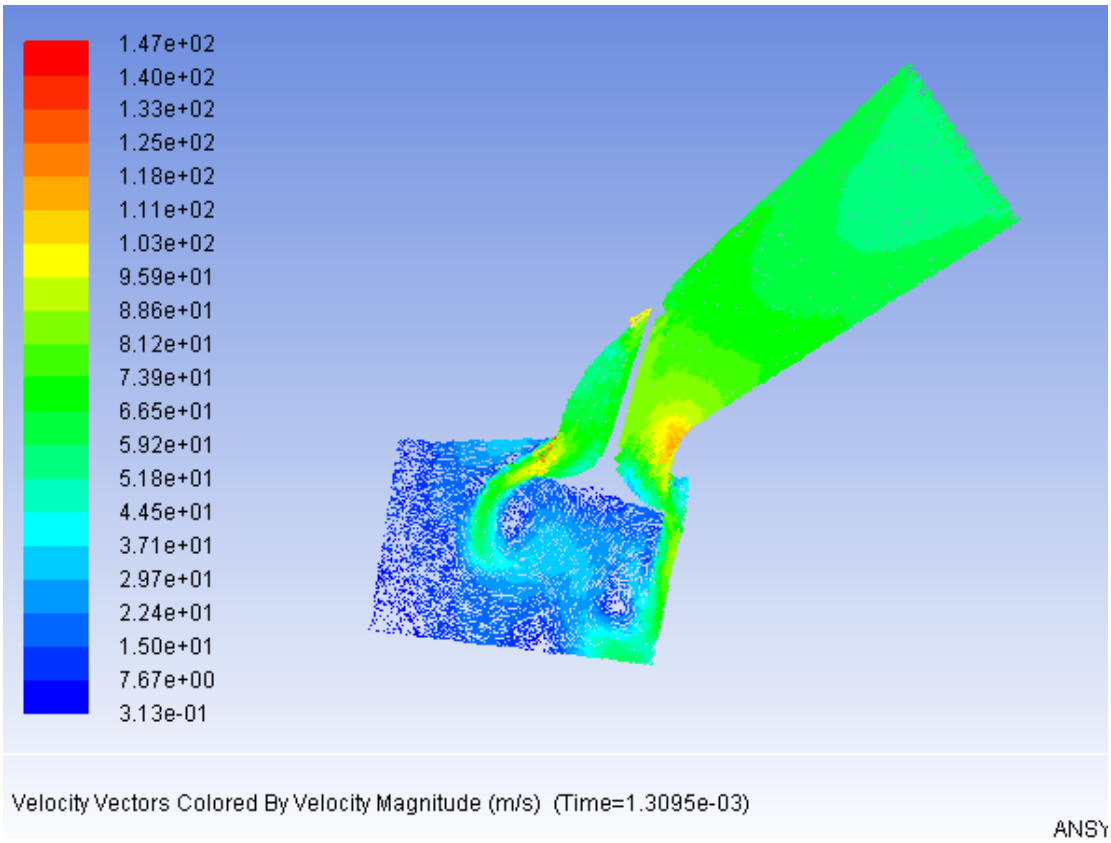


Figura E.68: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte que atraviesa el conducto de admisión, en uno de los ensayos del presente estudio. Régimen 14000rpm.

En ésta vista, que es bidimensional, podemos ver cómo el flujo se va acelerando a medida que la sección de paso se estrecha, creándose zonas de alta velocidad en las inmediaciones de la cabeza de la válvula, dadas por los cambios de trayectoria y de área de paso que existen en dicho entorno.

Otro aspecto que nos permite comprobar dicha vista, además de la tridimensional, es cómo se llena el cilindro de mezcla, de tal manera que podemos ver si el lift escogido para nuestra geometría es el correcto.

Si ensayamos la geometría escogida, pero con un lift de 11,7mm en lugar de 11,1 mm, ocurre lo siguiente en cuanto a la trayectoria del flujo al llenar el cilindro:

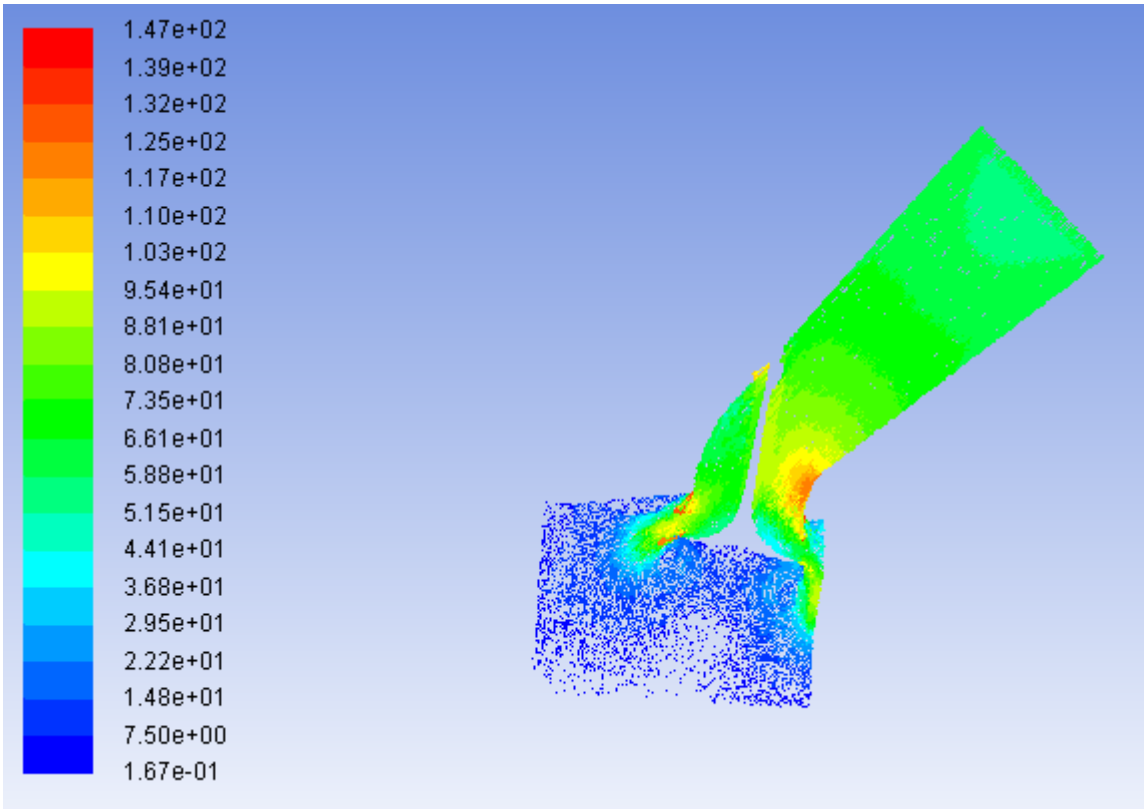


Figura E.69: Vista en Fluent de los vectores de velocidad presentes en un plano de corte que atraviesa el conducto de admisión, cuando se aumenta el valve lift. Régimen 14000rpm.

Podemos ver claramente cómo bajo la cabeza de la válvula se crea una zona sin velocidad, lo que quiere decir que el remolino que se genera al paso del aire por la válvula no es lo suficientemente rápido como para llenar dicha zona. Éste comportamiento puede afectar negativamente a la uniformidad de la combustión, al no quedar los gases bien repartidos y homogéneos por todo el cilindro, lo cual aumentará el riesgo inherente de detonación de la mezcla sobre todo a bajo régimen, donde la velocidad de los gases de entrada será aún más lenta.

Una vez conocemos el rendimiento volumétrico para cada régimen de giro estudiado, podemos, mediante el trabajo del ciclo mixto (407 J por ciclo, calculados en el Anejo D) y el propio régimen, trazar una primera curva de potencia bruta para el motor, que no tendrá en cuenta las pérdidas mecánicas. Emplearemos para ello la ecuación D.14 modificada, de la siguiente manera:

$$P_M = \eta_{VOL} 0{,}5 \cdot W_C \cdot n[rpm] \cdot \frac{1min}{60seg} = [W] \qquad \text{(Ec. E.20)}$$

La siguiente tabla de valores, nos muestra la potencia entregada antes de pérdidas para cada régimen de giro, siguiendo el procedimiento anteriormente explicado:

Tabla E.11: Valores de potencia esperada por el ciclo, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas.

	30-70		W	Cv
rpm	rend vol	Trab neto	Pot bruta	Pot bruta
4000	0,8117	330,343443	11011,4481	14,9612066
6000	0,8735	355,509258	17775,4629	24,1514441
8000	0,9057	368,631422	24575,4281	33,3905274
10000	0,9102	370,448303	30870,6919	41,9438749
12000	0,9082	369,643091	36964,3091	50,223246
14000	0,9022	367,20087	42840,1015	58,2066597

TRAB CICLO	407,0000	J

Como podemos ver, acorde al rendimiento volumétrico esperado para el ciclo, se generan unas pérdidas, que dejan el aporte de trabajo para el ciclo, en un máximo de aproximadamente 370,5 J/ciclo. Vemos que el valor obtenido se corresponde con los 372 J/ciclo que estábamos obteniendo mediante método gráfico. Dado que la diferencia fundamental entre el método mixto y el gráfico residía en que las aperturas y cierres de válvulas no eran instantáneas, algo que éste estudio si que tiene en cuenta, podemos decir que el método gráfico nos daba valores correctos.

Tendremos entonces el siguiente gráfico donde se verá la potencia del motor sin contar las pérdidas mecánicas (inercias y rozamientos):

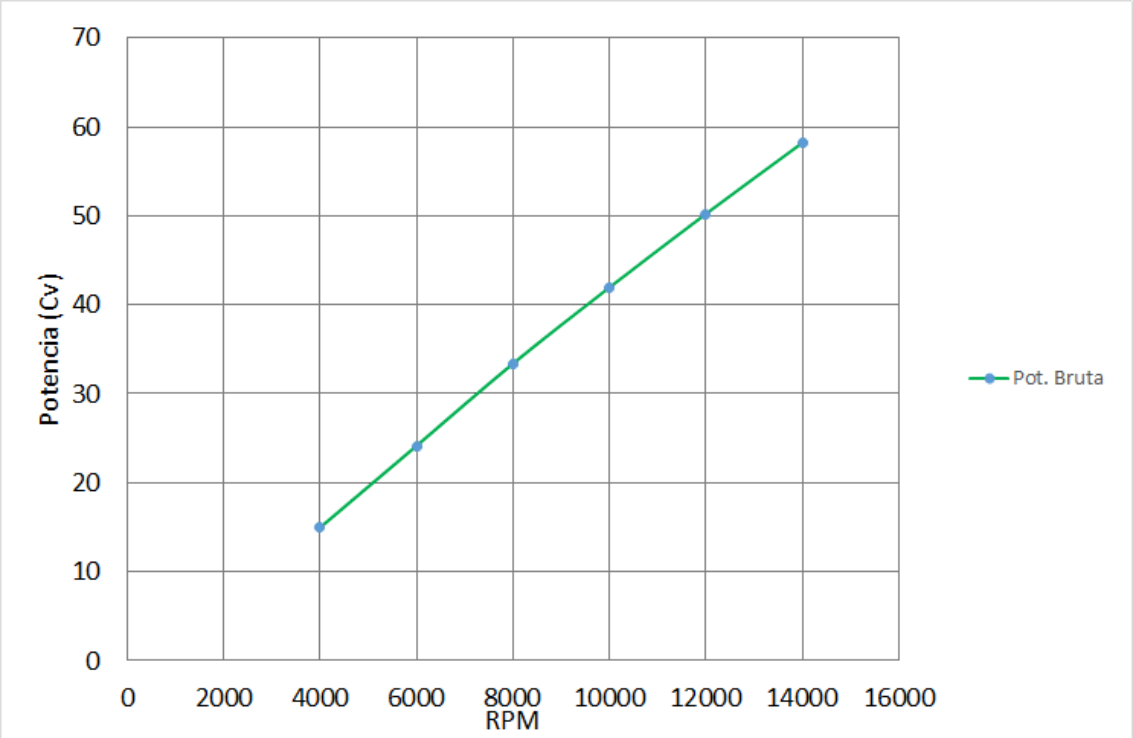


Figura E.70: Gráfico de la potencia bruta en CV esperada para nuestro motor.

El aumento de la potencia, será continuado mientras la el aumento de potencia absorbida por los diferentes elementos de la cadena dinámica hasta el piñón de arrastre no supere al aumento de potencia entregada por el motor. Una vez esto ocurre, habremos llegado al punto de potencia máxima, y a partir de éste, la potencia entregada disminuirá a medida que aumente el régimen de giro del motor.

Éste estudio, ya al margen de los resultados, nos ha ayudado a aprender el uso del CFD para resolver problemas de ésta índole, de tal manera que implícitamente hemos aprendido a resolver problemas más sencillos. Dicho aprendizaje, nos será muy útil a la hora de simular los circuitos de refrigeración y de lubricación, para así poder verificar los cálculos analíticos que les van a preceder.

El CFD es una herramienta de análisis muy potente en el campo de las máquinas térmicas, ya que nos permite simular procesos que no podrían ser calculados manualmente, y por tanto supone un gran ahorro en costes de producción.

Por ejemplo, de no haber dispuesto de dicha herramienta, habríamos tenido que producir todas las combinaciones geométricas como prototipos, instrumentarlas, y analizar los datos obtenidos, para así tener una conclusión cualitativa de cuál es la mejor opción para implantar.

Dicha problemática, característica de la producción de motores antes de la irrupción del cálculo computacional, además de disparar los costes productivos, nos hace perder tiempo, e incluso limita nuestra flexibilidad en el diseño si tenemos un presupuesto acotado, porque quedamos limitados en cuanto a cuántos prototipos podemos fabricar.

Operando mediante ordenadores, conseguimos poder ensayar pequeñas variaciones y múltiples combinaciones de geometrías, repercutiendo solamente en el tiempo necesario para el análisis, lo cual se puede solucionar dedicando a varias personas a realizar dichos estudios, trabajando éstas en paralelo y uniendo los resultados al final, sin variar la fecha de entrega del primer prototipo, aunque aumentando los costes asociados a la mano de obra técnica implicada en el proyecto.

Una vez finalizado el estudio, seguimos cumpliendo con el objetivo principal del proyecto, que es producir un motor competitivo dentro de su ámbito. Con los datos obtenidos, podemos pasar al diseño material de algunas áreas del motor, dejando atrás la etapa de cálculos preliminares en busca de las solicitaciones mecánicas sobre el conjunto dinámico que compondrá el propulsor.

ANEJO F: DISEÑO DEL MECANISMO PRINCIPAL

F.1. Introducción:

El presente Anejo, trata el diseño y optimización del mecanismo principal, que estará compuesto por el pistón, la biela, el cigüeñal y demás órganos que afecten directamente al mecanismo principal, como por ejemplo, el o los árboles contrarrotantes. Éste mecanismo tiene como propósito la transformación del movimiento alternativo del pistón, que aprovecha la presión producida por las explosiones para desplazarse, en movimiento rotativo en el cigüeñal, mediante una biela que los conecta a ambos.

Cada uno de los órganos que componen dicho mecanismo, tiene asociados elementos auxiliares, no por ello menos importantes, que requieren de cálculo y de consideraciones propias para su correcto funcionamiento. El mecanismo principal, podemos verlo en la imagen siguiente:



Figura F.1: Mecanismo principal de un motor Kymco con árbol contrarrotante.[53]

Para llevar a cabo el diseño de dicho mecanismo, suele partirse de la base de diseñar el pistón y la biela, ya que son los elementos más sensibles del sistema. Si revisamos la cinemática de cada elemento, podemos ver el tipo de movimiento que experimenta cada uno de los órganos integrantes del mecanismo como:

- Pistón: Movimiento puramente alternativo
- Biela: Movimiento alternativo y rotatorio
- Cigüeñal: Movimiento puramente rotatorio

Como primera aproximación al cálculo de las fuerzas que afectan al mecanismo, suele asumirse que una parte de la biela corresponde a masa alternativa, y la otra parte restante, corresponde a masa rotatoria.

De ésta manera, se puede obtener una solución analítica al sistema de fuerzas presente en el mecanismo, y posteriormente, se puede tratar el equilibrado de las mismas mediante la adición de contrapesos en el cigüeñal y contrapesos montados en un árbol contrarrotante.

F.2. Estudio de las fuerzas alternativas de inercia:

Al conocer que el movimiento de las partes móviles del mecanismo, pueden dividirse las fuerzas entre dos ramas principales:

- Fuerzas alternativas de inercia: Todas las partes dotadas de movimiento alternativo.
- Fuerzas centrífugas: Partes conectadas a la manivela, o que giran con ella.

Si recuperamos del Anejo E, la ecuación E.9, tendremos que la fuerza de inercia de una masa dotada de movimiento alternativo puede escribirse como:

$$F_I = m_a \cdot a$$

De manera análoga, desarrollando la ecuación anterior, la fuerza centrífuga a la que está sometida una masa que rota alrededor de un eje de giro, puede deducirse sabiendo que la aceleración normal de una masa en rotación será:

$$a_N = \omega^2 \cdot r \qquad \text{(Ec. F.1)}$$

Y por tanto, la fuerza centrípeta, sustituyendo a en la ecuación E.9, puede escribirse como:

$$F_C = m_C \cdot \omega^2 \cdot r \qquad \text{(Ec. F.2)}$$

Dado que en el Anejo E, hemos desarrollado una herramienta que nos permite conocer las magnitudes cinemáticas del mecanismo pistón-biela-manivela, para cada posición de cigüeñal, lo único que necesitamos en éste momento, será definir definitivamente las condiciones geométricas del mecanismo (sobre todo la longitud de la biela), y la masa total que podemos imputar a cada tipo de aceleración, para obtener todas las fuerzas.

Éste reparto, de acuerdo con la bibliografía especializada [4][43], se realiza de la forma siguiente:

1. Masas dotadas de movimiento alternativo:

- Pistón
- Aros del pistón
- Bulón que conecta el pistón a la biela
- Circlips de retención del bulón (si se emplean)
- Cojinetes del bulón (van embebidos en el pistón de manera permanente)
- Pie de la biela, junto con la masa correspondiente a 2/3 partes del cuerpo

2. Masas dotadas de movimiento rotatorio, consideradas como centradas en el eje del codo del cigüeñal:

- Codo del cigüeñal
- Brida de la biela
- Cojinete inferior de la biela
- Parte de los pernos que queda por debajo del plano de corte de la biela
- 1/3 de la masa del cuerpo de la biela

Una manera de entender el reparto de masas en la biela, es realizar una representación gráfica de una de ellas, y asignar qué masa es cada cual, de tal manera que la comprensión resulte más sencilla.

En la figura siguiente, tenemos una biela en su conjunto:

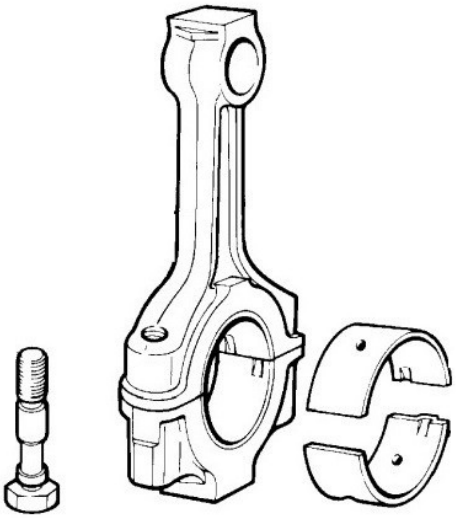


Figura F.2: Biela de un motor FIAT junto con sus componentes auxiliares.[54]

Al necesitar de la asignación de masas concretas para el sistema, en primer lugar necesitaremos realizar un diseño preliminar de todos los componentes implicados en el desglose de masas propuesto, atendiendo siempre a los criterios impuestos por el reglamento, y con libertad de diseño en las áreas no reguladas.

Si recordamos los parámetros impuestos por normativa en cuanto a materiales, podemos hacer una lista de asignación para cada componente del sistema en particular, y conociendo el volumen del modelo creado, y la densidad del material a emplear, tendremos la masa de cada componente, de tal forma que podremos iniciar cálculos más avanzados sobre la dinámica del mecanismo.

En cuanto a las imposiciones reglamentarias, tenemos lo siguiente, contando que se considera una aleación de X elemento, aquella que contiene una mayoría en peso de éste en su composición:

- Pistón: Aluminio
- Bulón: Acero
- Biela: Acero o Titanio
- Cigüeñal: Acero

Los cojinetes, en su versión tri-metal, suelen estar realizados mediante Cobre y Níquel con base de acero, siendo éste segundo una capa fina, por tanto, podemos asumir que los cojinetes son de cobre. Otra opción en cojinetes bi-metálicos, suele ser emplear Aluminio con base portante de acero. Podemos ver en la siguiente imagen, secciones típicas para dichos cojinetes:

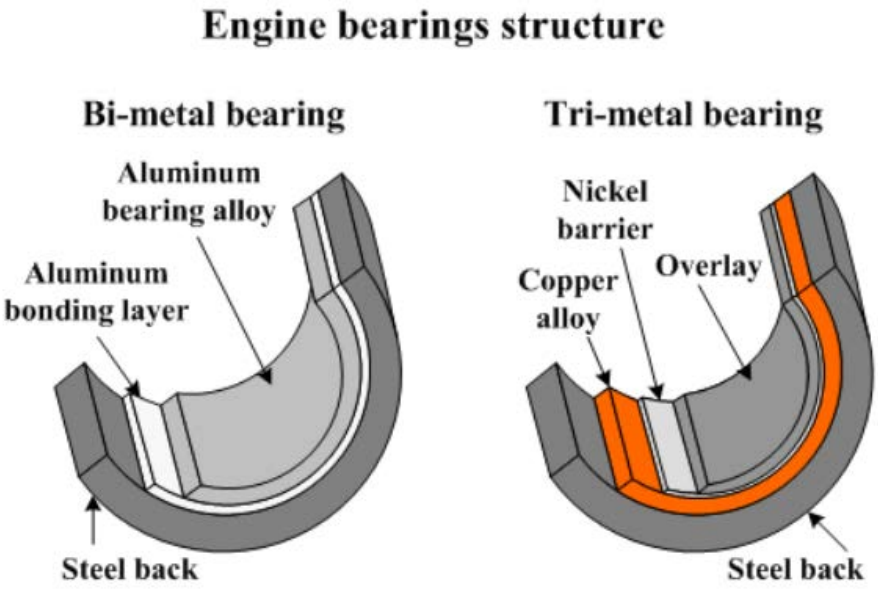


Figura F.3: Tipos de cojinetes de biela y cigüeñal.[55]

Los cojinetes tri-metal suelen ser de mayor empleo en aplicaciones del tipo de la que estamos llevando a cabo, de tal manera que el volumen correspondiente a cada metal, de una manera aproximada y en porcentaje, puede asimilarse como [55]:

- 40% acero
- 50% mezcla Cobre, Plomo y Estaño (CuPbSn) (70%, 25%, 5% respectivamente)
- 10% Babbit, que corresponde a una aleación basada en un 90% Plomo, con un 10% de Estaño.

Por tanto, realizando una tabla de Excel, podemos obtener la densidad ponderada del material de un cojinete de biela-cigüeñal como:

Tabla F.1: Ponderación de densidades para los cojinetes de biela-cigüeñal.

				Densidad g/cm3	Densidad Ponderada
Base	Acero	0,4	1	7,85	3,14
Capa 1	Cobre	0,5	0,7	8,96	3,136
	Plomo		0,25	11,34	1,4175
	Estaño		0,05	7,365	0,184125
Capa 2	Plomo	0,1	0,9	11,34	1,0206
	Estaño		0,1	7,365	0,07365
				TOTAL	8,971875
					g/cm3

Podemos ver que el material compuesto que hemos propuesto, nos da una densidad de aproximadamente 8,97g/cm^3, y por tanto conociendo el volumen de cada componente que esté fabricado mediante éste material, podremos conocer su masa de manera exacta.

Otro caso diferente, lo tenemos con los cojinetes del pie de la biela y del pistón, ya que en éste caso, van embebidos en la pieza donde se montan de manera permanente. La diferencia principal, es que estos cojinetes no emplean base de acero, ya que, como decimos, van montados de manera permanente, tal y como podemos ver en la figura siguiente:



Figura F.4: Pistón y biela de un motor 1.9 TDI del grupo VW.

Los materiales empleados son los mismos, de tal manera que podemos realizar la ponderación, ésta vez sin tener en cuenta la presencia del acero, y por tanto:

Tabla F.2: Ponderación de densidades para los cojinetes de pistón y de pie de biela.

				Densidad g/cm3	Densidad Ponderada
Capa 1	Cobre	0,83333333	0,7	8,96	5,22666667
	Plomo		0,25	11,34	2,3625
	Estaño		0,05	7,365	0,306875
Capa 2	Plomo	0,16666667	0,9	11,34	1,701
	Estaño		0,1	7,365	0,12275
				TOTAL	9,71979167
					g/cm3

Como podemos ver, la densidad en éste caso es mayor, al aumentar la presencia parcial de plomo y cobre (más densos que el acero) en el cómputo total.

Una vez conocidas las condiciones en cuanto a densidades de todos los elementos que componen el mecanismo, podemos pasar a realizar un diseño preliminar, mediante ProEngineer, de todos los componentes por separado, para obtener sus volúmenes, y posteriormente realizar ensayos mecánicos mediante MEF (Método de los Elementos Finitos), con el fin de comprobar su resistencia mecánica.

Para el pistón, hemos empleado un diseño de falda corta, que mantenga la resistencia del mismo, mientras que aligere el conjunto al máximo. No debemos olvidar que al tratarse ProEngineer de un programa con base paramétrica, nos permitirá realizar modificaciones de cualquier tipo sobre la pieza, si las requiriera, y el resto de acciones para crearla que fueran posteriores a dicha modificación, siempre que fuera posible se regenerarán por sí solas. Podemos ver un primer diseño del pistón, con sus cojinetes ya insertados, en la imagen siguiente:

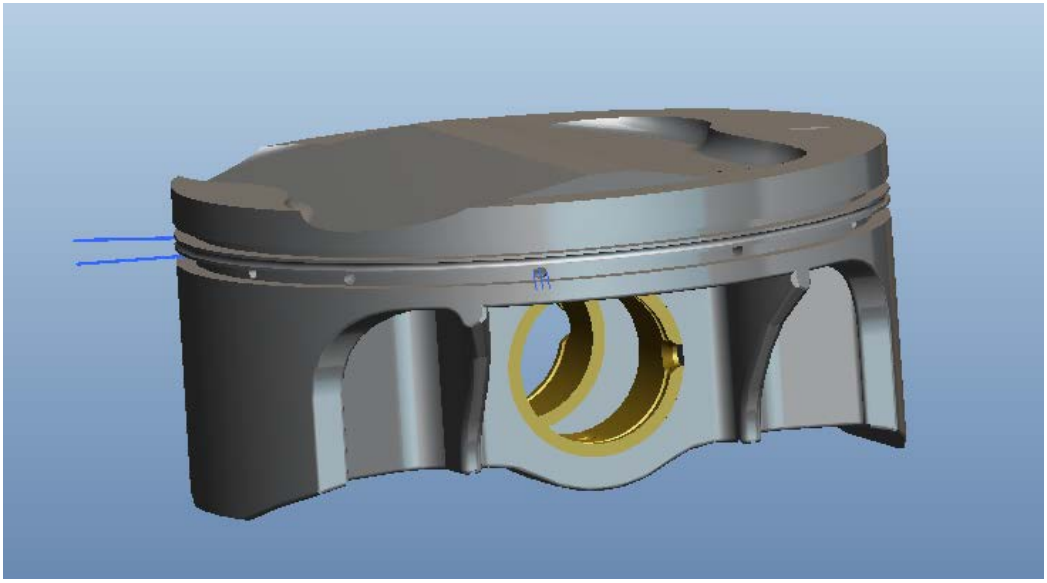


Figura F.5: Diseño preliminar del pistón para nuestro motor.

En cuanto a la biela, hemos empleado un diseño reforzado, dado que la alta relación de compresión y el régimen de giro, nos hacen prever unas altas cargas de compresión sobre la misma, por tanto es necesario que éste componente sea resistente, ya que va a estar sometido a grandes solicitaciones. Podemos ver el diseño preliminar de la biela en la imagen siguiente:

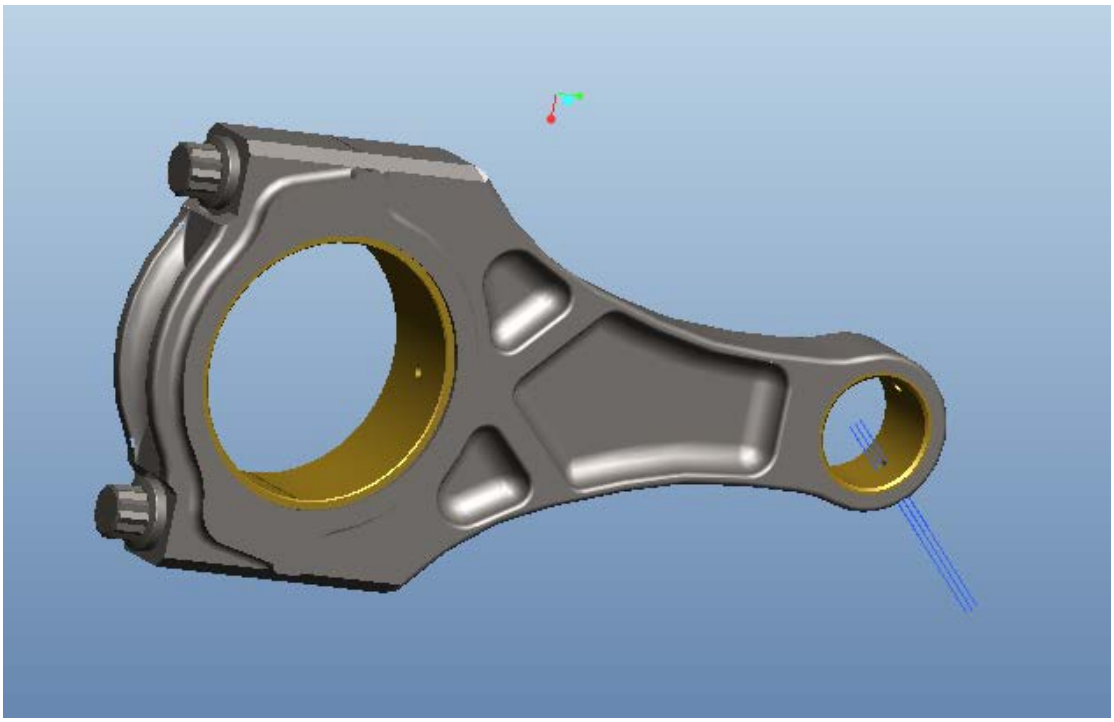


Figura F.6: Diseño preliminar de la biela para nuestro motor.

Se ha realizado una biela de 100 mm de longitud, en lugar de 81, por motivos de interferencia entre componentes del motor, y para limitar la presión de la falda del pistón sobre el bloque. Por tanto, solamente nos quedará por conocer el volumen de cada componente, incluidos el bulón y el codo del cigüeñal, para así poder conocer las masas totales implicadas en el cálculo que realizaremos posteriormente. Mediante ProE, podremos modificar la biela para conocer las masas parciales que la componen, y las listaremos en una tabla de Excel según a la categoría de masa a la que correspondan. Como las fuerzas rotativas no influyen sobre el par motor, no las consideraremos hasta cálculos posteriores.

Tendremos entonces, si recuperamos la ecuación E.8 y la desarrollamos para obtener la aceleración sobre el pistón, que:

$$a_P = r \cdot \omega^2 \left[cos\theta + \lambda \frac{\cos 2\theta + \lambda^2 sen^4\theta}{\sqrt{(1-\lambda^2 sen^2\theta)^3}} \right] \quad \text{(Ec. F.3)}$$

Sabiendo que lambda en éste caso equivale a 0,2425 por definición, y que en el segundo término de la suma, dada ésta lambda, solamente prevalece (a efectos de cálculo, al ser términos despreciables muy cercanos a cero) la parte del coseno de 2θ, tendremos que la ecuación puede simplificarse como:

$$a_P = r \cdot \omega^2 [cos\theta + \lambda \cos 2\theta] \quad \text{(Ec. F.4)}$$

Tendremos entonces, que si aplicamos la ecuación E.9, la ecuación F.4 se convierte automáticamente en la siguiente:

$$F_A = m_A \cdot r \cdot \omega^2 [cos\theta + \lambda \cos 2\theta] \quad \text{(Ec. F.5)}$$

Dicha ecuación, puede descomponerse en términos de fuerzas alternativas de primer orden, y de segundo orden, de la manera siguiente:

$$Primer\ orden\text{:}\ \ F_{A1} = m_A \cdot r \cdot \omega^2 \cdot cos\theta \quad \text{(Ec. F.6)}$$

$$Segundo\ orden\text{:}\ \ F_{A2} = m_A \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta \quad \text{(Ec. F.7)}$$

De tal manera, que si desarrollamos dichos términos en una hoja de Excel, podremos conocer, para cada punto en el que se sitúe el pistón (y toda la masa alternativa), qué fuerza debida a la inercia de las masas actuará sobre él.

Como hemos dicho anteriormente, debemos desarrollar la masa de la biela en un desglose, para conocer qué masa exacta corresponde a masa alternativa, de tal manera que tendremos:

Tabla F.3: Valores de masas para el cálculo de fuerzas de inercia alternativas.

			Volumen	Material	Densidad	Masa	Masa			
		Uds	mm3	---	g/cm3	g	kg			
PISTON	Pistón	1	64677,8	AlSi	2,76	178,5	0,1785	0,2568	ALTERNATIVA	
	Cojinete pistón	2	974,5	Tri-Metal	9,72	18,9	0,0189			
	Aros pistón	2	225,2	Acero-Si	7,85	3,5	0,0035			
	Bulón	1	7026,34	Acero	7,85	55,2	0,0552			
	Circlip bulón	2	40,5485	Acero	7,85	0,6	0,0006			
PIE BIELA	Pie de biela	1	1590	Ti-6Al-4V	4,42	7,0	0,0070	0,0113	ALTERNATIVA	
	Mitad cojinete pie biela	1	435,7625	Tri-Metal	9,72	4,2	0,0042			
CUERPO BIELA	Mitad cojinete pie biela	1	435,7625	Tri-Metal	9,72	4,2	0,0042	0,1891	0,0630	ALTERNATIVA
	Cuerpo biela sin pie	1	34156	Ti-6Al-4V	4,42	151,0	0,1510			
	Pernos biela (cuerpo)	2	1107,95	Acero	7,85	17,4	0,0174		0,1260	ROTATIVA
	Cojinete bie-cig superior	1	1836,05	Tri-Metal	8,97	16,5	0,0165			
CABEZA BIELA	Brida biela	1	13055,7	Ti-6Al-4V	4,42	57,7	0,0577	0,0942	ROTATIVA	
	Pernos biela (Brida)	2	1274,12	Acero	7,85	20,0	0,0200			
	Cojinete bie-cig inferior	1	1840,73	Tri-Metal	8,97	16,5	0,0165			

Por tanto, el total de masa alternativa es de 0,331 kg, y por tanto, si aplicamos las ecuaciones F.6 y F.7, podemos ver en el siguiente diagrama las fuerzas alternativas sobre el pistón, que serán, a 14000rpm:



Figura F.7: Diagrama de fuerzas alternativas para nuestro motor.

Podemos trasladar dichas fuerzas a presión, si dividimos la fuerza por el área del pistón [4], y de ésta manera, podremos saber la potencia mecánica que perdemos, respecto de la presión que ejercen los gases sobre el pistón, obteniendo la potencia del motor al eje cigüeñal.

Si trazamos el diagrama de presiones obtenido en el Anejo C, por método gráfico, y modificamos el signo de la presión en función de si actúa a favor o en contra del movimiento, tendremos:

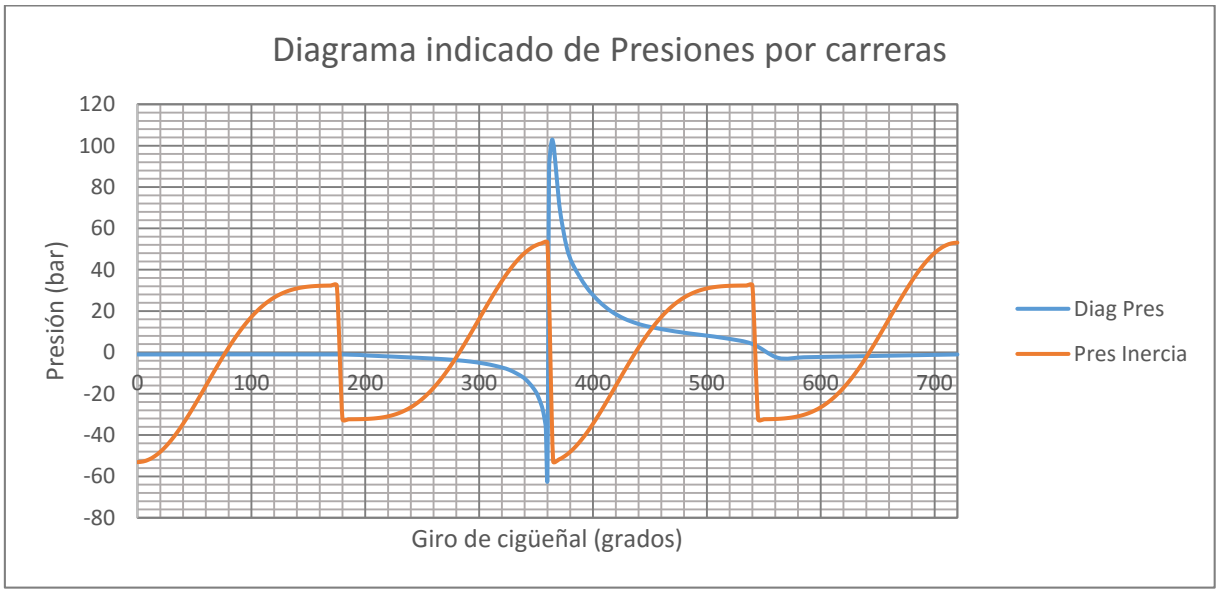


Figura F.8: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor.

Si combinamos la fuerza ejercida por los gases sobre el pistón, con la fuerza de inercia resultante sobre el mismo a cada régimen, tendremos una curva que será combinación de las dos anteriores, y que representará la carga neta sobre el pistón. Podemos evaluar dicha carga a cada régimen de motor, en busca de qué efecto tiene la velocidad de giro del motor sobre la carga aplicada sobre el pistón.

En las siguientes figuras, podemos ver graficadas la presión que ejercen los gases sobre el pistón, la presión de inercia, y la combinación de ambas, para 4000, 8000 y 14000rpm respectivamente:

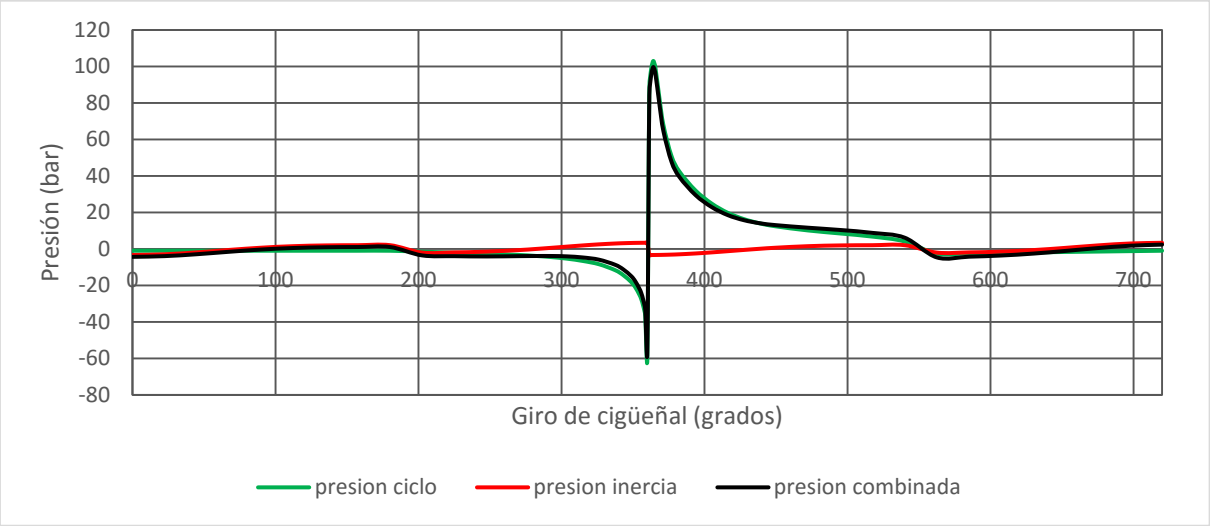


Figura F.9: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 4000rpm.

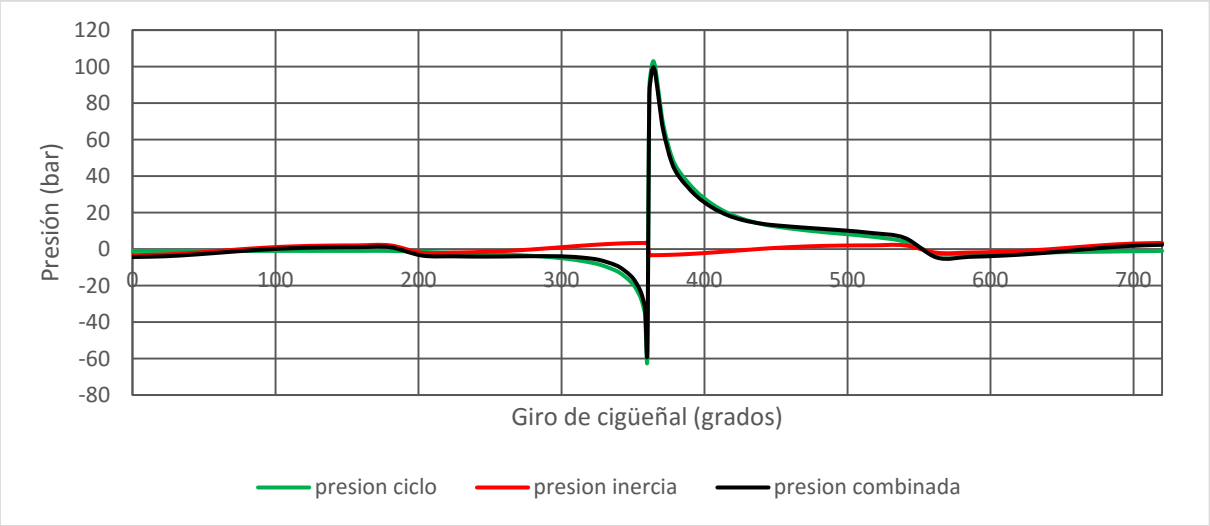


Figura F.10: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 8000rpm.

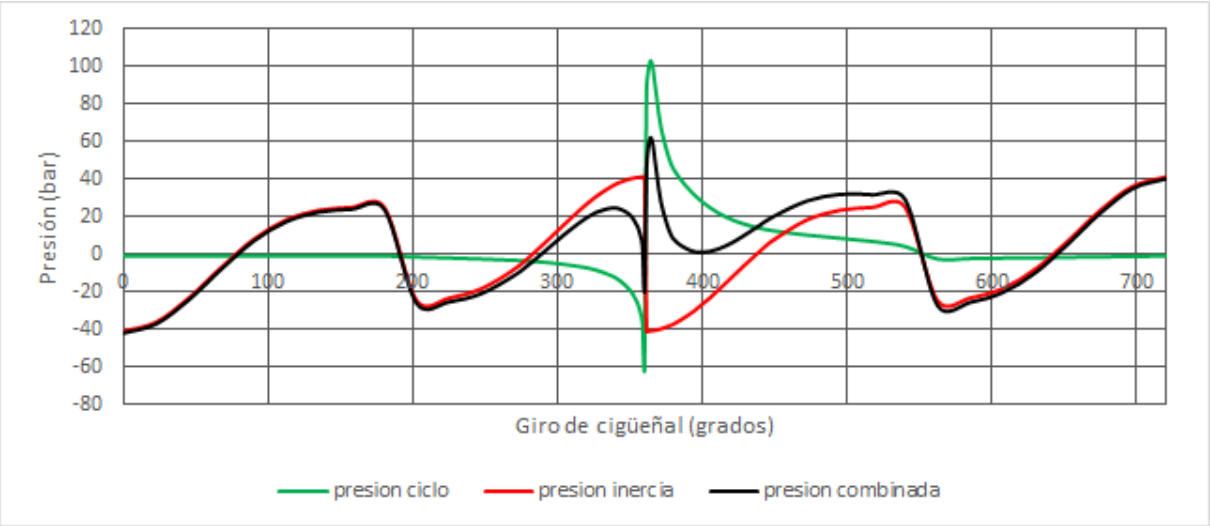


Figura F.11: Diagrama de presiones por carreras para nuestro motor, con curva de combinación, a un régimen de 14000rpm.

Podemos ver, cómo las fuerzas de inercia cada vez cobran una mayor relevancia sobre la fuerza que sufre el pistón, dejándonos dos tipos de carga fundamentales. La carga a bajo régimen, de tipo impulsivo (un solo pico cada dos vueltas de cigüeñal) y muy intensa en cuanto a magnitud, y la carga a alto régimen, que no es muy intensa en cuanto a magnitud, pero es de tipo periódico y se da a una frecuencia más elevada que la primera. Por ello, se deberá tener muy en cuenta en el diseño de los elementos mecánicos, la naturaleza de la carga, ya que un análisis de tipo estático nos haría dimensionar los elementos de manera deficiente en cuanto a resistencia.

F.3. Equilibrado básico de las fuerzas alternativas de inercia:

Las fuerzas de inercia alternativas, en definitiva, generan vibraciones dentro de todo el conjunto del motor, y por ello, para garantizar la vida de los componentes del motor, es necesario equilibrar dichas fuerzas mediante la adición de contrapesos estratégicamente diseñados.

Veremos cómo la masa de las piezas que conforman el mecanismo, no influye directamente sobre las pérdidas que sufre el motor, al ser un "almacén" de energía cinética que absorberá ésta en determinados momentos, para devolverla en otros. Un conjunto dinámico más pesado, influirá sobre la aceleración del motor, haciendo que su subida de régimen sea más lenta. Por otro lado, dicho incremento de peso, hará más importantes las reacciones sobre los apoyos donde se sustenten éstos componentes, y por tanto se incrementarán las pérdidas por rozamiento (o bien la potencia consumida por la bomba de aceite, que requerirá más caudal para conseguir más presión en las zonas de apoyo). Estas pérdidas son en parte proporcionales a la velocidad de giro del motor, y en parte proporcionales a su cuadrado [4], y precisamente provocarán la caída del par motor a medida que aumente el régimen de giro. En la siguiente imagen, podemos ver un diagrama de potencias indicada, perdida y real:

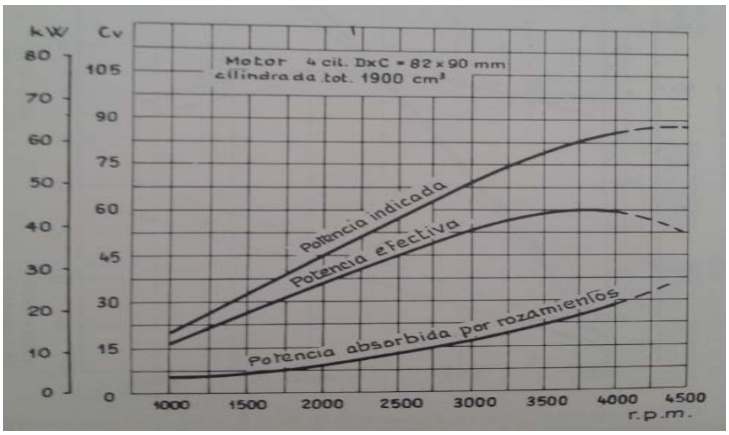


Figura F.12: Diagrama de potencias para un motor tipo Otto.[4]

Si nos imaginamos las masas a compensar como rotores equivalentes [55], el resultado sería un conjunto de rotores tal y como el que se muestra en la figura siguiente:

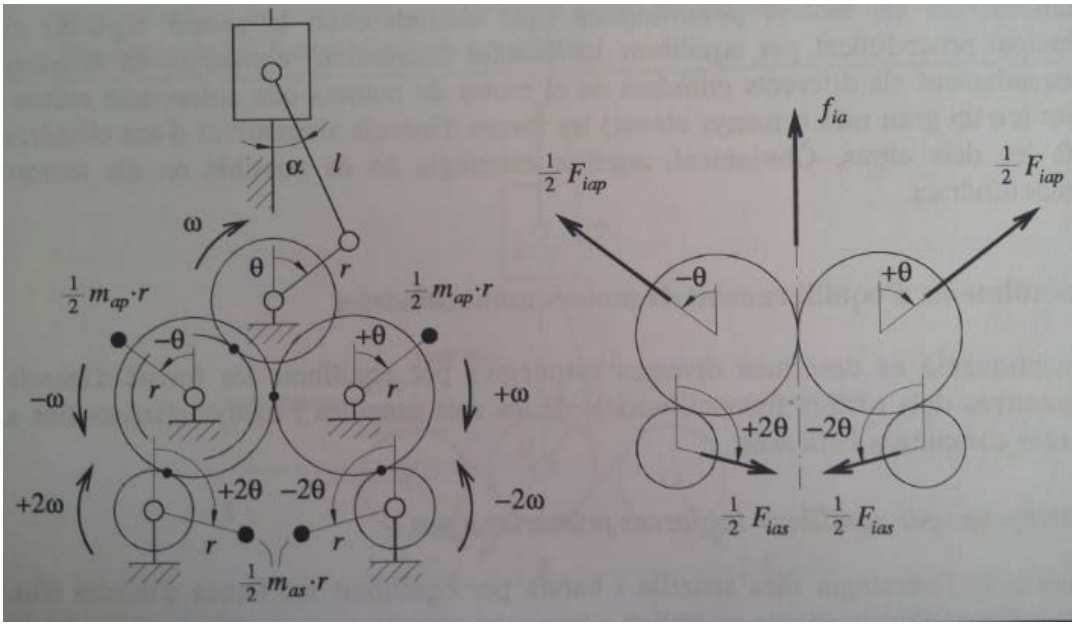


Figura F.13: Diagrama de rotores equivalentes para la compensación de las fuerzas de inercia de un mecanismo pistón-biela-manivela.[55]

Como podemos ver, las fuerzas alternativas de inercia primarias, se descomponen en dos, una que gira en el mismo sentido del cigüeñal, y otra que gira en contra (de aquí los contrarrotantes). Las fuerzas alternativas de inercia de segundo orden, en la parte inferior, giran al doble de velocidad (al tener el doble de frecuencia que las primeras), y también se descomponen de tal manera que se equilibra una mitad de la fuerza de inercia en cada sentido de giro.

Mediante éstos contrapesos, conseguimos minimizar las reacciones sobre los cojinetes de bancada, y con ello limitamos las vibraciones, además de limitar las pérdidas del motor que están asociadas a los rozamientos y resistencias pasivas.

El procedimiento para equilibrar un sistema como el que empleamos, tiene básicamente tres vías fundamentales en cuanto a calidad y complejidad:

1- Compensado de las FIA a +ω: Dado que el mismo cigüeñal gira en el mismo sentido que ésta fuerza de inercia, podemos incrementar la masa del contrapeso que compensa la fuerza centrífuga del conjunto de masa rotativa, compensando la mitad de las fuerzas debidas a masas alternativas.

2- Compensado de las FIA a +ω y –ω: Mediante uno o dos contrarrotores (depende del espacio y de la complejidad de materialización), y además de lo comentado en el punto 1, se puede compensar la fuerza de inercia alternativa que gira a –ω, de tal manera que toda la fuerza de inercia alternativa de primer orden quede compensada.

3- Conjunto completo de rotores: Si empleamos rotores para compensar todas las fuerzas alternativas, tanto las de primer como de segundo orden, tendremos un sistema totalmente equilibrado, pero por el contrario, la solución es cara, pesada, y compleja. En casi ningún caso se justifica el equilibrado de las fuerzas de segundo orden, al ser su magnitud mucho menor a las fuerzas de primer orden, de tal manera que dicho equilibrado solamente suele llevarse a cabo en motores muy pesados [4][55].

En nuestro caso, la mejor opción, y la más extendida, es contrapesar todas las fuerzas de inercia de primer orden, y por ello emplearemos contrapesado en cigüeñal y un contrarrotante, tal y como se describe en el punto 2. Si se realiza la disposición de elementos con cierta inteligencia, es posible llegar a soluciones muy compactas y poco complejas, cuyo impacto en el comportamiento del motor sea mínimo.

Por tanto, podemos comenzar la resolución, con la compensación de las masas rotativas, correspondientes a las relacionadas en la tabla F.3, y a las que debe sumarse el codo del cigüeñal.

Las masas rotativas, según la tabla antes mentada, ascienden a 0,2202kg, y se supone que quedan aplicadas como carga puntual en el eje del codo del cigüeñal, o sea que se aplican a 0,2425m del eje de rotación del cigüeñal. Por tanto, conociendo la ecuación de la fuerza centrípeta (Ec F.2), sabemos que:

$$F_{CMR} = m_R \cdot r \cdot \omega^2$$

Lo cual se traduce, aplicando cifras a los términos conocidos, en lo siguiente:

$$F_{CMR} = 0{,}2202 \cdot 0{,}2425 \cdot \omega^2$$

Resulta sencillo ver, que la compensación de la masa rotativa puede realizarse directamente mediante el cigüeñal, aplicando un contrapeso cuya combinación de masa y radio del centro de masas iguale el producido por la masa rotativa.

Por otro lado, debemos compensar la masa del codo de cigüeñal. Ésta compensación dependerá directamente del diseño final del cigüeñal, y seguirá la misma lógica que el primer caso, donde se hallaba la relación de compensación de la masa rotativa. La masa a aplicar, también quedará integrada como contrapeso en el cigüeñal, y por tanto si sumamos la fuerza centrípeta producida por ambos desequilibrios, podremos emplear una sola masa para compensar ambos.

En el caso de la fuerza de inercia alternativa de primer orden, en primer lugar vamos a compensar la primera mitad de la misma mediante contrapesado en el cigüeñal, tal y como hemos realizado en los dos casos anteriores, y por tanto, asignaremos la primera mitad de ésta masa al cigüeñal, y la segunda, al contrarrotante, pero no olvidemos que la fuerza de inercia generada por la masa alternativa, se aplica sobre el codo del cigüeñal y tiene un radio de 0,2425m, y que la masa que apliquemos por su radio deberá cumplir la relación que estamos tratando.

Para hallar el centro de gravedad de un lateral del codo de cigüeñal, en primer lugar, emplearemos AutoCAD, ya que si hacemos un modelado 3D del mismo, nos permite conocer su ubicación de manera exacta. Para conocer la fuerza de inercia total que realiza el codo, dividiremos el problema en 3:

1- Codo del cigüeñal propiamente dicho: Podemos conocer el producto m·r de manera directa.
2- Brazo derecho del codo: Necesitamos conocer el CDG y la masa.
3- Brazo izquierdo del codo: Necesitamos conocer el CDG y la masa.

Dado que ambos brazos son simétricos, conocer CDG de uno, nos sirve directamente para el otro, porque la suma de ambas masas deja la coordenada en el eje del codo centrada con respecto de ambos brazos, y solamente necesitamos conocer el radio (coordenada en el eje perpendicular al eje del codo).

Por tanto, en AutoCAD, tendremos lo siguiente:

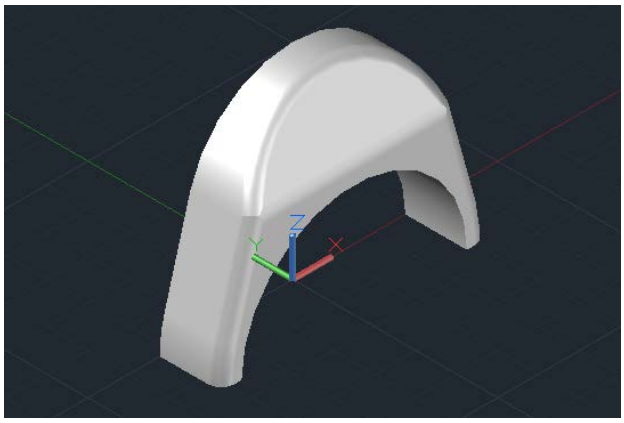


Figura F.14: Vista en AutoCAD del brazo derecho del codo de cigüeñal.

Mediante la orden de AutoCAD llamada PROPFIS, tendremos un informe completo sobre las propiedades del sólido, incluida la ubicación exacta de su centro de masas. En la siguiente imagen, se muestra una captura de un informe de propiedades, para el brazo representado en la figura F.14:

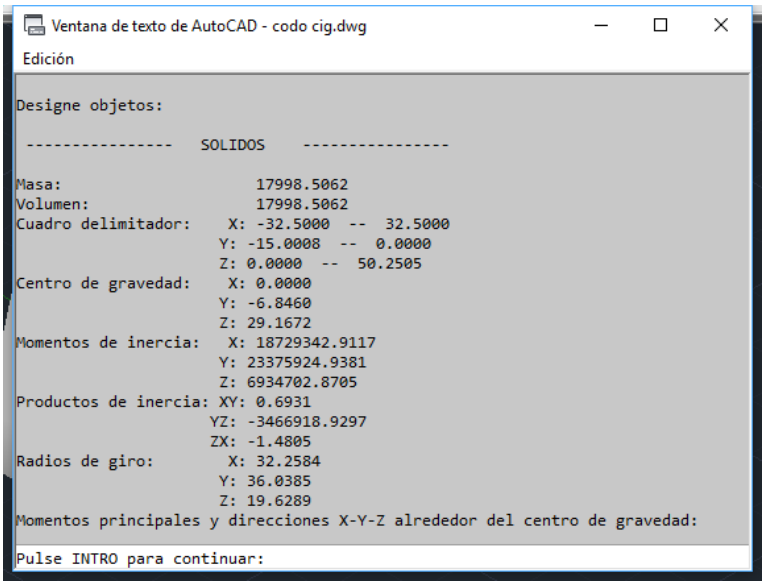


Figura F.15: Vista en AutoCAD del informe de propiedades del brazo derecho del codo de cigüeñal.

Al indicarnos AutoCAD la ubicación de dichos parámetros, ya tenemos resuelto por completo el problema de la masa desequilibrante correspondiente al codo de cigüeñal, y a la masa rotativa. La relación de masas desequilibrantes, tomando la densidad del cigüeñal (que deberá ser de acero) como 0,00785 kg/cm^3, será la siguiente:

$$m_{B1} = m_{B2} = 17998{,}51\ mm^3 \cdot \frac{1cm^3}{1000mm^3} \cdot 0{,}00785 \frac{kg}{cm^3} = 0{,}142kg$$

$$m_{CODO} = (\pi \cdot 4{,}2^2 \cdot 0{,}25 \cdot 2)cm^3 \cdot 0{,}00785 \frac{kg}{cm^3} = 0{,}217kg$$

Entonces, las fuerzas centrípetas que se producirán son:

$$F_{B1} = F_{B2} = 0{,}142kg \cdot 29{,}1672mm \cdot \omega^2 = 3{,}716[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

$$F_{CODO} = 0{,}217kg \cdot 24{,}25mm \cdot \omega^2 = 5{,}262[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

$$F_{mROT} = 0{,}220kg \cdot 24{,}25mm \cdot \omega^2 = 5{,}340[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

De tal forma, que al existir una coherencia de unidades entre todas las fuerzas relacionadas, las podemos sumar de forma directa, teniendo entonces:

$$F_{T_{ROT}} = (2 \cdot 3{,}716 + 5{,}262 + 5{,}340) \cdot \omega^2 = 18{,}034[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Ahora, tenemos que encontrar la fuerza debida a la mitad de la masa alternativa de primer orden, ya que será la que colocaremos como adicional en el contrapesado del cigüeñal. Una manera directa de conocer dicha fuerza, es evaluar la fuerza alternativa (a un régimen dado, 14000rpm) de primer orden en un punto extremo de la carrera del pistón, y dividirla por el cuadrado de la velocidad angular, de tal forma que:

$$F_{I_{1rO}} = 17257{,}75N = m_a \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta \qquad Siendo \cos\theta = 1\ para\ \theta = 0rad$$

Entonces, dado que conocemos la velocidad angular, tendremos que:

$$F_{I_{1rO}} = 17257{,}75N \cdot \frac{1}{1466{,}07^2} = 0{,}00803\ [kg \cdot m] \cdot \omega^2$$

Y si reconvertimos las unidades, poniendo mm en lugar de m, tendremos lo siguiente:

$$F_{I_{1rO}} = 0{,}00803\ kg \cdot m \cdot \frac{1000mm}{1m} \cdot \omega^2 = 8{,}03\ [kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Dado que en el cigüeñal se contrapesa una mitad de las fuerzas alternativas de inercia de primer orden, necesitaremos un contrapesado que será de:

$$\frac{1}{2} F_{I_{1rO}} = 0{,}00803\ kg \cdot m \cdot \frac{1000mm}{1m} \cdot \omega^2 \cdot 0{,}5 = 4{,}015\ [kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Y por tanto, sabemos que la fuerza ejercida por el contrapeso del contrarrotante lo tenemos de manera directa, y que la fuerza correspondiente al contrapeso del cigüeñal corresponderá a la suma de las fuerzas parciales evaluadas, o sea:

$$F_{CIG} = \sum F_{DESEQ} = (18{,}034 + 4{,}015) \cdot \omega^2 = 22{,}049[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Sabiendo que el cigüeñal consta por su morfología de dos contrapesos idénticos, la masa del contrapeso deberá igualar, multiplicada por la coordenada radial de su CDG, el producto de masa por radio de la fuerza centrípeta que ejercen las masas desequilibrantes. Una manera de alcanzar la solución, es partir de una forma básica, e ir aplicando taladros a la base del contrapeso para rebajar su masa, a la vez que reducimos el radio al que se encuentra el CDG (al quitar masa del extremo). El contrapeso, es preferible que tenga cierta anchura para así repartir la masa y ser fino, además de que si tiene un buen radio, requerirá menos masa y reducirá la inercia del cigüeñal, repercutiendo en menores cargas torsionales en aceleraciones y desaceleraciones, y en una mayor respuesta del motor.

Partiremos de una forma básica y típica para un contrapeso de cigüeñal, que será la siguiente:

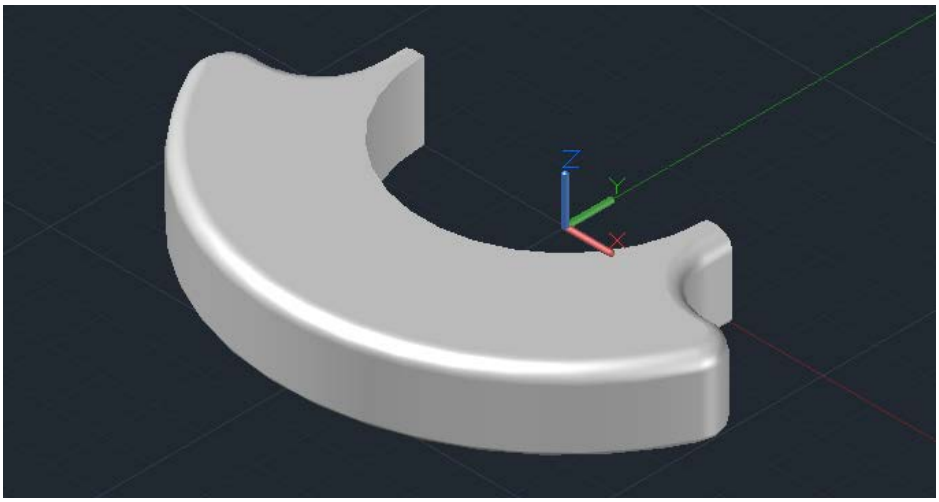


Figura F.16: Vista en AutoCAD de uno de los dos contrapesos del cigüeñal.

Éste contrapeso, tiene inicialmente un producto en kg·mm, de 11,344, y tal y como hemos calculado anteriormente, cada contrapeso debería reunir un producto de 11,0245 kg·mm, de tal manera que nos queda claro que debemos aligerar el contrapeso para que realmente llegue a equilibrar las masas que actúan en su contra.

Aplicaremos en primer lugar dos taladros idénticos respecto del plano de simetría de la pieza, en la parte inferior del contrapeso, de tal manera que ajustaremos su profundidad hasta igualar el valor objetivo.

Dos taladros de diámetro 6mm, a 15mm de profundidad y separados 20mm entre ellos, provocan que el producto entre masa y distancia quede en 11,0245 kg·mm, y con ello podemos dar el cigüeñal por contrapesado.

El siguiente paso, trata de crear el contrarrotante que deberá terminar de compensar toda la fuerza de inercia alternativa de primer orden. Si partimos de la base de emplear un eje de 20mm de diámetro, macizo, podremos siempre aligerarlo mediante taladrado de su interior, dejándolo hueco, a la vez que tenemos una buena inercia de cara a las pruebas de resistencia que deberemos realizar posteriormente.

La forma del contrarrotante, conviene que sea lo más simple posible, y lo más compacta posible para que ocupe poco espacio. Una manera de ahorrar espacio al máximo, siempre que la interferencia entre componentes lo permita, es hacer que el contrarrotante haga girar su contrapeso describiendo una circunferencia que interseque lo más posible con la que describen los contrapesos del cigüeñal, con el fin de compactar el conjunto, y repercutiendo positivamente en la rigidez de todos los elementos, incluidas las carcasas que harán las veces de bancadas.

Dicho contrapeso, es creado mediante una circunferencia de 40mm de radio y 15mm de espesor, posibilitando su ubicación entre los contrapesos del cigüeñal. Se emplean taladros de 6mm, de la misma manera que anteriormente, pero de 14mm de profundidad, de tal manera que el producto masa por distancia queda exactamente en 4,015 kg·mm, y de ésta manera contrapesamos la segunda mitad de las fuerzas alternativas de inercia de primer orden, quedando el conjunto equilibrado según nuestros planes.

Una manera de ver cómo las fuerzas se compensan en el apoyo de cigüeñal a bancada, es representando su magnitud mediante una tabla de Excel, por componentes. El diagrama siguiente, nos revela cómo se comporta cada fuerza particular de todas las que hemos descrito anteriormente para cada posición del cigüeñal:

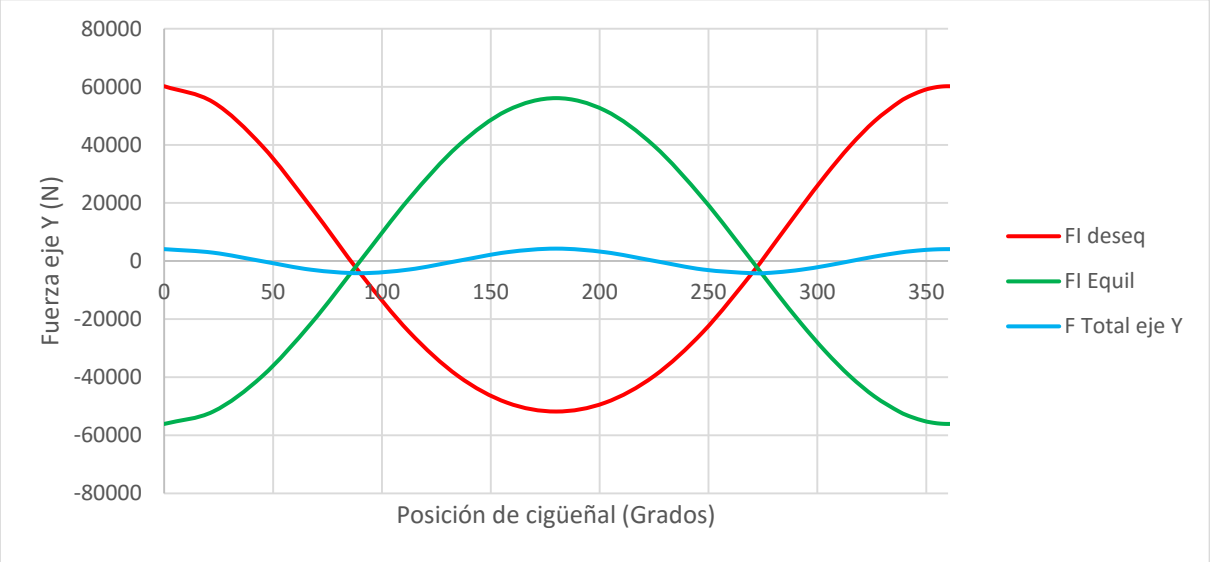


Figura F.17: Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje Y vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal, a 14000rpm (a repartir entre el número de apoyos).

Podemos ver que la fuerza de inercia total que tiende a desequilibrar el sistema, o sea la suma de la fuerza de inercia alternativa de primer y segundo orden, junto con las fuerzas centrípetas debidas a la masa del codo de cigüeñal y a la masa rotativa del conjunto pistón-biela, corresponde a la línea en color rojo.

Las acciones que tienden a equilibrar el sistema, en definitiva, las fuerzas debidas a las masa de los contrapesos, van en color verde.

Un indicio de que el contrapesado es correcto, es que la fuerza resultante, que proviene de la resta de ambas, genera como resultado una onda senoidal que tiene el doble de frecuencia que las dos primeras, y que en efecto, corresponde justamente a la fuerza de inercia de segundo orden, que no será equilibrada.

En cuanto a las fuerzas en el eje horizontal, es preciso comprobar que no exista ningún desequilibrio que genere cargas debidas a las inercias, de tal manera que mediante Excel, hemos buscado las fuerzas centrípetas de todas las masas en rotación, y mediante su multiplicación por el seno del ángulo en el que se encuentra el cigüeñal (y no por el coseno), obtenemos la carga horizontal que provocan. Podemos ver en Excel cada una de las cargas con su dirección, y la resultante de todas ellas:

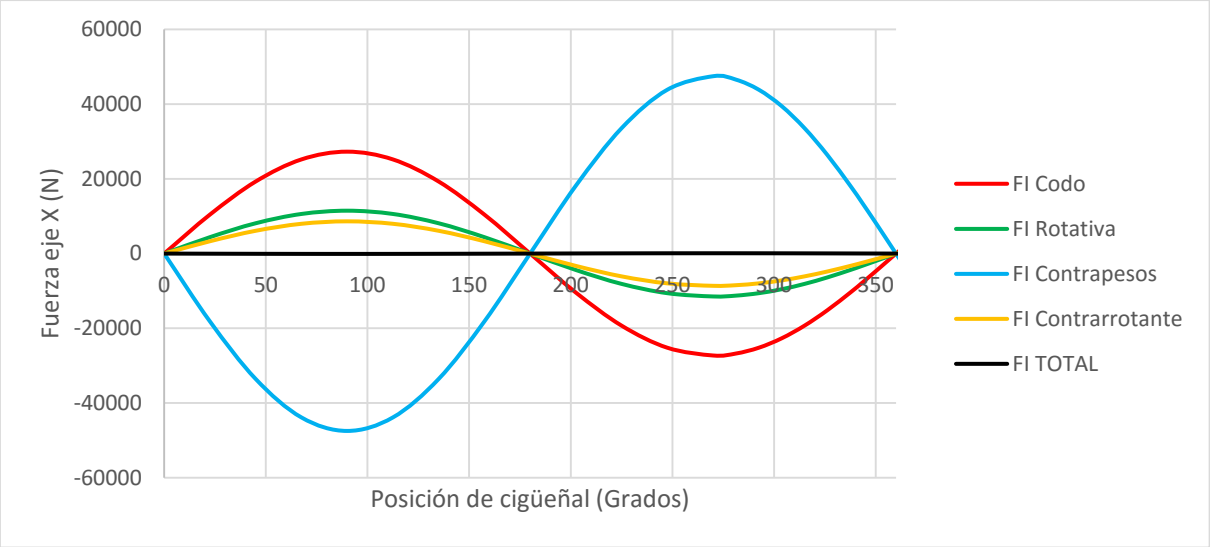


Figura F.18: Diagrama de Excel para las fuerzas en el eje X vistas desde los apoyos de bancada del eje cigüeñal, a 14000rpm (a repartir entre el número de apoyos).

Podemos ver cómo el contrapesado deja nula la componente de la fuerza de inercia para el eje horizontal, de tal manera que podremos dar éste contrapesado por bueno.

F.4. Reequilibrado de las fuerzas alternativas de inercia:

Una manera preliminar de realizar el equilibrado de las fuerzas de inercia, es el tratado en el punto F.3, mediante una aproximación directa de la distribución de masas de la biela, con un reparto directo entre masa alternativa y masa rotativa.

Dicho reparto, llamado “Método 1/3, 2/3”, nos sirve para prever de manera rápida el contrapesado del sistema, pero existen maneras algo más exactas de conocer el contrapesado necesario, que aunque deberá ser ajustado de manera fina tras la materialización del cigüeñal, nos permiten respetar el centro de masas de la biela.

Para ello, volveremos a modelizarla en dos masas, pero conociendo de antemano la posición del centro de masas respecto del eje entre centros de la biela, y plantearemos el sistema de ecuaciones siguiente:

$$m_1 + m_2 = m_B \qquad \text{(Ec. F.8)}$$

$$m_1 \cdot d_1 = m_2 \cdot d_2 \qquad \text{(Ec. F.9)}$$

Que correspondería al sistema siguiente:

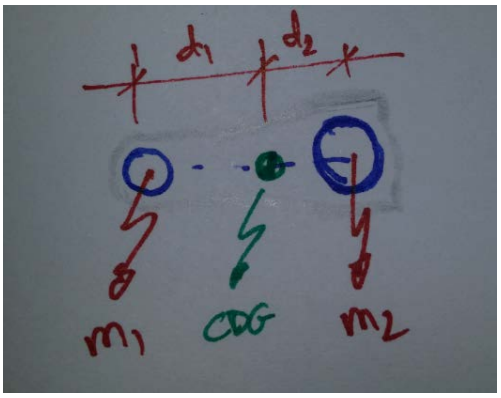


Figura F.19: Diagrama representativo del sistema de masas para la descomposición de la biela con respecto a su centro de masas.

Si hallamos el centro de masas de la biela que hemos tratado anteriormente, ProEngineer nos devuelve las coordenadas siguientes:

Tabla F.4: Posición de las masas que componen la biela, respecto del eje de rotación de la cabeza.

	Posición respecto eje de la cabezade biela			
	x	y	z	masa
Cuerpo	0	41,53	0	151g
Brida	0	-14,84	0	57,7g
Pernos	0	-3,54	0	37,4g
Cojinete 1	0	100	0	8,4g
Cojinetes 2	0	0	0	33g

La masa total del conjunto de la biela será de 294,55g, y por tanto podemos encontrar las coordenadas del centro de masas, respecto del eje de giro de la cabeza de la biela, mediante el sistema de ecuaciones propuesto anteriormente, de tal manera que la localización del centro de masas de la biela será:

$$m_T \cdot d_0 = -14{,}84 \cdot 57{,}7 - 3{,}54 \cdot 37{,}4 + 100 \cdot 8{,}4 + 41{,}53 \cdot 151$$

Y por tanto la distancia del centro de masas será de 20,785mm desde el eje de rotación de la cabeza de la biela, pudiendo obtener d_1 y d_2 como:

$$d_1 + d_2 = 100 \quad y \quad d_1 = 20{,}785mm$$

Por tanto d_2 será de 79,215mm. Si resolvemos el sistema de ecuaciones, planteado de la manera siguiente:

$$m_1 + m_2 = 294{,}55g$$

$$m_1 \cdot 20{,}785 = m_2 \cdot 79{,}215$$

Tendremos que:

$$m_1 = 233{,}33g\ , concentrados\ en\ el\ pie\ de\ la\ biela.$$

$$m_2 = 61{,}22g\ , concentrados\ en\ la\ cabeza\ de\ la\ biela.$$

Entonces, asumiendo que la masa de la biela rotativa es de 233,33g en total, y la masa alternativa es de 61,22g, si realizamos una comparación con el caso simplificado, veremos que la diferencia entre ambos métodos será de:

Tabla F.5: Diferencias en el reparto de masas entre métodos.

masa en g	Método 1	Método 2	Diferencia
ALTERNATIVA	74,2865	61,22	13,0665165
ROTATIVA	220,2674	233,33	13,0625639
SUMA (g)	294,55	294,55	0,0039526

Al ver que la masa ha cambiado, será necesario redefinir el contrapesado del cigüeñal, acorde a éste método, que es más preciso que el anteriormente usado. Debe verse que al existir una diferencia relativamente pequeña entre los métodos empleados, los valores para el contrapesado deberían tener una variación pequeña respecto del primer caso estudiado.

Ya que disponemos de un cálculo en Excel de todos las fuerzas en el mecanismo principal, solamente necesitaremos cambiar los valores de masa asignados a cada caso para conocer las nuevas fuerzas presentes en los componentes, sin necesidad de repetir el cálculo entero, ya que la definición geométrica y cinemática se mantiene inalterada.

La nueva masa alternativa será de 318,02g en lugar de los 331,1g anteriores, y la masa perdida como alternativa, será ganada como rotativa. Lo que queda claro, es que el contrarrotante requerirá de realizar menos fuerza, ya que solamente compensa fuerzas de inercia alternativas.

Rescatando los valores de desequilibrio para el caso anterior, tendremos que la nueva fuerza de inercia de primer orden máxima será de 16576N en lugar de 17257,75N, y por tanto el desequilibrio alternativo, empleando las fórmulas anteriores en el equilibrado preliminar, será de:

$$F_{I_{1rO}} = 16576N = m_a \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta \qquad Siendo \cos\theta = 1 \; para \; \theta = 0rad$$

Entonces, dado que conocemos la velocidad angular, tendremos que:

$$F_{I_{1rO}} = 16576N \cdot \frac{1}{1466{,}07^2} = 0{,}00771 \; [kg \cdot m] \cdot \omega^2$$

Y si reconvertimos las unidades, poniendo mm en lugar de m, tendremos lo siguiente:

$$F_{I_{1rO}} = 0{,}00771 \; kg \cdot m \cdot \frac{1000mm}{1m} \cdot \omega^2 = 7{,}71 \; [kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Dado que en el cigüeñal se contrapesa una mitad de las fuerzas alternativas de inercia de primer orden, necesitaremos un contrapesado que será de:

$$\frac{1}{2} F_{I_{1rO}} = 0{,}00771 \; kg \cdot m \cdot \frac{1000mm}{1m} \cdot \omega^2 \cdot 0{,}5 = 3{,}855 \; [kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

En cuanto a la masa rotativa, respetando valores anteriores, tendremos que el nuevo desequilibrio realizado por la biela será:

$$F_{mROT} = 0{,}23333kg \cdot 24{,}25mm \cdot \omega^2 = 5{,}658[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Y entonces, el nuevo contrapeso para el cigüeñal, deberá tener un producto de masa por distancia compensatorio de:

$$F_{T_{ROT}} = (2 \cdot 3{,}716 + 5{,}262 + \mathbf{5{,}658}) \cdot \omega^2 = 18{,}352[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Siendo el valor en negrita el que ha sufrido un cambio respecto al método anterior.

Entonces, la masa total que desequilibra el cigüeñal, junto con una mitad de la fuerza de inercia alternativa, será de:

$$F_{CIG} = \sum F_{DESEQ} = (\mathbf{18,352} + \mathbf{3,855}) \cdot \omega^2 = \mathbf{22,207}[kg \cdot mm] \cdot \omega^2$$

Siendo los valores en negrita los que han cambiado. Vemos que el nuevo conjunto masa-distancia ha pasado de 22,049 kg·mm a un valor de 22,207 kg·mm, lo cual no es una variación excesiva, pero requiere de ajuste en el contrapesado del cigüeñal y en el contrarrotante. Éste último, cambia su conjunto equilibrante de 4,015 kg·mm a 3,855 kg·mm. Por tanto, es necesario replantear los componentes para que el contrapesado vuelva a ser correcto.

Si recordamos de la página 24, que cada contrapeso del cigüeñal, sin taladrar, genera una acción equilibrante de 11,344 kg·mm, siendo necesario en nuestro caso una acción de 11,1035 kg·mm por cada contrapeso, en lugar de 11,0245 kg·mm, tendremos, que si reducimos la profundidad de los taladros practicados al cigüeñal, conseguiremos reequilibrarlo.

Si realizamos taladros del mismo diámetro (6mm) pero en lugar de a 15mm de profundidad, a 13mm, tendremos que los datos sobre las propiedades del contrapeso se convierten en:

$$m_C = 0{,}34678kg$$

$$d_c = 32{,}019mm$$

Y por tanto el muevo par masa-distancia del desequilibrio, será de 11,1035 kg·mm por contrapeso, dejando la primera parte del contrapesado realizada.

En cuanto al contrarrotante, sabiendo que el nuevo producto masa-distancia requerido es de 3,855 kg·mm, tendremos que reducir su masa, y por tanto, si realizamos mediante AutoCAD el análisis para obtener un nuevo modelo válido, consistente en practicar un taladro de 6mm de diámetro, centrado en el extremo del lóbulo, el nuevo par masa-distancia será el siguiente:

$$m_C = 0{,}1926kg$$

$$d_c = 20{,}017mm$$

Quedando de ésta manera las fuerzas de inercia alternativas de primer orden totalmente contrapesadas. El método empleado para corregir el contrarrotante, ha sido rebajar el radio exterior medio mm, respetando el diseño inicial con dos taladros de ajuste, sin variar ni su diámetro ni su profundidad, ya que éstos solamente realizan una corrección fina, y variando su profundidad al alza (para rebajar el producto masa-distancia), nos acercaríamos demasiado al eje del contarrotante, con el riesgo para la resistencia de la pieza que ello supone. Por tanto, rebajar el radio exterior genera el mismo efecto sin afectar a la resistencia más que positivamente (porque se obtiene un componente más compacto).

F.5. Estudios sobre concentración de tensiones en elementos:

Una vez se diseñan los elementos, una parte muy importante de su validación pasa por ensayarlos en busca de puntos donde las tensiones se concentren, ya que de existir puntos que presenten dichas concentraciones, la resistencia a fatiga de la pieza se ve seriamente mermada y con ello la vida de la pieza. Si realizamos una pieza con concentración de tensiones, al disminuir su resistencia a fatiga, tendremos que sobredimensionarla para bajar la tensión presente en la pieza, de tal manera que si no queremos caer en la sobredimensión, es preferible emplear radios de empalme grandes en las zonas susceptibles de concentrar tensiones, o emplear soluciones que hagan que la tensión no se concentre en vértices, como por ejemplo un rebaje en forma de labio.

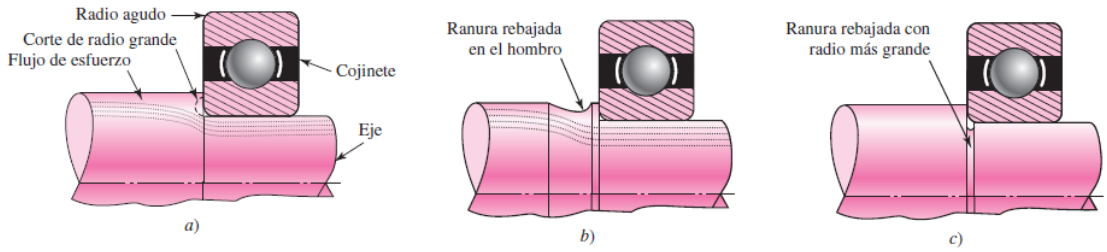


Figura F.20: Formas de mitigar la concentración de tensiones en cambios de sección para ejes y árboles de transmisión.[61]

Tensiones en la pieza, por encima del límite de fatiga, pero por debajo del límite elástico del material, provocan una reducción de la vida de la pieza en ciclos, por un agotamiento de la sección más prematura, pero sin embargo son admisibles si su presencia en una carga variable o cíclica es lo suficientemente reducida.

Lo que buscamos cuando comprobamos la concentración de tensiones en los elementos que componen el motor, es evitar puntos potenciales de rotura prematura e inesperada del componente.

Para realizar dichas comprobaciones, emplearemos el Análisis por Elementos Finitos, o bien MEF, para, introduciendo una carga estática determinada, ver mediante un mapa de colores si existen zonas donde las tensiones se incrementan de forma drástica.

Lo normal es que las zonas sensibles a la fatiga, sean aquellas en las que existe un cambio de sección para el cual la solicitación provoca tracciones combinadas con descargas, o bien tracciones y compresiones. En éste tipo de puntos críticos, el fallo por fatiga se debe a la tracción, que acaba por crear un frente de grieta, rompiendo el elemento tras un número de ciclos de carga determinado.

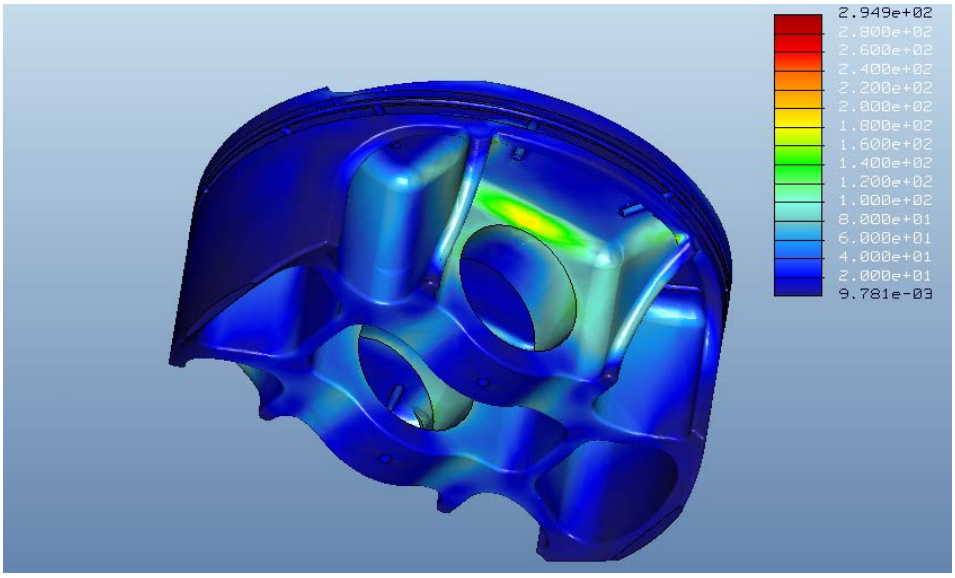


Figura F.21: Vista en ProE de las tensiones sobre el pistón, al aplicarle una presión de 103bar, provenientes de los gases de combustión.

Mediante la orden [Info>Model Max] de la ventana de resultados, podemos localizar la tensión máxima que sufre el modelo, y su localización. Podemos ver en detalle, que la tensión máxima se da en una arista:

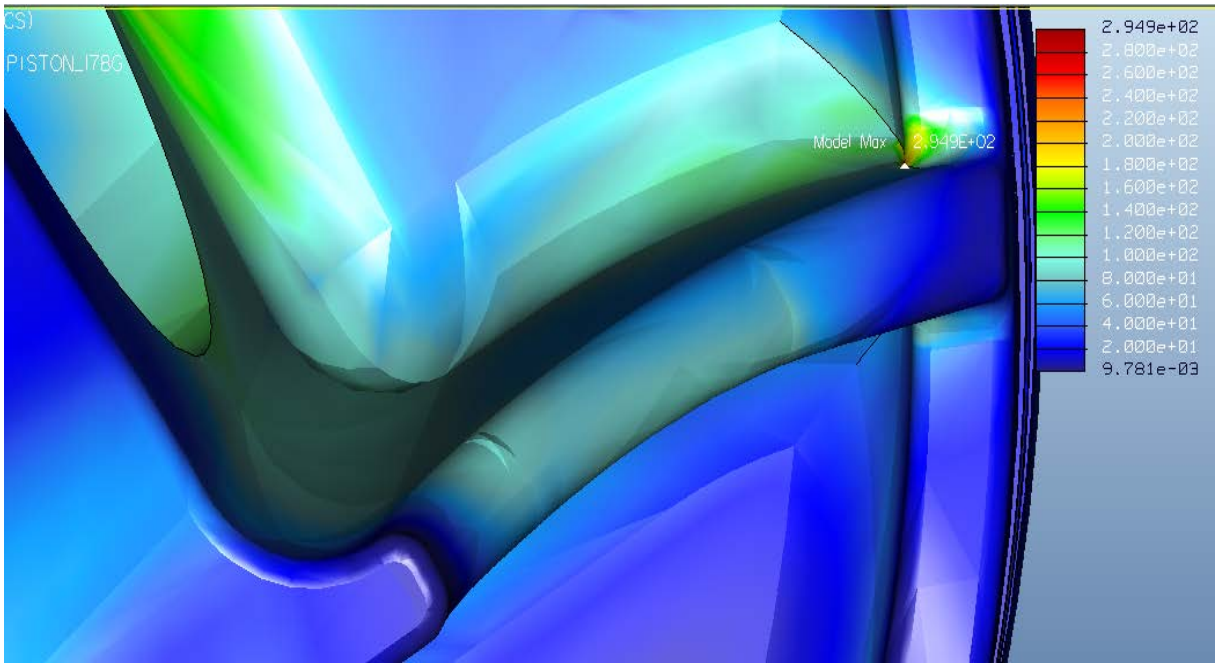


Figura F.22: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, para una carga de 103bar de presión.

Ahora, retornamos al modelo, e introducimos un radio de empalme entre las dos caras, de tal manera que se suavice la transición. Mallamos la pieza de nuevo al variar la geometría, y sin variar las condiciones de frontera ni la magnitud de la carga, corremos de nuevo un análisis estático, de tal manera que en la zona donde había una concentración de tensión, se relajen las tensiones, y por tanto su valor no sea tan grande en comparación con valores de tensión más distribuidos por las caras, y no tan concentrados en un punto.

Tras realizar el ensayo, vemos lo siguiente, para el máximo valor de tensión en el modelo:

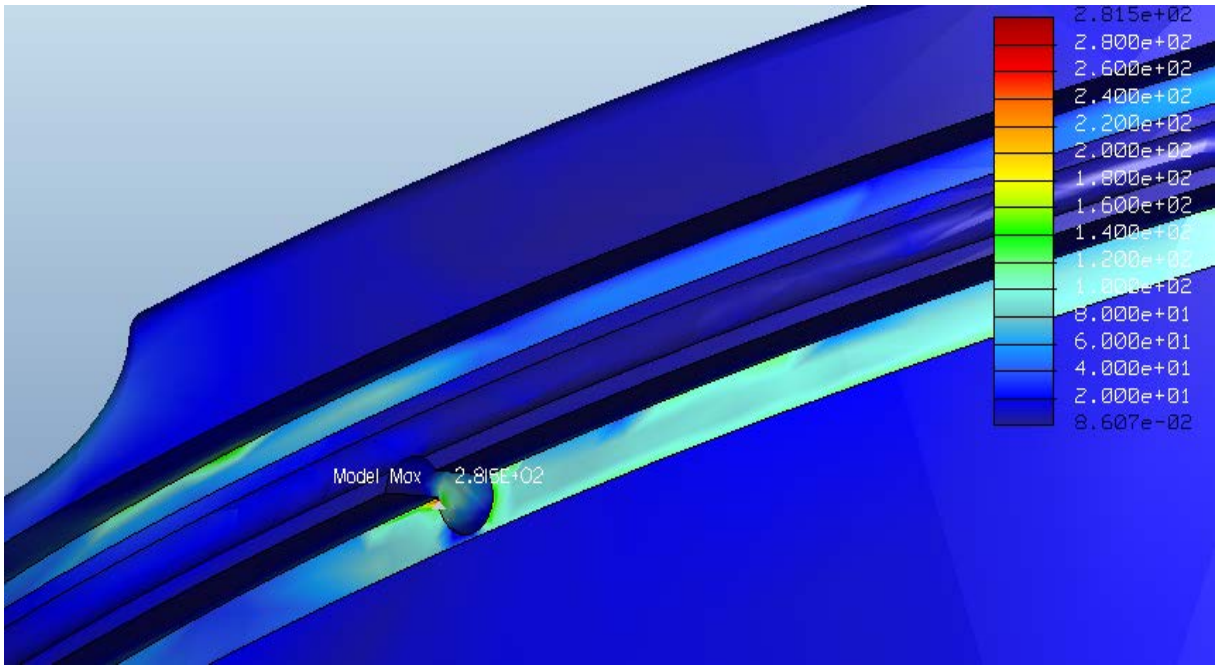


Figura F.23: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su segunda iteración, para una carga de 103bar de presión.

Podemos ver cómo un fallo en el diseño de la geometría nos provoca una concentración de tensiones excesiva en las inmediaciones de los agujeros de lubricación. Una corrección de la ubicación de los taladros de lubricación, nos permite que las tensiones se redistribuyan. Además, se incrementa el radio interior de empalme de la zona hueca adyacente a la falda de pistón, para limitar la cocentración de tensiones en ésa zona (debida a que existía poco espesor). El cambio de masa en el pistón, se compensa redefiniendo radios menos importantes, y además se ha tallado un rebaje en el centro del pistón, bajo la bujía, para facilitar la expansión del frente de llama en las primeras fases de la combustión, al ejercer el rebaje de guía para un frente uniforme.

Podemos ver la nueva zona donde se localiza la tensión máxima del modelo, en la figura siguiente:

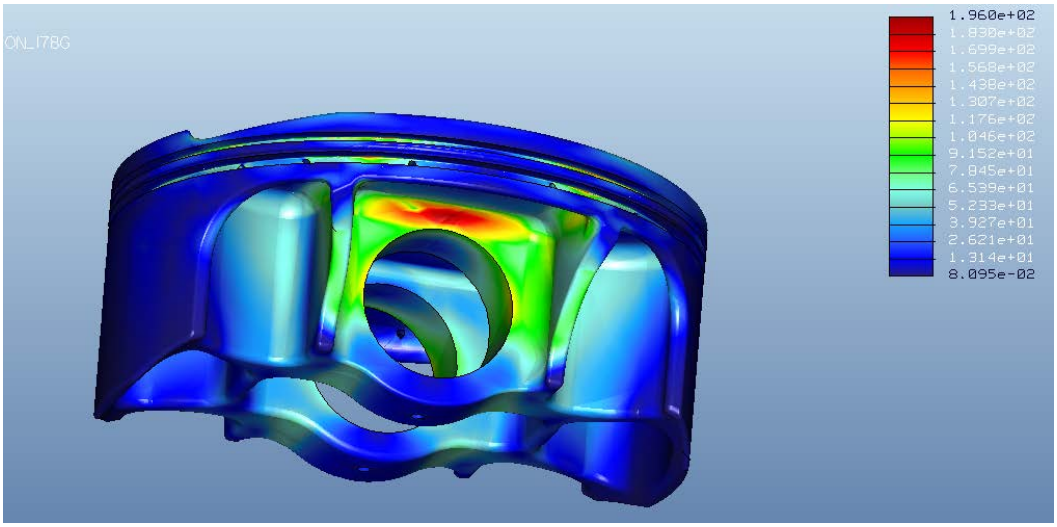


Figura F.24: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo, en su tercera iteración, para una carga de 103bar de presión.

Vemos que la nueva localización de la carga máxima está correctamente distribuida, de tal manera que no existe concentración de tensiones en el modelo, sino que su reparto es uniforme y progresivo. De ésta manera disponemos de un pistón robusto, que no tendrá fallos prematuros, y cuya vida a fatiga será relativamente previsible.

Con el pistón definido, puede pasarse a la biela. Ésta tiene un tratamiento algo más crítico, dado que sufre fuerzas más irregulares y extremas, porque no sólo experimenta compresión, sino que está en tracción a veces, y porque no solamente realiza una trayectoria en traslación, sino que rota mientras lo hace, con las aceleraciones y fuerzas de inercia inherentes que ello conlleva. Por ello, deberemos eliminar, si es posible, toda concentración de tensiones en el elemento, porque de existir, su influencia negativa sobre la vida a fatiga sería muy grande y nos encontraríamos con un diseño que o acabaría sobredimensionado, o simplemente no aguantaría las condiciones de trabajo.

Si trasladamos a la biela las condiciones de carga, para tracción en primer lugar, tendremos lo siguiente, en cuanto a distribución de tensiones, para un valor de fuerza de tracción máxima (valor pico, 20921N):

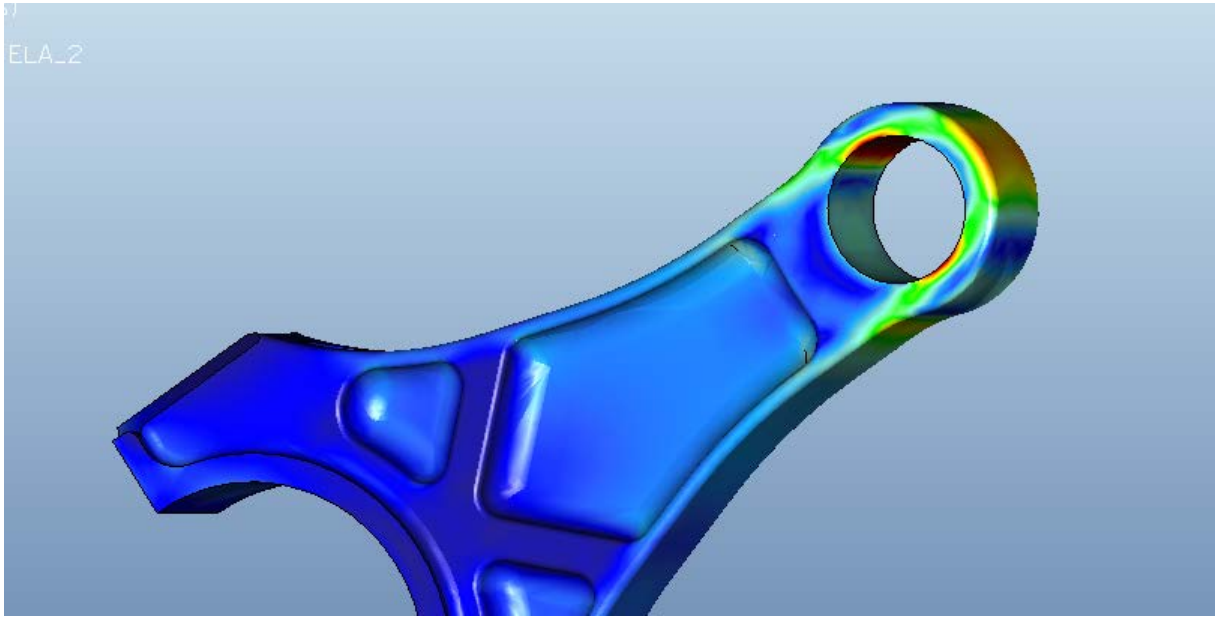


Figura F.25: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración, para una carga de 20921N de fuerza a tracción.

La fuerza con la que la biela es traccionada, es directamente proporcional al aumento de rpm del motor, ya que es inherente al aumento de las fuerzas de inercia alternativas de las masas del mecanismo, y por tanto, para máximo régimen, se tiene máxima solicitación a tracción. En cambio, en el caso de la compresión, existe el caso contrario, ya que la fuerza máxima se da a mínimas rpm, y plena carga, precisamente porque la baja fuerza de inercia hace que casi la totalidad de la fuerza que realiza la presión de los gases de expansión sea trasladada a la biela en forma de compresión.

La carga máxima registrada, es de 52044N, y por tanto, si introducimos éste vector en forma de presión sobre el rodamiento superior, tendremos los las tensiones sobre la misma debidos a dichas condiciones de carga.

Una vez realizado el análisis estático, tendremos la siguiente distribución de tensiones sobre la pieza:

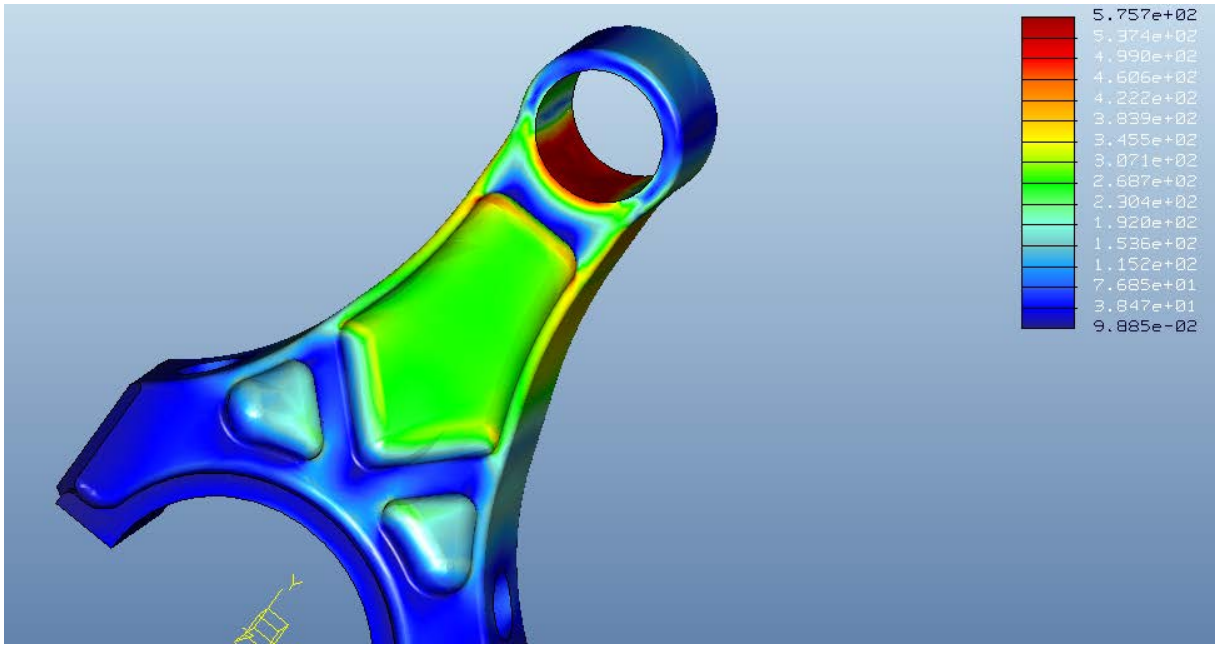


Figura F.26: Vista en ProE de la localización de la tensión máxima del modelo de la biela, en su primera iteración, para una carga de 52044N de fuerza a compresión.

Podemos ver cómo existe una pequeña concentración de tensiones en las zonas de curvatura de la biela, pero el valor de la tensión en dichos lugares, no excede el máximo del modelo, y además la distribución de tensiones hasta alcanzar dichos máximos locales, es suave, por tanto no podemos hablar de que exista una concentración de tensiones nociva para el elemento, sino que simplemente ésas zonas tienen una mayor carga que las zonas adyacentes.

La carga máxima se da en la zona natural en la que debería darse, que es en la parte inferior del cojinete de la biela, con un valor de 575MPa, muy cerca del límite nominal a fatiga del material sin entalladuras [59], pero muy lejos de su límite elástico.

Para conocer las cargas máximas sobre el cigüeñal, es preciso vectorizar la carga máxima y mínima sobre la biela, hallando el vector de fuerza que realiza el codo del cigüeñal para compensar dicha carga. Al ser el ángulo de la biela respecto de la vertical, de un valor que es función de la geometría del mecanismo, e inherentemente de la posición del cigüeñal en rotación respecto de su eje, podemos realizar las operaciones necesarias para conocer la magnitud de dicho vector, sabiendo que los mayores valores de fuerza se registran para ángulos de 0, 90, 180 y 270 grados y múltiplos. En dichas posiciones, la fuerza de flexión sobre el cigüeñal depende del coseno del vector de fuerza sobre la biela [4].

Si miramos la fuerza ejercida sobre la biela a 4000rpm (régimen mínimo y plena carga), tenemos que:

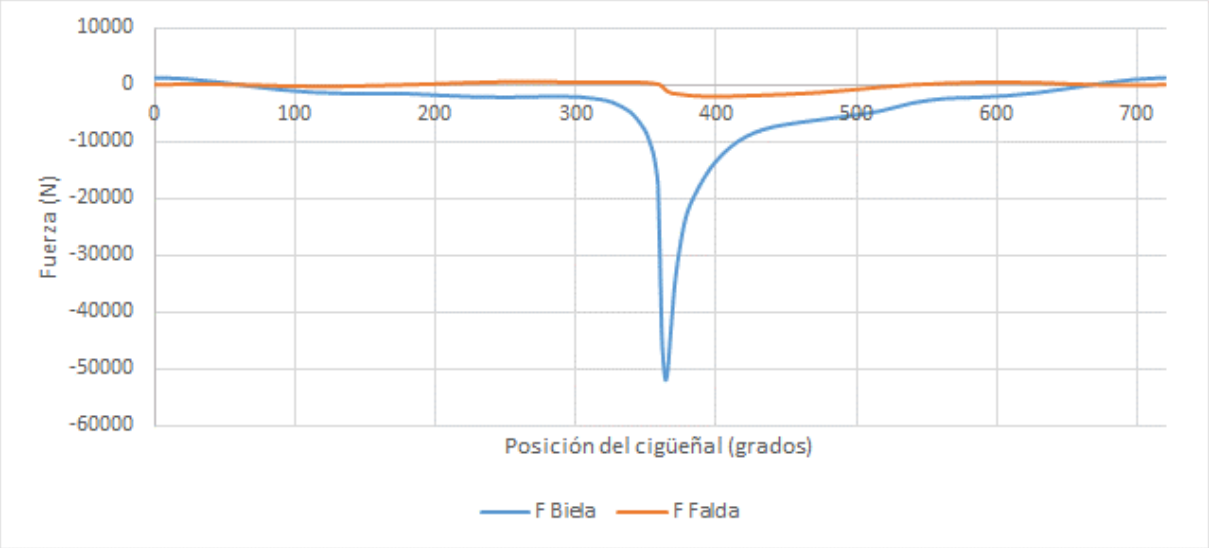


Figura F.27: Diagrama de carga sobre la biela para 4000rpm.

Dada ésta carga, vemos que existe un pico muy grande de compresión a unos 360 grados, que corresponden al PMS del motor, justo cuando la presión de los gases alcanza su pico máximo, y siendo el efecto de las inercias mínimo sobre el mecanismo. En éste caso, el cigüeñal soporta la carga sobre su codo a flexión, de manera casi directa (el pico de fuerza se da a 4º respecto de la vertical).

En cuanto al caso extremo opuesto a máximo régimen, tenemos que el efecto de las inercias juega un papel protagonista:

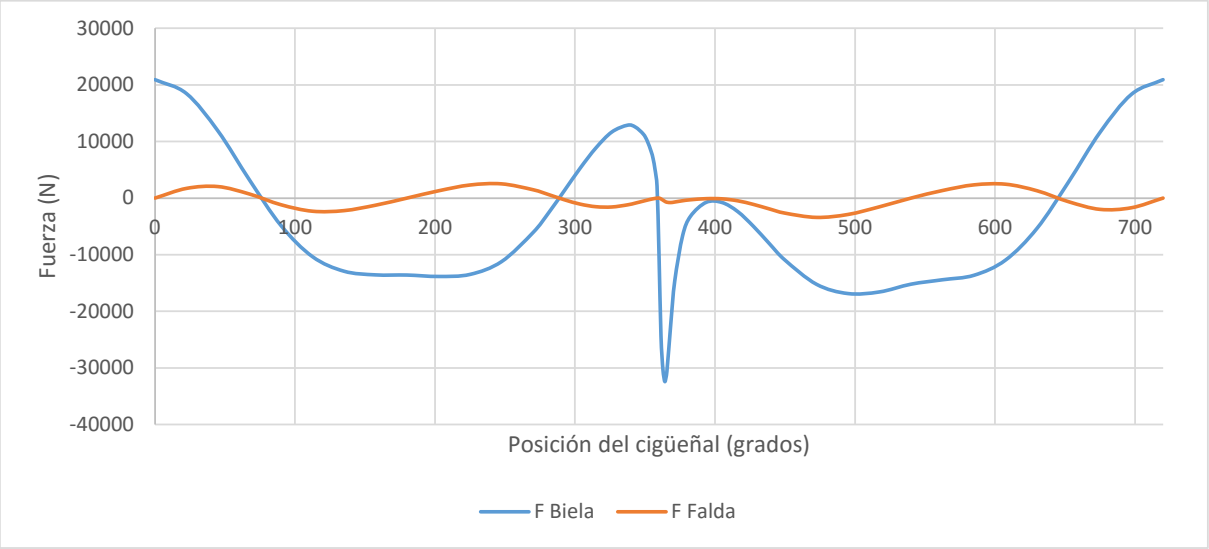


Figura F.28: Diagrama de carga sobre la biela para 14000rpm.

En éste caso, podemos ver un pico de unos 20000N a tracción cada 2 vueltas de cigüeñal, y un pico de unos 32000N a compresión cuando el cigüeñal está a unos 360º. Existen dos zonas estables a unos 15000N para posiciones entre 150 y 220º, así como entre 500 y 570º. Por ello, dado que el mayor pico de estudio se da a 4000rpm y plena carga, emplearemos dicha fuerza de -52044N como caso de estudio para la flexión en la dirección del eje del codo del cigüeñal, y en el caso del estudio del eje paralelo pero en dirección contraria, emplearemos 20920N, correspondientes al máximo en las zonas de PMS extremas de ciclo térmico (0º y 720º). Esto se da porque la carga a 180º y 540º, de 16864N, se da en la misma dirección y sentido que a 0 y 720º, pero es menor, por lo que empleamos la máxima.

Al ser valores de carga máxima, nos permitirán ver con bastante claridad las zonas de concentración de tensiones, así como nos generan una primera hipótesis de cálculo de fuerzas estáticas (igual para pistón y biela), y nos podremos hacer una primera idea sobre la resistencia de los elementos.

Para la fuerza de 52044N, en la posición comentada, la disposición de carga y restricciones en ProE Mechanica, es la siguiente:

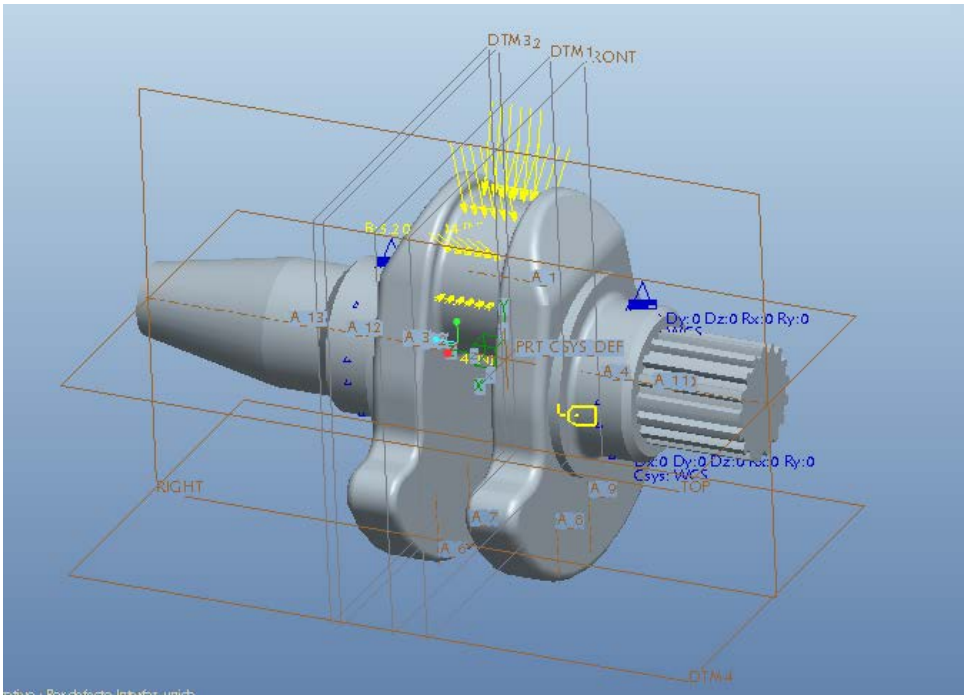


Figura F.29: Vista en ProE de la disposición de restricciones y cargas sobre el cigüeñal, para el caso de máxima solicitación a 4000rpm y plena carga.

Podemos ver que la distribución de fuerzas sobre el codo del cigüeñal, corresponde a una carga de tipo “bearing”, ya que en éste tipo de carga se toma en cuenta que la distribución de presiones sobre el codo no se da de manera uniforme, sino que tiende a ser más intensa en el centro, y menos intensa a medida que nos alejamos de él.

Dicho tipo de carga, ha sido y será empleada en todos los casos en los cuales la carga proyectada sobre un elemento se aplique en un rodamiento, cojinete, o apoyo de tipo similar a los vistos anteriormente.

Definidas las condiciones de frontera del estudio, se procede a mallar la pieza, y a realizar un estudio estático, en busca de concentración de tensiones en cualquier punto de la pieza. En éste componente en concreto, es bastante más normal que exista una cierta concentración de tensiones en los cambios de sección, pero mientras se mantenga la carga máxima en valores bajos, tendremos más probabilidades de que aun existiendo éstas, la vida del componente no quede comprometida. Podemos ver la distribución de tensiones para el caso de estudio en la imagen siguiente:

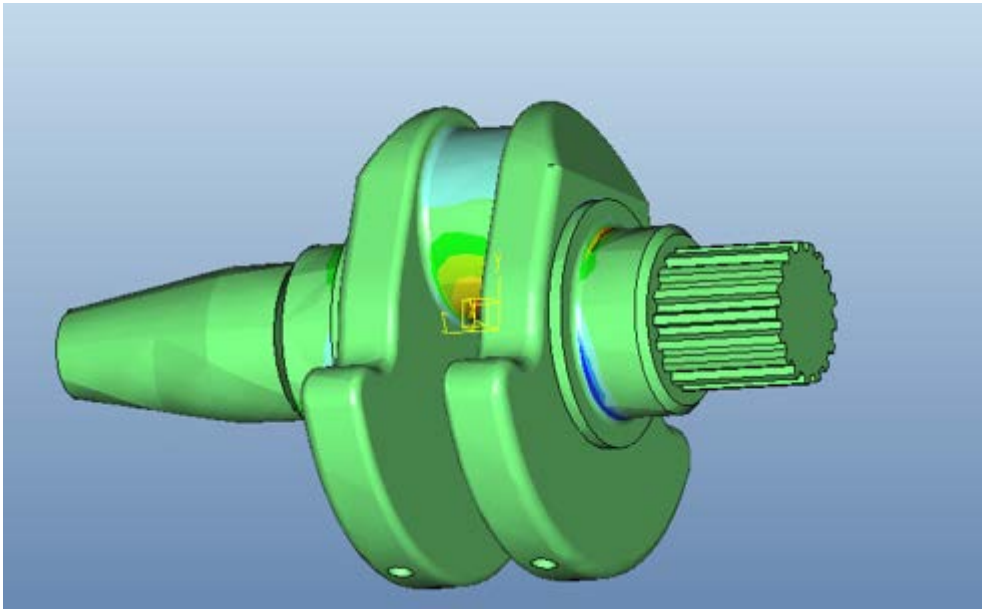


Figura F.30: Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal, para el caso de máxima solicitación a 4000rpm y plena carga.

Podemos ver que efectivamente existe concentración de tensiones en las zonas donde la sección transversal a la solicitación cambia, pero en dichas zonas, existen radios de empalme, de tal manera que ya estamos previniendo concentraciones de tensiones aún mayores. Para el caso de estudio, se dan 151MPa como máximo, de tal manera que si empleamos un acero con una buena resistencia a tracción, del orden de 800MPa, la vida a fatiga de la pieza en principio debería ser infinita.

En cuanto al segundo caso de carga, de 16864N a compresión, tendremos que las condiciones del cigüeñal serán las siguientes:

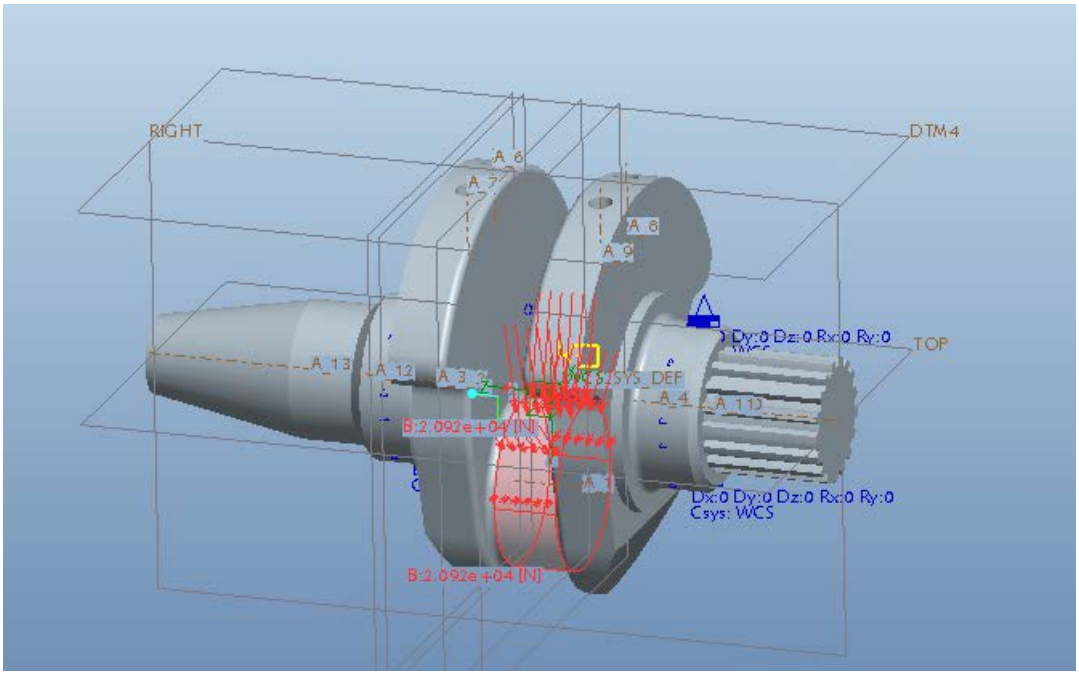


Figura F.31: Vista en ProE de la disposición de fuerzas y restricciones sobre el cigüeñal, para el caso de máxima solicitación a 14000rpm y plena carga, 180º y 540º.

Vemos que en éste caso la fuerza cae en dirección contraria a la estudiada anteriormente, y por tanto la distribución de las tensiones sobre la pieza podría cambiar respecto del caso anterior.

Cabe sin embargo destacar que éste caso de carga nos da valores mucho más livianos que el anterior, de tal manera que la magnitud de las tensiones debería ser bastante menor. No se han tenido ni se tendrán en cuenta las tensiones debidas a las fuerzas centrípetas de las propias masas del cigüeñal en éste estudio, ya que su efecto se tratará posteriormente.

Una vez realizado el análisis, obtenemos la siguiente distribución de tensiones para la pieza, en éste caso de estudio:

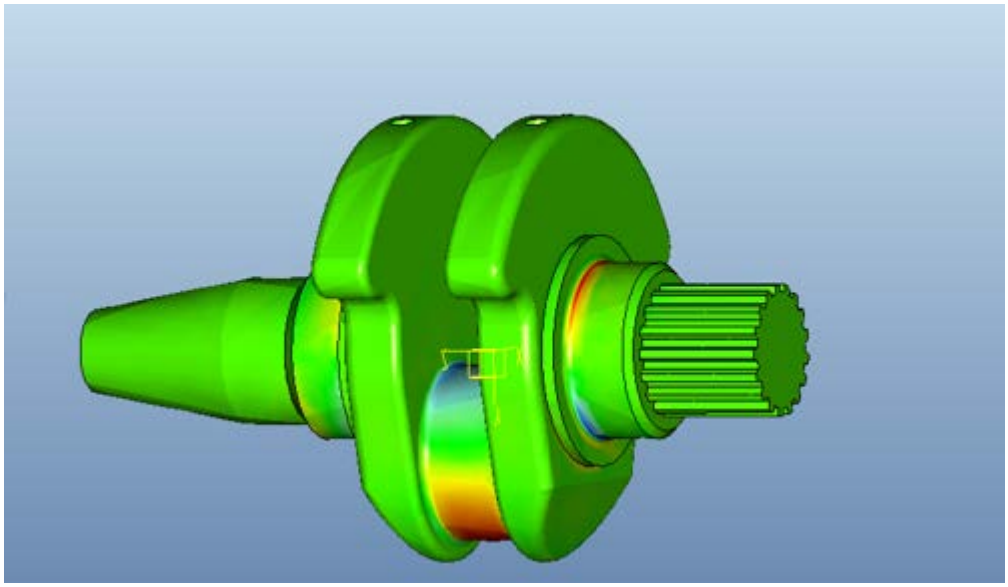


Figura F.32: Vista en ProE de la disposición de tensiones sobre el cigüeñal, para el caso de máxima solicitación a 14000rpm y plena carga, 180º y 540º.

Podemos ver cómo la tensión se concentra en la misma zona que anteriormente, pero que su magnitud máxima, es mucho menor que en el caso anterior (63,7MPa contra 151,4MPa). Por tanto, podemos concluir que el caso de estudio tratará, para la vida a fatiga, las zonas con el cambio de sección vistas, donde afecta el aumento de la tensión.

Por otro lado, vemos que la tensión crece de manera progresiva desde antes del aumento de sección debido al radio de empalme, de tal manera que tenemos indicios para pensar que la distribución de tensiones actual es natural y no anómala respecto de una concentración excesivamente abrupta.

Para el caso del contrarrotante, no tenemos una afectación directa a fatiga, porque la carga que ejerce el contrapeso sobre el eje, si no existen cambios de velocidad muy bruscos en el motor, no habrá picos de tensión excesivos sobre el árbol de soporte del contrapeso. Por otro lado, éste será muy corto y por ello bastante robusto, de tal manera que es previsible que no esté sometido a tensiones excesivas. En cuanto a los cambios de marcha, que será el momento donde si exista una carga relativamente impulsiva sobre el mismo (por el cambio de velocidad repentino), serán tenidos en cuenta en el estudio de resistencia propiamente dicho.

El siguiente paso de estudio para verificar los componentes, es comprobar mediante análisis modal las frecuencias propias de la carga y las propias de cada componente, de tal manera que se verifique que ninguno de ellos entrará en resonancia para ningún caso de carga ni de régimen motor.

F.6. Estudios modales de cargas y elementos:

El análisis de resistencia de los elementos, ya sea estático o a fatiga, según el caso, es tan importante como la comprobación de los mismos mediante análisis modal, ya que el fenómeno de la resonancia puede ser tan destructivo o más para el componente, como lo puede ser la concentración de tensiones o la sobrecarga. Por ello, deberemos estudiar las cargas, que ya hemos visto que no son continuas, para ver en qué frecuencias excitan a los componentes.

La manera de conocer las frecuencias propias de las cargas, es el Análisis de Fourier, que dice que toda señal, incluso no periódica, puede descomponerse en un cierto número de señales periódicas sinusoidales, cada una con una amplitud y una frecuencia determinadas.

Programas como Matlab, permiten realizar análisis FFT de una progresión de datos dada, que en nuestro caso sería la fuerza sobre pistón, biela y cigüeñal, obteniendo como resultado un gráfico parecido al siguiente:

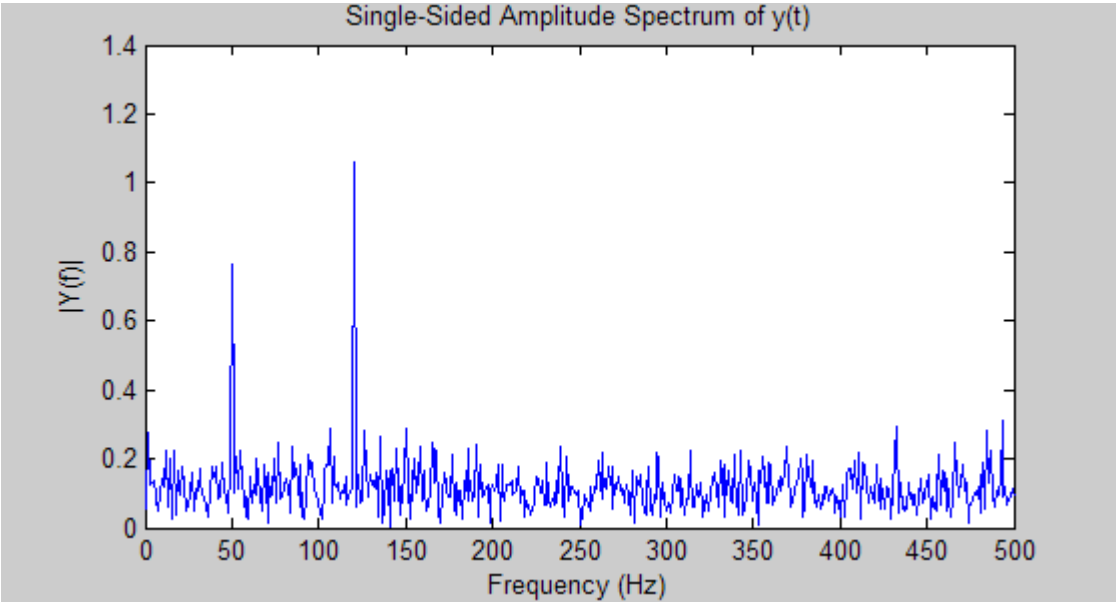


Figura F.33: Vista en Matlab de las componentes frecuenciales de una señal dada.

Podemos ver en la figura anterior, cómo la señal tiene dos frecuencias muy bien marcadas, alrededor de 50Hz la primera, y alrededor de 125Hz la segunda. Ésta última, tiene una mayor amplitud que la primera, de tal manera que será preponderante, y la segunda la modificará. Un caso muy marcado de una suma de ondas, lo tenemos para las fuerzas alternativas de primer y segundo orden en el sistema pistón-biela-manivela, ya que estamos sumando una señal a una frecuencia f, con una señal al doble de frecuencia, 2f.

En ése caso concreto, la descomposición es directa, pero en casos donde cualquiera de las señales de entrada no es puramente sinusoidal ni periódica, es necesario aplicar éste método para conocer la composición de la misma.

Con objeto de conocer la naturaleza de las cargas en cuanto a las frecuencias propias, estudiaremos la carga sobre cada elemento cada 2000rpm, de 4000 a 14000rpm ambas inclusive, de tal manera que obtendremos un rango de frecuencias de excitación para cada componente en condiciones de trabajo.

Posteriormente, realizaremos el análisis modal de cada componente mediante ProEngineer Mechanica, de tal manera que conoceremos las frecuencias propias de las piezas, y podremos saber si las cargas van a excitar dichas frecuencias. En caso negativo, sabremos que los componentes estarán prevenidos a resonancia.

Por último, hará falta conocer la frecuencia propia del sistema completo, o al menos aproximarla, de tal manera que podamos conocer si el sistema en concreto sufrirá de resonancia en cualquier condición de carga.

F.6.1. Estudio de las frecuencias propias de la carga:

Vamos a implementar un algoritmo en Matlab, que nos permita los siguientes puntos:

1. Leer un string de datos proveniente de Excel, pasado a .txt, tratado si es necesario respecto a puntos y comas, con los valores correspondientes a la evolución de la carga para cada caso.
2. Realizar la Transformada Rápida de Fourier (FFT) a los datos, y dando como respuesta un string que contenga amplitudes parciales como abscisa y frecuencias como ordenadas.
3. Representar el espectro de frecuencias de cada caso de carga, y filtrarlo si es necesario para aislar los picos que nos resulten representativos de la señal original.

De ésta manera podremos almacenar en Excel, para cada caso de carga, las frecuencias que los componen, y así tener una base de datos para comparar con las frecuencias propias de los elementos y del sistema.

Realizamos un script que nos permita conocer el espectro de frecuencias de la señal. Solamente requeriremos conocer con mucha exactitud las frecuencias del espectro, si éstas se aproximan de manera peligrosa a las frecuencias propias de cualquiera de los componentes. Por ejemplo, si las cargas generan frecuencias propias inferiores a 1kHz pero las frecuencias de resonancia del componente afectado son superiores a 10kHz, no necesitaremos conocer con una exactitud muy grande los valores de las frecuencias de las cargas, al estar directamente en un orden de magnitud diferente al de las propias del componente.

La primera versión del script de Matlab, contiene los comandos siguientes:

```
clear all
close all
%Análisis espectral mediante Matlab de las progresiones de carga sobre
%elementos mecánicos del motor del TFM.
load carga.txt;
load angulo.txt;
A=[carga];
B=[angulo];
n=input ('Introduzca régimen de motor (rpm): ');
disp ('La velocidad angular de la pieza de estudio es: ')
w=n*2*pi/60; %Cambiar al calcular árbol de levas.
disp (w)
disp ('rad/s')
y=w*360/(2*pi);
t=B*(1/y)
fc=n*25.71/60
disp ('La frecuencia de carga es: ')
disp (fc)
disp ('Hz')
%
a=fft(A);
a_mag= abs (a);
a_fase= angle (a);
N= length (a);
F1= ((0: 1/N: 1-1/N)*fc);
%
Q=N/2
F2=F1(1:Q)
a_2=a_mag(1:Q)
plot(F2, a_2)
grid on
Vect=[F2', a_2];
```

Figura F.34: Vista en Matlab del script usado para obtener el espectro de frecuencias de la carga.

Podemos ver en la figura anterior, que el script realiza la FFT del conjunto de puntos de la señal, de tal manera que posteriormente grafica el espectro de frecuencias de la misma. No emplearemos el gráfico más que a modo informativo, ya que es mejor coger los valores de amplitud y frecuencia del espectro y volverlos a enviar a Excel para tratarlos allí.

Obtenemos un gráfico como el siguiente para todos los regímenes de giro analizados, en el caso de la carga sobre la biela:

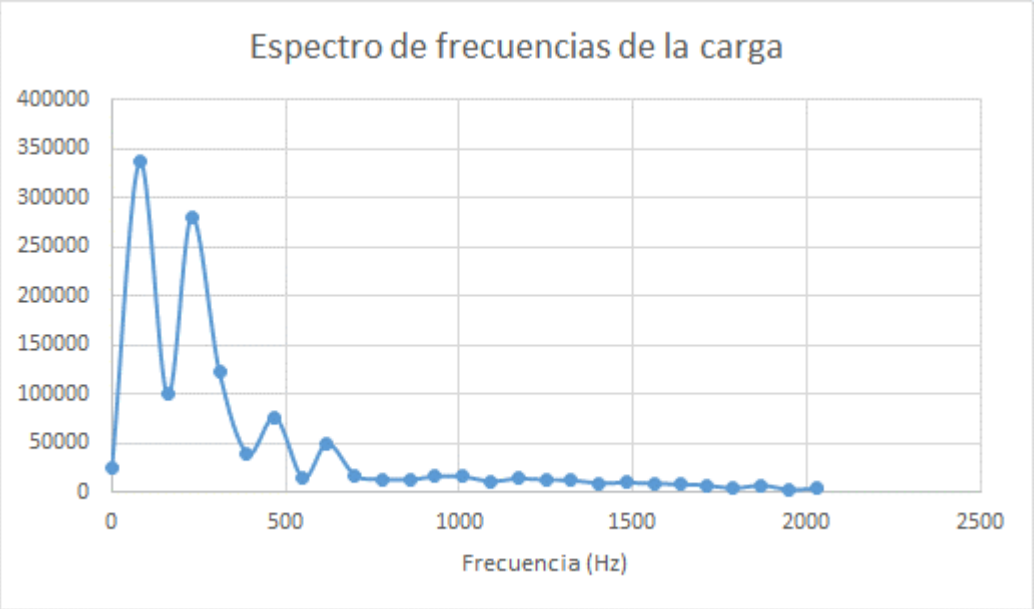


Figura F.35: Vista en Excel del espectro de frecuencias de la carga sobre la biela para un régimen de giro de 10000rpm en el cigüeñal.

Una vez analizado el espectro de todos los regímenes de giro, tendremos que para la carga sobre la biela, las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

Tabla F.5: Tabulación de frecuencias propias de la carga a diferentes rpm.

		RPM					
		4000	6000	8000	10000	12000	14000
Frec (Hz)	f1	33	49	65	80	97	120
	f2	97	146	194	230	292	315
	f3	194	292	389	470	582	625
	f4	259	388	517	620	776	840
	f5	355	534	711	780	1068	1177
	f6	----	----	----	930	----	1268
	f7	----	----	----	----	----	----
	f8	----	----	----	----	----	----
	f9	----	----	----	----	----	----
	f10	----	----	----	----	----	----

Si graficamos la progresión de las frecuencias propias en función del régimen de giro de motor, tendremos lo siguiente:

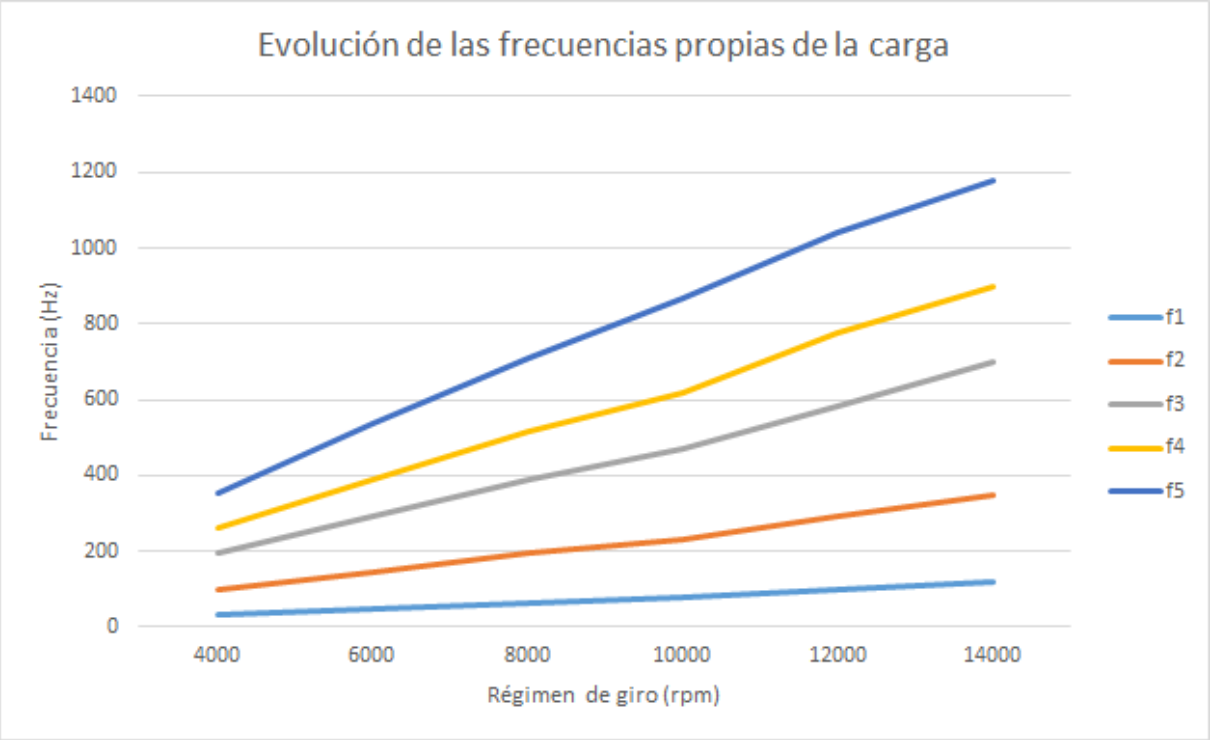


Figura F.36: Vista en Excel de la evolución de las frecuencias propias de la carga (1ª a 5ª) sobre la biela, en función del régimen de giro del motor.

Vemos que la carga sobre la biela, genera unas frecuencias propias que tienen una relación directa con el régimen de giro del motor, al darse progresiones lineales para todas ellas. La carga sobre el cigüeñal y sobre el pistón, son función de la carga sobre la biela, cambiando su valor en amplitud, pero no la progresión en el tiempo, ya que son unas función de las otras. Por tanto, las frecuencias que valen para la biela, nos valdrán para el pistón y para el cigüeñal, sin necesidad de estudiarlas por separado.

En cuanto al grado de carga del acelerador, que modifica la presión máxima, en principio debería tender a eliminar frecuencias propias de bajo valor, ya que el pico de presión se da para cada dos vueltas de cigüeñal (4 veces menos frecuencia que las fuerzas de inercia), y si la carga es baja, la componente de la fuerza derivada de la presión de los gases se vuelve muy insignificante respecto de la inercia.

Lo que queda claro, es que no existen componentes frecuenciales reseñables por encima de 1kHz para el rango de funcionamiento del motor, de tal manera que podemos estudiar las frecuencias propias de los componentes para saber si existe cualquier posibilidad de que se de resonancia en cualquier punto.

Necesitaremos que los componentes tengan frecuencias propias muy superiores a la de cualquier excitación, dado que por ejemplo, en un cambio de marcha entra en juego el sistema *quickshift,* de tal manera que los componentes recibirán un pico de carga de tipo casi impulsivo.

La respuesta en frecuencia para la fuerza que se transmite, al tener el sistema muy poco amortiguamiento, se dará para una nueva frecuencia más grande que la frecuencia de la excitación en el primer impulso, y por tanto es necesario prevenir que la excitación, en algún momento, va a ser mayor a la que calculamos para condición de régimen permanente. Por ello suele ponerse como límite mínimo para la primera frecuencia de resonancia de cualquier componente, del mecanismo principal, 10 veces la frecuencia máxima de la excitación [4].

F.6.2. Estudio de las frecuencias propias de los componentes:

Para conocer las frecuencias propias de los componentes, vamos a realizar un análisis modal mediante ProEngineer Mechanica, que nos permita tabular las mismas y gracias a ello, compararlas con las frecuencias propias de la carga a todo el rango de rpm.

Deberemos mallar el componente, asignándole el material con sus características mecánicas, de tal manera que se pueda correr un análisis modal dentro de la aplicación. Podemos ver en la siguiente imagen, el mallado del pistón para dicho análisis:

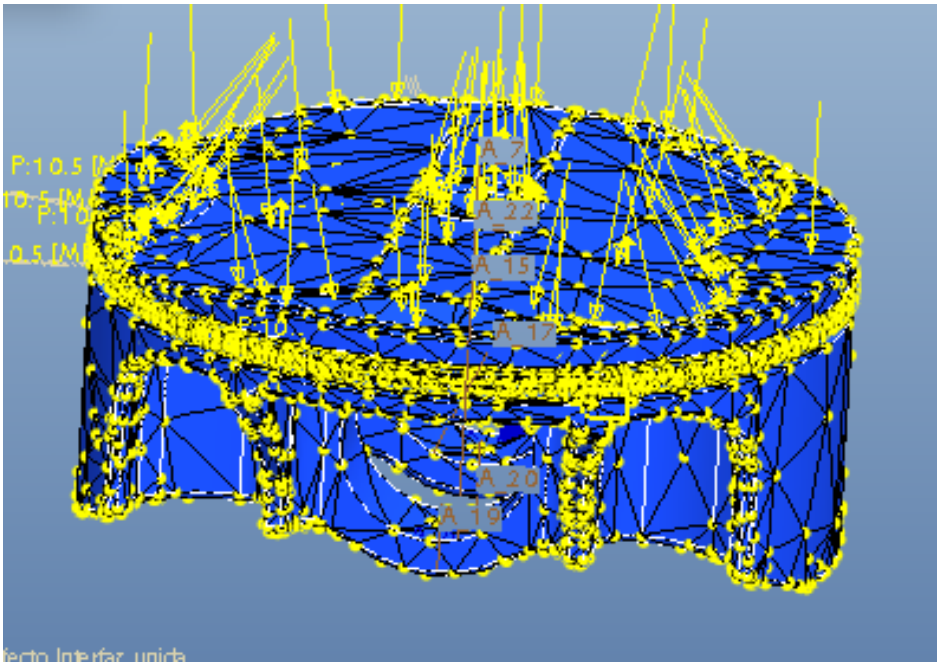


Figura F.37: Vista en ProEngineer del mallado escogido para estudiar las frecuencias propias de resonancia del pistón.

El análisis modal del ProE, nos suele dar las frecuencias de resonancia ordenadas por armónicos, por tanto no nos dará una sola frecuencia sino varias. Podremos regular el número de modos de vibración que queremos que nos dé el programa. Fijaremos en 10 el número de armónicos obtenidos, tabulándolos todos en Excel.

Una vez realizado el análisis modal para el pistón, veremos una ventana como la mostrada en la figura siguiente:

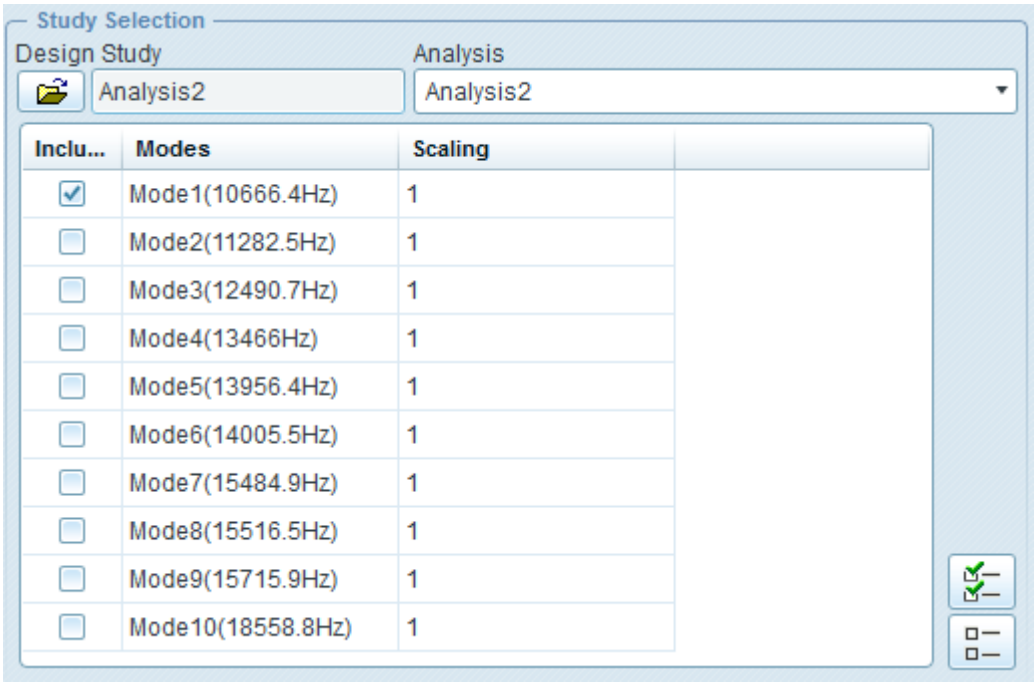


Figura F.38: Vista en ProEngineer del listado de los modos propios de vibración para el pistón.

Una vez tenemos los modos del pistón, podemos pasar a estudiar justamente de la misma manera la biela y el cigüeñal, con una pequeña salvedad en la biela. Ésta se compone de dos tornillos, dos pasadores centradores, y dos piezas. Los pasadores centradores en principio solamente aseguran la posición de una pieza respecto de la otra, con lo cual a nivel de carga no deberían de estar solicitados, pero no así los tornillos. Por tanto, es necesario evaluar cada pieza por separado, y en conjunto, para detectar los modos de vibración existentes. Una vez realizado dicho paso, se escogerán las 10 frecuencias más pequeñas, dado que serán las más propensas a ser excitadas por las cargas sobre el componente.

Podemos ver, a modo de ejemplo, el mallado del cuerpo de la biela en la imagen siguiente:

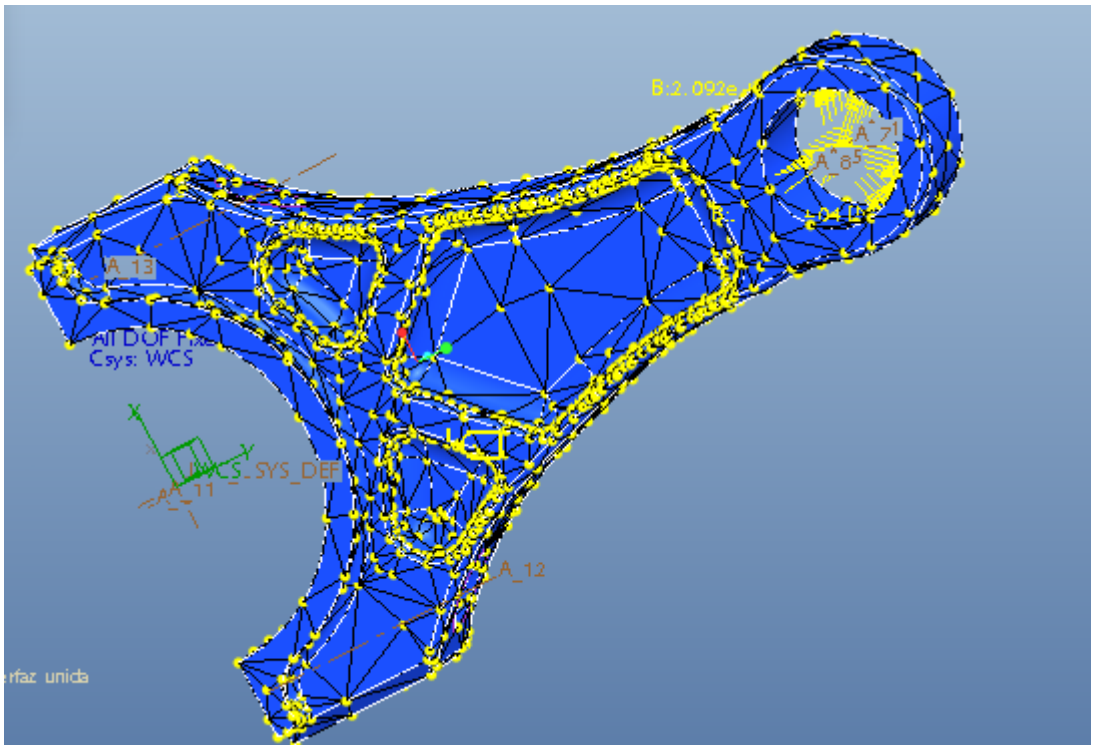


Figura F.39: Vista en ProEngineer del mallado de la biela para su análisis modal.

Realizaremos los análisis modales siguientes (por componentes y conjuntos):

- 1. Tornillos de biela
- 2. Cuerpo de la biela
- 3. Cierre inferior
- 4. Biela completa

Otro aspecto fundamental en torno al análisis modal, es estudiar los modos de vibración uno por uno, ya que existirán modos de vibración que no serán excitados por la carga, y que por mucho que existan, deberían descartarse. Se deberá ver frecuencia por frecuencia, en qué dirección y de qué manera se da la vibración para discriminar aquellos valores que nos afecten. En la siguiente figura, podemos ver el modo de deformación para una frecuencia que no nos afecta, en el cuerpo de la biela:

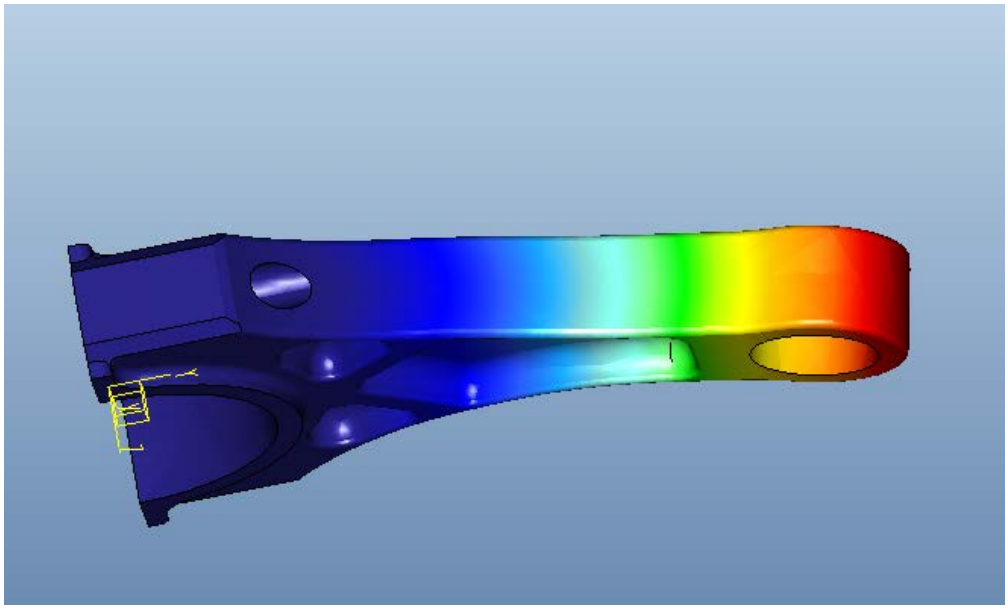


Figura F.40: Vista en ProEngineer de uno de los modos de vibración del cuerpo de la biela.

Podemos ver en la imagen cómo el modo de vibración estudiado no se va a dar para nuestro caso de estudio, porque tanto las posiciones de la cabeza como la del pie de la biela en cuanto a su desplazamiento en el eje “Y” están restringidas de forma prácticamente total, y por tanto deberemos redefinir las restricciones del modelo para un nuevo análisis.

Dicho fenómeno deberá ser tenido en cuenta en todos los casos, ya que de no ser así, distorsionará los valores obtenidos para el estudio.

El procedimiento empleado en cuanto a tipo de análisis será el mismo que para el pistón, de tal manera que si ordenamos los análisis acorde a su numeración, podemos ver los resultados, con los 10 valores más pequeños marcados en amarillo, en la siguiente tabla de Excel:

Tabla F.6: Frecuencias propias de los estudios de la biela por componentes y conjuntos.

			Biela				
		Pistón	A1	A2	A3	A4	Cigüeñal
Frec (Hz)	f1	10666	20166	12664	35856	15587	12236
	f2	11282	27616	15854	35905	21459	12486,8
	f3	12490	40782	19422	40199	23661	13009,3
	f4	13466	51258	25639	40220	31269	13203,1
	f5	13956	51279	29046	49186	33025	14269
	f6	14005	63365	31631	49262	37258	15291,2
	f7	15484	78548	33635	68001	38005	15310,2
	f8	15516	78622	34854	68296	42127	15965,7
	f9	15716	91084	36864	79019	42381	20641,6
	f10	18559	97451	39516	79165	49770	20679,6

Podemos ver que el valor de la frecuencia mínima para el sistema pistón-biela-manivela, está por encima de 10kHz, de tal manera que es muy improbable que el sistema entre en resonancia para las condiciones de funcionamiento que se van a dar en el motor.

Por tanto, se puede dar por concluido éste estudio para ésta zona concreta del motor, aunque se aprovechará la operativa aquí implementada para ensayar de la misma forma otras partes del mismo que sean susceptibles de sufrir las mismas condiciones de carga.

F.7. Estudios de cargas de elementos:

F.7.1. Introducción:

Para estudiar los elementos en cuanto a su resistencia, deberemos tener en cuenta que la carga, al ser no estática, y de naturaleza periódica, tenderá a provocar fatiga en los elementos mecánicos que componen el motor, y en concreto, éste mecanismo. Por ello, es necesario analizar a fatiga, y realizar las comprobaciones e hipótesis necesarias, que nos permitan justificar que los componentes resistirán las solicitaciones a las que estarán sometidos.

La fatiga, como fenómeno que afecta a la resistencia de los materiales y de los componentes, provoca que la capacidad de una pieza para resistir tensiones quede reducida en la medida que se den ciertos factores (como la forma, o la concentración de tensiones), que puedan afectarla negativamente.

Ésta, se mide en ciclos de trabajo, siendo para piezas muy estáticas, necesaria la resistencia a un número de ciclos bajo, pero en el caso de los componentes de un motor, al darse las cargas de manera dinámica, periódica, y a alta frecuencia, un diseño a ciclos bajos produciría la destrucción del componente más débil en cuestión de segundos.

Por ello, se recurre al *diseño a vida infinita* [62], ya que según la teoría de la fatiga, una vez una pieza sobrevive a un número determinado de ciclos sin fallar, se puede admitir de manera casi segura, que la pieza no fallará si no se varían sus características ni sus condiciones de funcionamiento.

F.7.2. Caracterización de cargas sobre los elementos del mecanismo:

Se requiere conocer la magnitud de las cargas sobre cada componente, para así poder conocer las tensiones sobre la pieza, y para posteriormente poder estudiar la fatiga en cada sección o secciones críticas.

En el caso de nuestro mecanismo, tenemos dos tipos de cargas fundamentales, que serán las debidas a las inercias, y las debidas a la presión de los gases. Las primeras, pueden modelizarse, en algunos casos, como vectores de gravedad sobre el componente, ya que la fuerza de inercia no es más que la masa del componente por su aceleración. En cuanto al cigüeñal, al presentar solicitaciones en diferentes direcciones, tendremos que recurrir a otro modelo para caracterizar su estado tensional.

La manera de calcular los mecanismos PBM en los motores de combustión interna, suele ser mediante un método que presenta las siguientes características fundamentales:

- Se estudia el mecanismo en régimen permanente, al suponer que el incremento de régimen afecta al mecanismo de manera negligible, o asumible mediante un coeficiente de seguridad adecuado.
- Se estudian dos casos extremos. En el primero, se estudia el momento en el cual los gases provocan una carga máxima sobre el mecanismo. En el segundo, se estudia el caso en el cual es la inercia la que genera la carga principal (corte de rpm sin explosión, llegada a sobrerrégimen).
- Otra manera consiste en evaluar la tensión máxima para varias condiciones de funcionamiento intermedias, e intentar estimar qué porcentaje del total de tiempo de funcionamiento representa cada uno.

Por tanto, el primer paso consiste en evaluar el mecanismo mediante cargas estáticas para casos concretos, para evaluar si en términos de resistencia estática el mecanismo no falla. Si el diseño es válido en términos de resistencia, el siguiente paso es estudiar al detalle cómo se distribuyen las solicitaciones, en cuanto a su naturaleza variable, para entonces realizar un cálculo más avanzado a fatiga. Finalmente, es muy recomendable realizar un estudio dinámico del mecanismo mediante software para verificar los resultados.

En el caso de la biela, además, se dará el fenómeno del pandeo, por lo tanto, en el análisis estático preliminar, es necesario también descartar que éste se vaya a dar, para lo cual también es necesario conocer la magnitud de ciertos factores, como la longitud de pandeo efectiva.

La manera de obtener las cargas “cuasi-estáticas” del mecanismo, será mediante la cinemática y posteriormente la dinámica del mismo. Debe tenerse en cuenta, sobre todo para el cálculo del estado tensional del cigüeñal, que al mecanismo principal deben añadírsele, las fuerzas y momentos debidos a la distribución y al embrague y caja de cambios, estimando el caso más desfavorable en cada caso para un cálculo correcto.

No se estimarán los consumos debidos a la bomba de agua y a la de aceite, ya que pueden considerarse negligibles respecto de las inercias que representan los elementos ya mentados anteriormente. [4]

Otro aspecto fundamental sobre las solicitaciones, estáticas y dinámicos, es la carga motor (entendida como el porcentaje de apertura del acelerador, o bien el porcentaje de caudal de mezcla admitido respecto del máximo). Debe notarse que éste tipo de motores suelen funcionar a plena carga, y casi siempre rondando la zona de par y potencia máximos (altas rpm).

El uso de éste tipo de motores a bajas rpm y plena carga es casi imposible, incluso para la salida en un Gran Premio, dado que el piloto debe controlar el caballito, y para ello quita carga al motor cerrando el acelerador. Existen sistemas automáticos que limitan el fenómeno del caballito, llamados *anti-wheelie*, o bien *launch assistant*, destinados a leer la inclinación de la moto respecto de su rueda trasera, y controlando el acelerador para así mantenerla por debajo de un máximo. Dicho sistema suele ir asociado a un control tipo *ride-by-wire*, que simplemente actúa el acelerador mediante control electrónico, leyendo la consigna del puño del gas mediante un potenciómetro, ajustando la salida en función del requerimiento del piloto y de las condiciones del motor.

En el caso de Moto3, el acelerador ha de ser actuado de forma mecánica, de tal manera que las ayudas electrónicas al caballito no existen, y será el piloto el que deberá controlar la salida de manera manual. Por ello, es impensable que el motor haga el lanzamiento a mínimas rpm y plena carga, sino que empezará a rodar al 100% posteriormente, en el caso de nuestros motores, sobre las 8000rpm aproximadamente.

Otro caso en el que el motor va a bajas rpm, son las horquillas, en las cuales se deja caer al motor de vueltas, generalmente en segunda o primera velocidad, y se sale desde el ápice de la curva acelerando. De nuevo, incluso asumiendo que el motor cae hasta las 4000rpm, el piloto no va a poder consignar al motor plena carga, ya que con casi toda seguridad la moto perdería la tracción.

De ésta manera, queda justificado que un motor de nuestras características, va a funcionar a plena carga de 8000 a 14000rpm, haciendo una asunción intermedia de un 50% de carga para 4000rpm y de un 80% para 6000rpm.

Para evaluar la presión del ciclo, haremos un ajuste lineal entre la presión máxima de bombeo (sin explosión), y la presión máxima alcanzable (4000rpm, plena carga, 103bar), y promediaremos los valores intermedios mediante la diferencia entre ambas.



Figura F.41: KTM de Moto3 levantando rueda a la salida de una curva. [63]

Otro factor fundamental a tener en cuenta, sobre todo en el caso de la torsión sobre el cigüeñal, es la naturaleza impulsiva de las cargas en el momento del cambio de velocidades, ya que en ésta categoría está permitido y se emplea el sistema *quickshift* explicado al inicio de los Anejos, y por tanto, el hecho de que el motor tenga carga, se le retire, y se le introduzca de golpe, aunque de manera controlada, provoca que se deban mayorar los momentos provocados para tener en cuenta que el sistema es afectado por el impulso hacia tensiones de aproximadamente el doble de la misma carga estática [61].

F.7.3. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el pistón:

En primer lugar, estudiaremos el pistón, a cargas extremas. Las cargas serán las definidas en la relación siguiente:

- 4000rpm, 50% de carga motor.
- 6000rpm, 80% de carga motor.
- 8000/10000/12000/14000rpm, plena carga.
- 14000rpm, a bombeo (0% de carga).

Podemos subdividir las fuerzas en cada caso, entre debidos a inercia, y debidos a presión de los gases. En el caso de la presión de los gases, se aplica de manera uniforme sobre toda la superficie superior del pistón, y en el caso de la inercia, se le aplica a todo el volumen del mismo.

En primer lugar, podemos buscar la presión de bombeo del motor, rescatándola del Anejo D, donde se estudiaba el ciclo. Asumiremos que la compresión sigue un comportamiento politrópico, y que su valor máximo de presión es de 38,7bar (Ciclo Mixto Ajustado).

Por tanto, aplicando una regla de tres, si para 0% de carga y rendimiento volumétrico (llenado) óptimo (ésta es una hipótesis en favor de la resistencia de los elementos), tenemos una presión de 37,8bar, y para 100% de carga es de 103bar, las presiones intermedias dependerán de la siguiente ecuación lineal, en función del porcentaje de carga motor:

$$y = 0{,}652 \cdot x + 37{,}8$$

Siendo x el valor de porcentaje de carga motor, acotado entre 0 y 100%. Dada ésta asunción, podemos estimar los valores de presión para las cargas intermedias y extremas, que serán los siguientes:

$$p_0 = 0{,}652 \cdot 0 + 37{,}8 = 37{,}8\ bar$$

$$p_{50} = 0{,}652 \cdot 50 + 37{,}8 = 70{,}4\ bar$$

$$p_{80} = 0{,}652 \cdot 80 + 37{,}8 = 89{,}96\ bar \approx 90\ bar$$

$$p_{100} = 0{,}652 \cdot 100 + 37{,}8 = 103\ bar$$

Dicho esto, y recordando las figuras F.8 a F.11 del presente Anejo, sabremos que las fuerzas de inercia para un determinado régimen no dependen para nada de la presión ejercida por los gases, y por tanto, podremos estimar la carga sobre el pistón como la resta de las fuerzas ejercidas por la presión, menos las fuerzas debidas a la inercia del propio pistón.

El pico de carga, se dará en el mismo punto para plena carga motor que para cargas parciales, de tal manera que con éstos datos definidos, podemos comenzar a estudiar el pistón.

El ensayo consiste en los siguientes pasos en ProE y Mechanica:

- 1: Verificar modelo geométrico en ProE
- 2: Abrir Mechanica, y definir el material de la pieza y las restricciones sobre los cojinetes. (ya hecho y explicado en análisis modal)
- 3: Asignar la carga ejercida por la presión de los gases, la correspondiente a cada caso. (ya hecho y explicado en análisis modal)

- 4: Asignar la aceleración sobre el pistón, con su valor en cada caso, mediante la opción “gravity”, de tal manera que crearemos un campo de aceleraciones de la magnitud y dirección deseados:

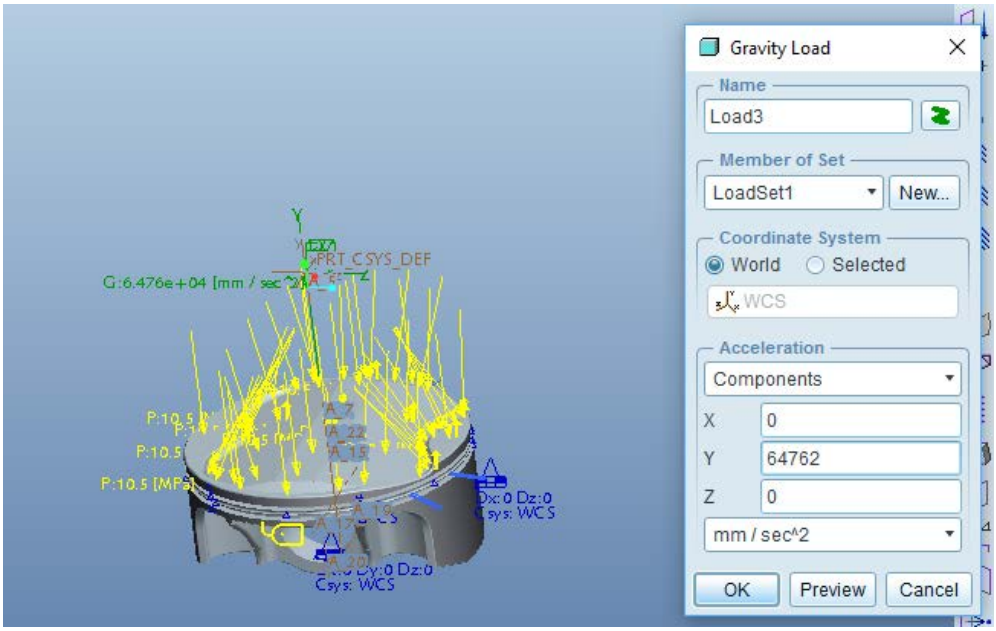


Figura F.42: Vista en ProE Mechanica, de la definición del vector de aceleración sobre la totalidad de la masa del pistón.

- 5. Correr un análisis estático para las cargas dadas, y evaluar los valores máximos de las tensiones, y las secciones críticas donde se dan.
- 6. Recopilar todos los resultados, y valorar si existe una sola o varias secciones afectadas para el cálculo, guardando en todo caso los valores de tensión para cada caso concreto.

Una vez definidas las condiciones del estudio, puede pasarse directamente a trabajar en los ensayos para las condiciones descritas anteriormente.

Para el caso de 14000rpm a plena carga, y a modo de ejemplo, se han dado las tensiones siguientes en los siguientes puntos:

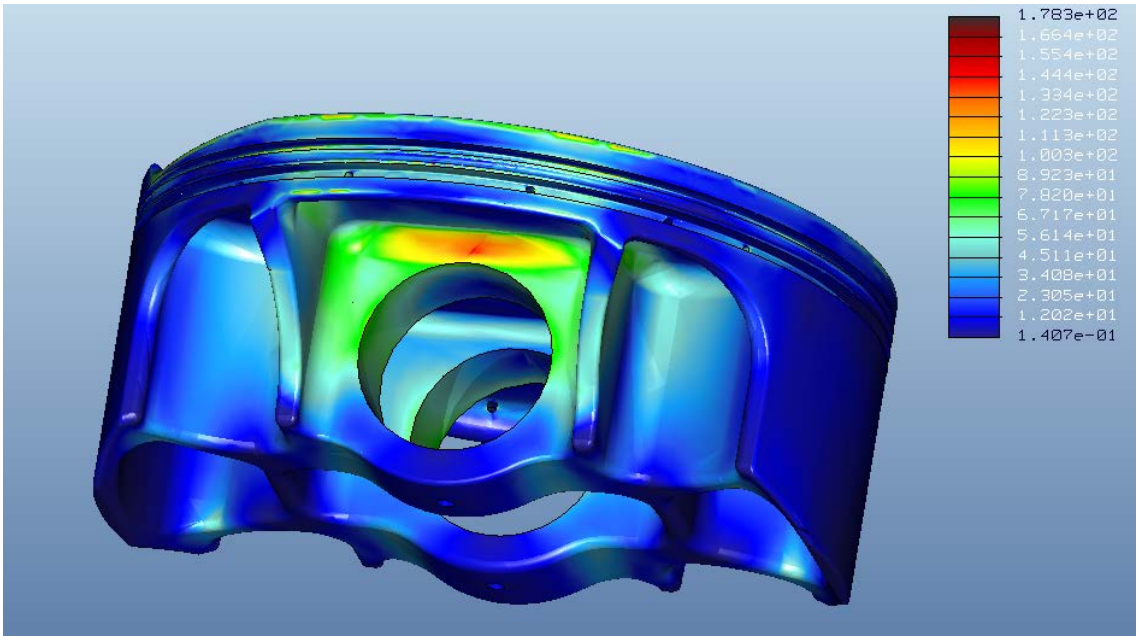


Figura F.43: Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a plena carga motor.

Se puede ver cómo las medidas tomadas para limitar el efecto de la concentración de tensiones, han surtido efecto, y que la tensión máxima del modelo se encuentra en una zona en la cual la distribución es progresiva. El valor máximo se da en 178,3 MPa, el cual es un valor razonable, teniendo en cuenta las cargas evaluadas, y la resistencia del material del que se compone el pistón.

La evaluación del resto de casos de estudio del pistón, se realizará de la misma manera que para éste caso, y para el resto de elementos, aunque cada uno con sus particularidades, existirá una recopilación de casos de estudio junto con la tensión máxima de Von Mises, que es el valor de referencia para el cálculo de resistencia.

Para el caso a máximo régimen sin carga, se dan tensiones relativamente bajas debidas únicamente a la inercia y siendo la presión de los gases (bombeo) obviada debido a que de hecho limita las fuerzas debidos a la inercia, al actuar en sentido contrario a ellas. En la siguiente figura, se muestra la distribución de tensiones en el pistón para dicho caso de estudio:

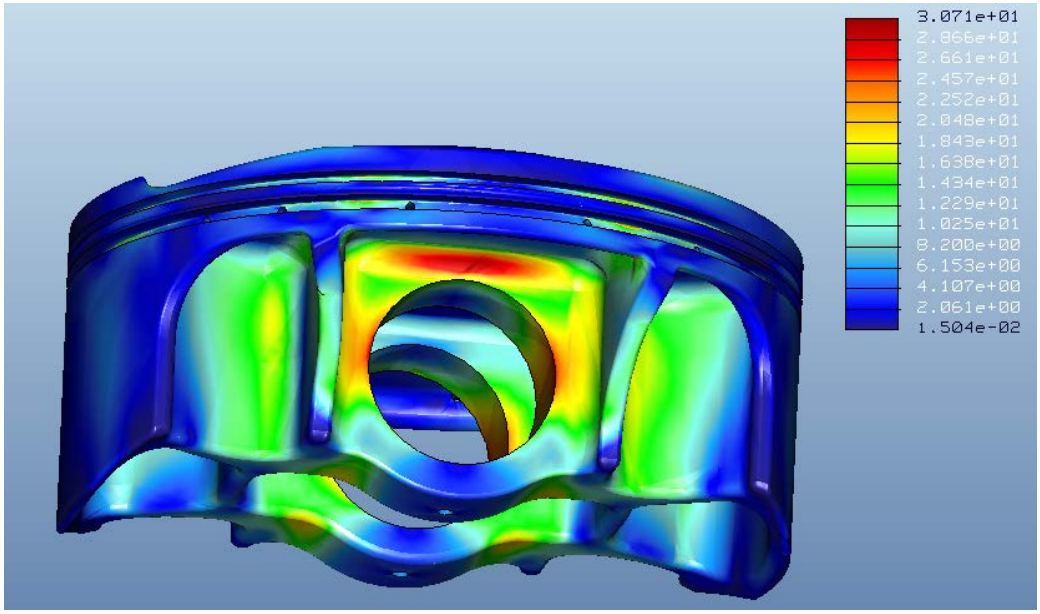


Figura F.44: Vista en ProE Mechanica, de los tensiones sobre el pistón para el caso de 14000 rpm a sin carga motor.

En principio, la fuerza de inercia, para el caso de tensión máxima del pistón para cualquier ciclo, debería ser una fuerza que ayudase a la resistencia del pistón en contra de la fuerza que ejercen los gases hacia abajo, ya que la inercia del pistón le hace tender a ir hacia arriba cuando los gases alcanzan su presión máxima. Por ello, en principio a carga motor máxima, la solicitación del pistón debería ser menor a altas rpm que a bajas rpm, tal y como podríamos entender de los diagramas de presión expuestos en las figuras 9,10 y 11 del presente Anejo.

Una vez realizados todos los ensayos del pistón, los resultados en cuanto a tensiones, pueden verse relacionados en la tabla siguiente:

Tabla F.7: Casos de estudio y tensiones resultantes para el pistón.

Esfuerzos estáticos sobre el pistón				MPa
rpm	Carga %	Pres (bar)	Pres (Mpa)	Tens máx VM
4000	50	70,4	7,13328	137,5
6000	80	89,96	9,115197	173,5
8000	100	103	10,436475	195
10000	100	103	10,436475	189,4
12000	100	103	10,436475	182,5
14000	100	103	10,436475	174,4
14000	0	37,8	3,830085	30,71

Como podemos ver, la tensión máxima se da para carga máxima y mínimas rpm, que es lo que esperábamos antes de realizar el estudio. Si graficamos la tensión máxima del pistón en función del régimen motor, tendremos lo siguiente:

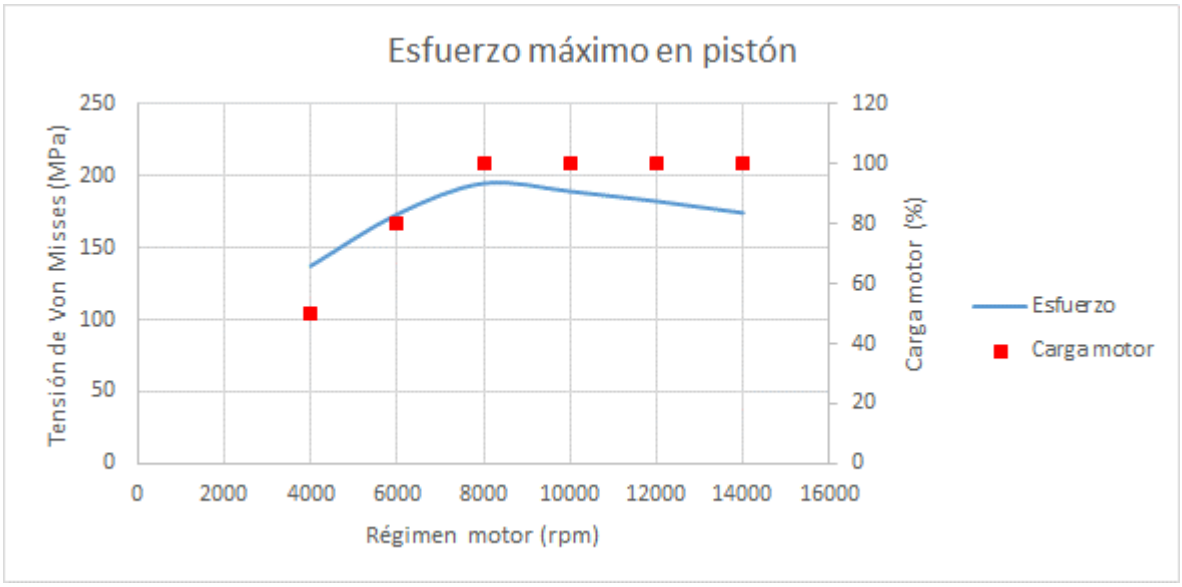


Figura F.45: Diagrama de tensión máxima de Von Mises para el pistón, proveniente de la Tabla F.7, de Excel.

Podemos ver que no solamente deberemos considerar la tensión máxima para los estudios de fatiga en los elementos, sino que también deberemos comprobar si existen otras zonas con tensiones cercanas a la máxima, que estén en condiciones peores frente a la fatiga, como por ejemplo, con un radio menor en un cambio de sección. En el caso del pistón, mediante la vista de resultados, podemos observar con facilidad la forma que tienen las tensiones de distribuirse en el elemento, y si nos centramos en el análisis cualitativo de la carga, tenemos las siguientes vistas de interés para el modelo:

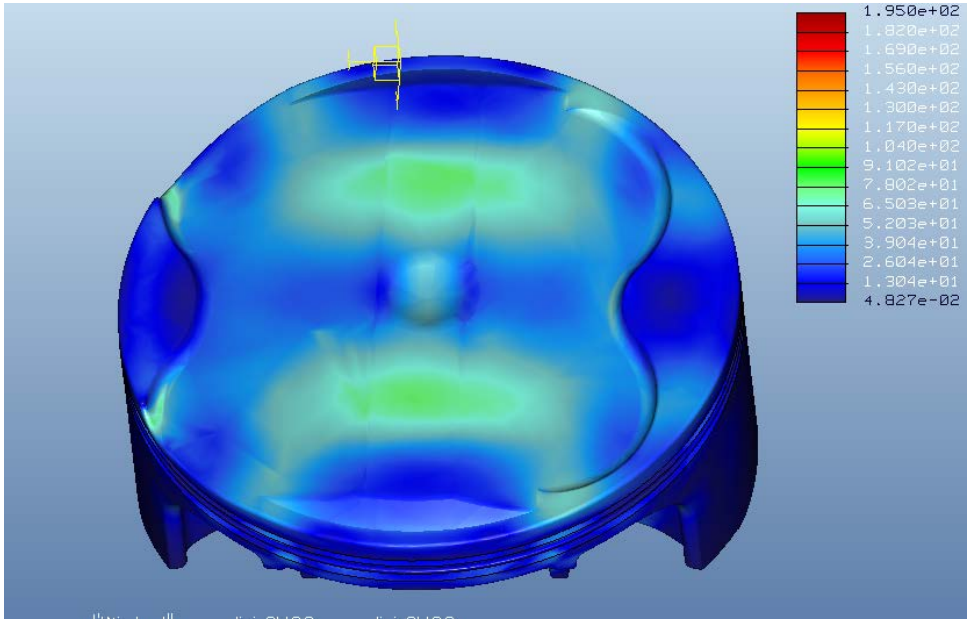


Figura F.46: Vista en ProE Mechanica, de las tensiones sobre la cabeza del pistón para el caso de 8000 rpm a plena carga motor.

Podemos ver en ésta vista, que no existe concentración de tensiones ninguna en la zona de la cabeza del pistón, por tanto ésta zona no será estudiada a fatiga, porque se dará por hecho que si resiste la zona más pésima, resistirán las demás también. En cuanto a la manera que tienen las tensiones de distribuirse, puede darse por hecho que la distribución presenta un patrón similar en todos los casos de estudio, ya que las fuerzas que actúan sobre el elemento cambian de magnitud entre caso y caso, pero no de dirección ni sentido.

En cuanto a la vista inferior del pistón, podemos ver la distribución de tensiones en la siguiente imagen:

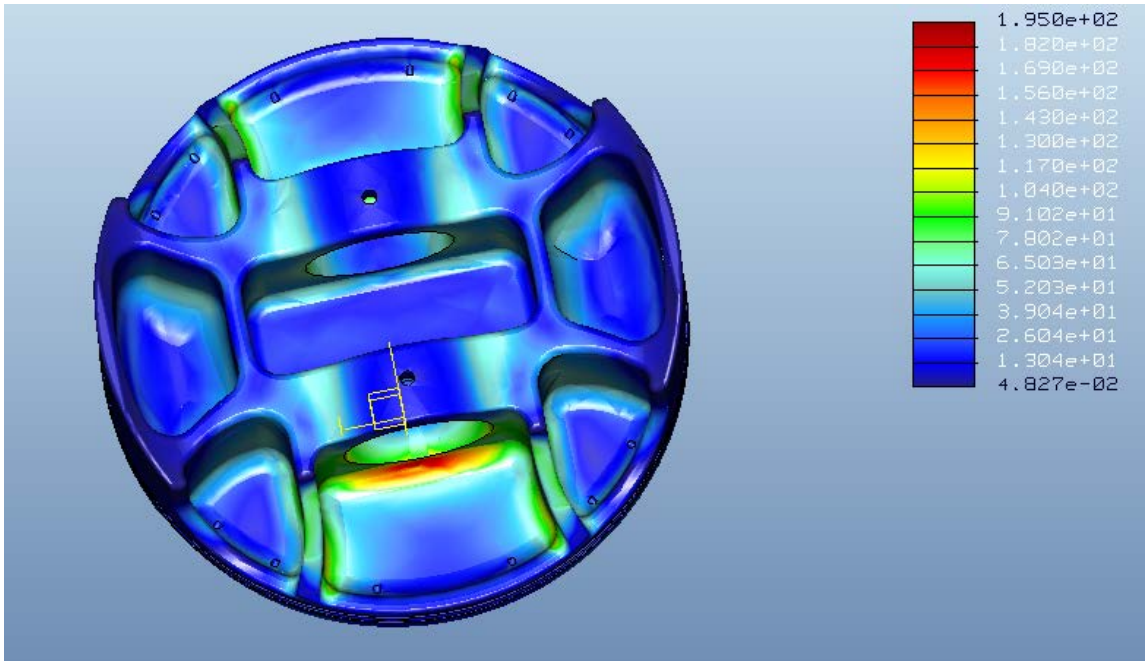


Figura F.46: Vista en ProE Mechanica, de los tensiones sobre la parte inferior del pistón para el caso de 8000 rpm a plena carga motor.

En ésta vista, puede verse claramente cómo el pistón sufre tensiones en las zonas en verde y en rojo. En concreto, la zona en verde, la parte de la unión de los nervios laterales con la superficie inferior del pistón, tenemos un valor de unos 90MPa, pero teniendo en cuenta que el radio de empalme entre el nervio y el plano inferior es el mismo que para la zona a tensión máxima, podemos dar por hecho que al depender la resistencia a fatiga del radio de empalme (entre otras cosas), la tensión que más nos afectará en éste elemento será la máxima, quedando los demás salvaguardados en caso de que el pistón resista el máximo.

Añadiremos dos casos más como revisión del pistón, para asegurarnos de que resistirá las fuerzas a las que estará sometido. El primero es a fuerza inercial máxima, sin existencia de presión, para una posición de PMS, de tal manera que flexionará hacia arriba y no hacia abajo. El segundo, será a 4000rpm y plena carga, ya que se prevé que bajo estas condiciones encontraremos un máximo de tensión en el elemento, aunque dicho caso de funcionamiento sea improbable. Así pues, tendremos:

- 4k rpm, 103 bar y 5287m/s^2 hacia arriba.
- 14k rpm, carga puramente a inercia, 64762m/s^2 hacia arriba.

El primer estudio, bajo las condiciones de definición anteriores, nos da una tensión máxima de 195,9MPa, justo en la misma localización que en la figura F.44. En el segundo estudio, se obtiene un valor de tensión máxima de 29,57MPa, por lo tanto escogeremos como valor de referencia el de 195,9 MPa para el pistón, al darse la tensión máxima en la misma localización para todos los casos de estudio.

El caso de carga pico a 4000rpm, se trasladará como carga máxima al resto de estudios de componentes del mecanismo principal. Una vez conocidas las cargas estáticas sobre el pistón, puede pasarse a estudiar la biela, que presenta nuevas particularidades en cuanto al tipo de solicitaciones que sufre, y a su cálculo.

F.7.4. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la biela:

La biela, es un elemento muy crítico en un motor de combustión interna, ya que la mayoría de fallos fatales en un MACI se producen o bien por pandeo de la biela, o bien por un fallo en la distribución que provoque que el pistón choque contra una o varias válvulas.

Éste elemento, puede tomarse como una viga que deberá resistir elementos de tracción y compresión, a la vez que además sufre de aceleraciones y por ello fuerzas de inercia debido a que se mueve en rotación y traslación al mismo tiempo. Dicha fuerza inercial, puede ser determinante a la hora de que la biela pandee o no, ya que simplemente suma una flexión común a la que tiende a producir el pandeo en sí mismo.

Una biela, tiene dos ejes de pandeo, el primero, es alrededor del cual rota, tanto en su extremo con el cigüeñal, como en su extremo con el pistón. En el caso del segundo, se trata del perpendicular. Debe notarse que en la primera forma, la biela está libre para rotar en ambos extremos, y su longitud de pandeo será diferente a la segunda, donde puede rotar, pero de manera muy limitada, aprovechando las holguras necesarias entre piezas.



Figura F.47: Biela para un Nissan modelo GTR R35 de 2014. [64]

Como primera aproximación, y para modelizar correctamente la carga inherente a la rotación de la biela, podemos modelizar un vector de gravedad equivalente a la aceleración normal que existe sobre la misma, de tal manera que generemos una carga lateral sobre el eje fuerte del componente, que será derivada de la existencia de dicha aceleración.

Podemos conocer la aceleración del centro de masas de la biela, mediante un software basado en Excel, llamado Winmecc, que nos permite modelizar la cinemática y la dinámica de cualquier mecanismo modelizable como plano.

Posteriormente, y en un estudio aparte, modelizaremos de manera exacta el mecanismo mediante ProEngineer, ya que tiene un módulo que permite realizar simulaciones dinámicas a partir de conjuntos de componentes.

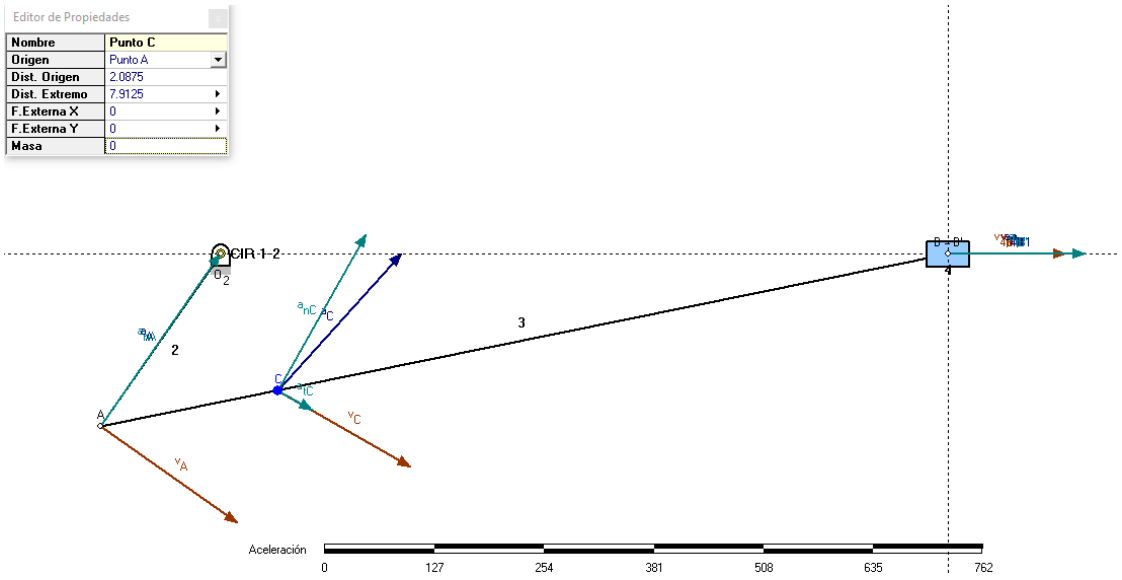


Figura F.48: Vista de la modelización mediante WinMecc del mecanismo principal.

La modelización del mecanismo, nos permitirá conocer la magnitud y dirección de la aceleración del centro de masas de la biela.

Sabemos que en realidad la biela sufre un campo de aceleraciones, con un valor para cada punto de la misma, de tal manera que somos conscientes de que asignar un valor de aceleración continuo a la misma no es sino una aproximación de cálculo para obtener resultados preliminares sobre las fuerzas en la misma.

Si recuperamos la figura F.28, podemos ver la manera en la que evoluciona la carga sobre la biela, en la dirección de su eje principal, para cada momento del ciclo:

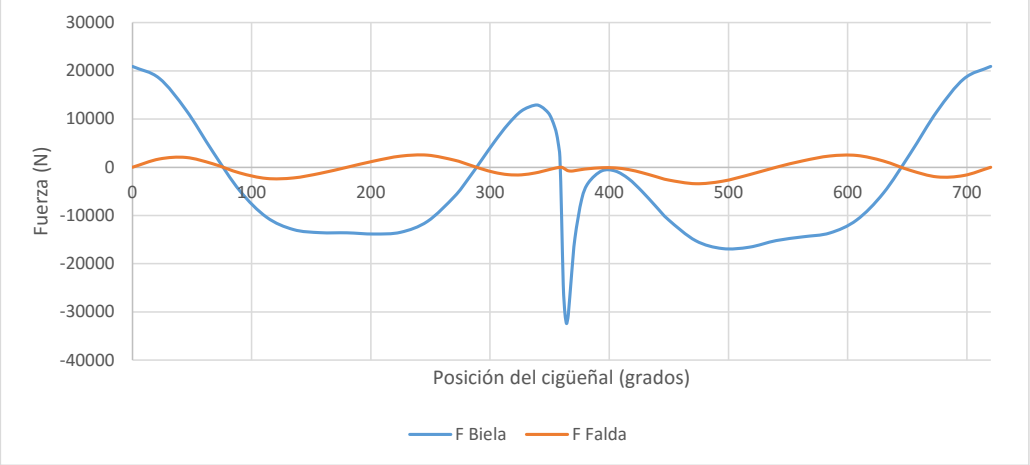


Figura F.28: Diagrama de carga sobre la biela para 14000rpm.

La fuerza sobre la biela, como hemos estudiado anteriormente, tiene una naturaleza cambiante, de tal manera que cuando las fuerzas de inercia alternativa comienzan a tomar una importancia considerable, llegamos a tener, para un solo ciclo, tanto tracciones como compresiones en la misma. Cuando las fuerzas de inercia no tienen una presencia destacada (a bajo régimen), si se diera plena carga, tendríamos una carga sobre la biela en forma de pico, tal y como puede verse en la figura F.27. Dicha condición de carga no se dará, ya que está previsto que a 4000rpm el motor vaya al ralentí o como mucho a media carga. Aun así, siguiendo las premisas del capítulo anterior, se estudiará la biela a carga pico en condiciones de pandeo.

Si recuperamos los valores de fuerzas de estudio, del capítulo 5º del presente Anejo, veremos que tenemos las siguientes condiciones de carga críticas para estudiar:

Tabla F.8: Casos de estudio y fuerzas resultantes para la biela.

- Traccion	+ Compres			
Val. Fza (N)	Carga Motor	Rég (rpm)	Posición cic	Posición par
35021	50	4000	364,21875	4,21875
43055	80	6000	364,21875	4,21875
46814	100	8000	364,21875	4,21875
42892	100	10000	364,21875	4,21875
32434	100	14000	364,21875	4,21875
-20921	100	14000	0	0
14700	100	14000	150-220	150-220

Según la tabla F.8, puede verse cómo el valor pico de compresión para la biela, tiene que ver con la presión en el interior del cilindro, así como con la fuerza de inercia alternativa existente, de tal manera que la fuerza de inercia resta fuerza a la biela comprimida, ya que el pistón tiende a traccionarla. Por tanto, la fuerza pico en compresión sobre la biela sigue la siguiente tendencia con el régimen motor:

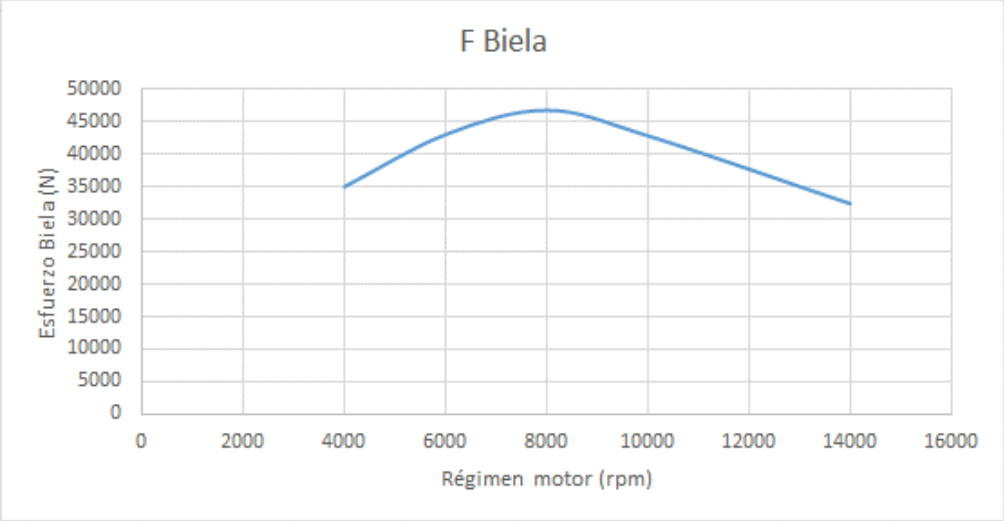


Figura F.49: Diagrama de fuerza esperada sobre la biela en función del régimen motor.

Los casos intermedios vistos como las últimas dos filas de la tabla anterior, deben estudiarse, ya que podría ser que la aceleración de la biela afectase a su resistencia, cosa que no sabemos, de momento. Por tanto, aunque el módulo de la carga sobre la misma sea menor a los casos más extremos, se estudiarán dichos casos.

En cuanto a los casos expuestos en la figura F.49, aun al darse en una misma posición del mecanismo, no podrá darse por hecho que el caso crítico será aquel para el que se produzca la máxima fuerza de compresión sobre la biela, ya que la aceleración para una misma posición es directamente proporcional al cuadrado del régimen motor, o bien al cuadrado de la velocidad angular del cigüeñal, así como también a la velocidad angular (sin cuadrado).

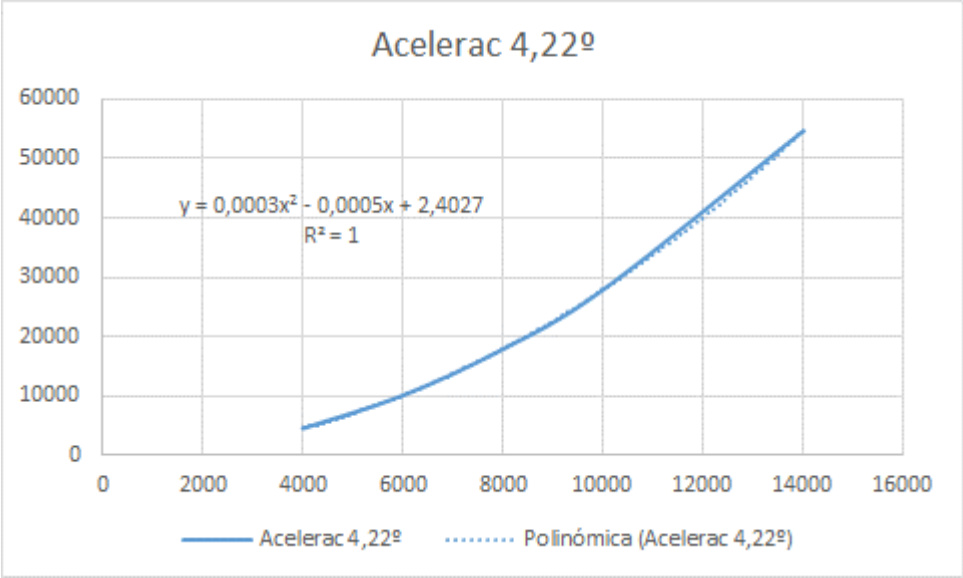


Figura F.50: Diagrama de la fuerza sobre el centro de masas de la biela, para una posición del mecanismo de 4,22º de cigüeñal, respecto a su posición de reposo (PMS).

Mediante un ajuste mediante polinómica de segundo orden, puede verse perfectamente la correlación entre el régimen motor y el valor de la magnitud de la aceleración sobre la biela. Una vez conocidos todos los valores de aceleración, para cada caso de estudio, podremos simular mediante ProE Mechanica la biela para conocer la tensión máxima en cada caso.

En la siguiente tabla, se relacionan los valores de aceleración y su dirección para los casos de estudio seleccionados:

Tabla F.9: Casos de estudio y aceleraciones sobre el centro de masas de la biela.

- Traccion			tangencial	dir pist		
Val. Fza (N)	Rég (rpm)	Posición par	Acel X	Acel Y	Acel (m/s2)	Angulo
35021	4000	4,21875	-248	-4459	4465,89129	3,18
43055	6000	4,21875	-559	-10017	10032,5854	3,18
46814	8000	4,21875	-991	-17836	17863,5096	3,18
42892	10000	4,21875	-1548	-27843	27885,9992	3,18
32434	14000	4,21875	-3034	-54586	54670,2529	3,18
-20921	14000	0	0	-27929	27929	180
14700	14000	150-220	0	25237	25237	180

Debe notarse que la aceleración máxima para la biela, se da en posiciones de punto muerto superior e inferior del pistón, de tal manera que no deberíamos temer el efecto del pandeo en posiciones intermedias (90-270º y múltiplos a media carrera de pistón), ya que la aceleración de la biela adopta valores relativamente muy pequeños, dado que el CIR de la misma "se acerca" al elemento.

Tras tener todos los datos para el estudio, vamos a modelizar las cargas y las restricciones sobre la biela, estudiando en primer lugar el cuerpo de la misma, y posteriormente la brida de cierre y la unión atornillada existente entre ambos elementos.

Puede entenderse que para cargas de compresión sobre la biela, la unión atornillada trabaja únicamente cargada por la fuerza de inercia de la brida de cierre, y por tanto puede darse por hecho que si la unión resiste la tensión para condición de máxima carga de tracción, de forma inherente también resistirá a máxima compresión.

Tras modelizar las solicitaciones y restricciones sobre el cuerpo de la biela, para el primer caso, tendremos lo siguiente:

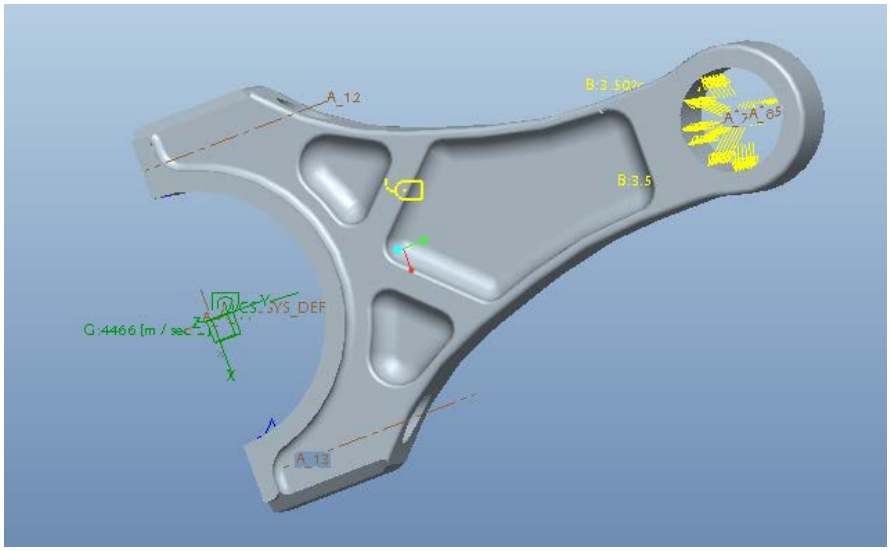


Figura F.51: Vista en ProE de la biela del mecanismo, junto con sus cargas y restricciones ya modelizadas, para un régimen de 4000rpm.

Podemos ver una distribución de tensiones muy similar a la dada en los estudios de la concentración de tensiones en la figura siguiente:

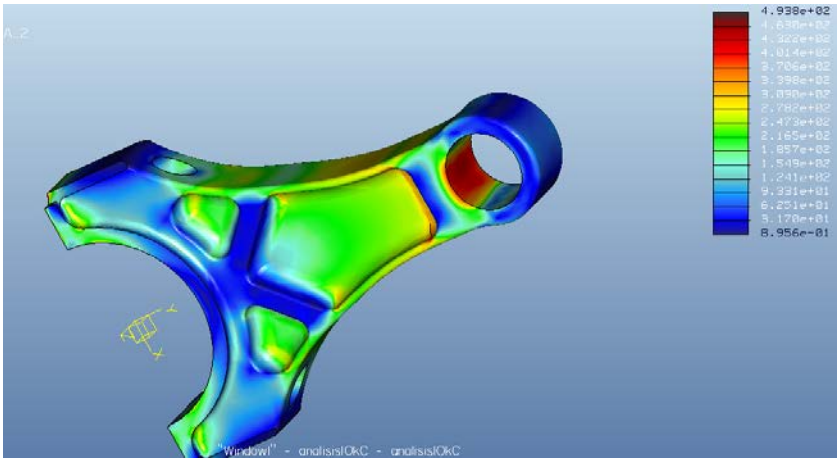


Figura F.52: Vista en ProE de la biela del mecanismo, con su distribución de tensiones por colores, para un régimen de 10000rpm.

La influencia (o más bien la ausencia de ella) de la aceleración de la biela sobre las tensiones de la misma, puede explicarse dado que el centro de masas de la biela se localiza en un punto muy cercano al eje de su cabeza, de tal forma que el esfuerzo de flexión, que ya de por sí es relativamente pequeño, nos afecta de manera directa en una zona donde la biela es muy robusta. Tendríamos problemas, si dicho esfuerzo se concentrase en la zona de la viga de la biela.

Tras la realización del estudio para cada caso, tenemos las tensiones máximas siguientes sobre la biela:

Tabla F.10: Casos de estudio y tensiones máximas sobre la biela.

- Traccion				
Val. Fza (N)	Rég (rpm)	Posición par	Acel (m/s2)	Mod MAX
35021	4000	4,21875	4465,89129	379,3
43055	6000	4,21875	10032,5854	472,2
46814	8000	4,21875	17863,5096	522,5
42892	10000	4,21875	27885,9992	493,8
32434	14000	4,21875	54670,2529	417,4
-20921	14000	0	27929	459,6
14700	14000	150-220	25237	147,1

Lo primero que nos ha llamado la atención, es que la tensión máxima para el caso de tracción, se da en una localización diferente que el de compresión, y por ello, deberán calcularse a fatiga ambas secciones, ya que la vida de una no tiene que ver con la vida de la otra, porque sus condiciones son diferentes. En cuanto al caso de compresión, podemos escoger el máximo como tensión de estudio para la vida a fatiga. Ambas tensiones de cálculo quedan señaladas en amarillo.

F.7.5. Estudio de la biela a pandeo:

Una comprobación necesaria para conocer si la biela falla, es la carga máxima de pandeo que es capaz de soportar. Ésta carga, no tiene que ver con la fatiga del elemento, sino que se basa en un efecto totalmente diferente. Existen varias maneras de verificar un elemento a pandeo, entre ellas, la expuesta en el manual de diseño de máquinas de Shigley [61], donde se desarrolla la teoría del pandeo para varios casos. En dicha bibliografía se recomienda un coeficiente de seguridad de alrededor de 2,5 para dar por asegurado un elemento calculado a pandeo.

Al tratarse la biela de un elemento con sección variable, una simplificación posible que podemos realizar, es estudiar el pandeo de la misma como si se tratase de una viga cuya sección transversal es la mínima respecto la totalidad del cuerpo de la pieza. De hecho, el ensanche que se realiza en la sección al acercarse a la cabeza, se realiza precisamente como protección del elemento contra el pandeo.

Por tanto, conociendo la carga máxima de pico, y asumiendo que la biela tiene una longitud de cálculo igual a la longitud entre ejes de rotación, podremos verificar el elemento a pandeo. Debe decirse que el pandeo es un cálculo totalmente independiente del cálculo de resistencia, o bien de fatiga, aunque sí que nos marca la carga máxima soportable por el elemento. De soportar la carga pico, quedará verificada la biela para cualquier otra carga existente y menor.

Asumiremos que la carga pico sobre la biela será el valor máximo encontrado hasta el momento, independientemente de que el motor no vaya a rodar a 4000rpm y a plena carga. Dicho valor de carga, son 52045N a compresión.

La longitud de pandeo, será de 100mm para el caso de estudio, igual a la longitud entre ejes de la biela, como hemos dicho ya anteriormente.

En cuanto a los coeficientes de pandeo C, existen varios casos simples para asignar las restricciones de los extremos de la biela, que son básicamente los siguientes:

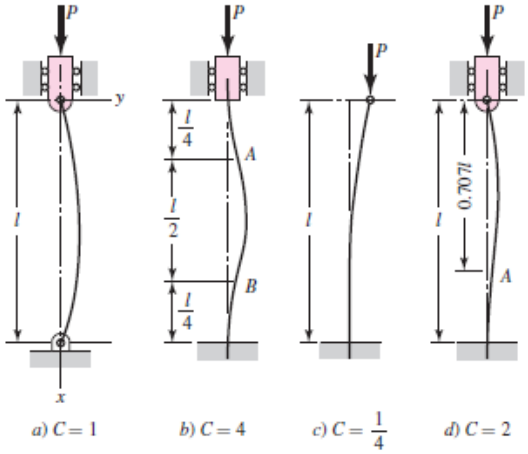


Figura F.53: Tipos de restricciones generales en los extremos de una viga evaluada a pandeo.[61]

La ecuación fundamental que rige el comportamiento a pandeo de una columna solicitada a compresión, es la siguiente:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \qquad \text{(Ec. F.10)}$$

Ésta es conocida como Fórmula de Euler, donde Pcr es la carga crítica que puede soportar la columna a compresión, E es el módulo de Young del material, I es la inercia de la sección transversal, y l corresponde a la longitud de pandeo del elemento. Dicha longitud, depende justamente de las condiciones de los extremos del elemento a comprimir, de tal manera, que el coeficiente C visible en la figura F.53, se introduce en la ecuación anterior de la manera siguiente:

$$P_{CR} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \qquad \text{(Ec. F.11)}$$

Asumiendo que I=Ak^2, siendo A el área de la sección, y k el radio de giro, podemos reordenar la ecuación F.11 hasta la forma siguiente:

$$\frac{P_{CR}}{A} = \frac{C\pi^2 E}{(l/k)^2} \qquad \text{(Ec. F.12)}$$

Donde el coeficiente l/k se conoce como relación de esbeltez del elemento. La teoría aquí expuesta, es válida para columnas de longitud muy larga, pero en columnas de longitud intermedia, suele emplearse un ajuste de dicha teoría, llamado fórmula de J.b.Johnson [61], que ajusta la curva de Euler, recortándola. Dicho replanteo de la teoría, es fundamentalmente aceptado entre diseñadores de máquinas, automóviles y aeronaves, ya que es más fiable.

$$\frac{P_{CR}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi}\cdot\frac{l}{k}\right)^2 \cdot \frac{1}{CE} \quad si \;\; \frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k}\right)_1 \qquad \text{(Ec. F.13)}$$

Dichos parámetros se entienden mediante el siguiente gráfico:

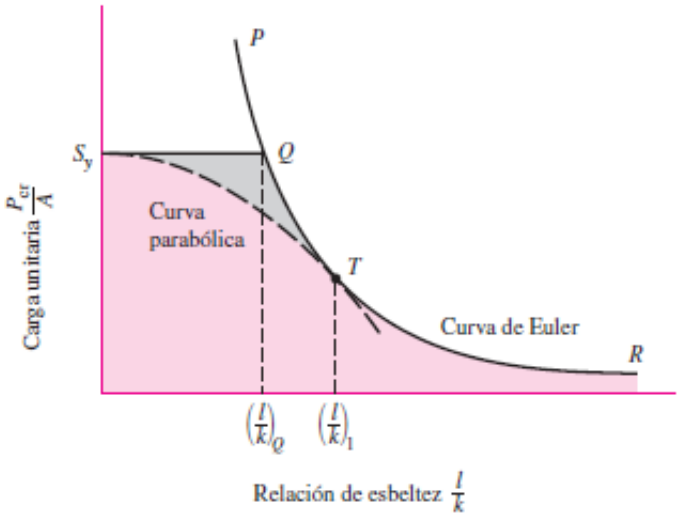


Figura F.54: Curva de Euler y ajuste parabólico para columnas de longitud intermedia y carga centrada, para un valor de C=1. [61]

La sección viga a evaluar, como caso de estudio conservador, será la siguiente:

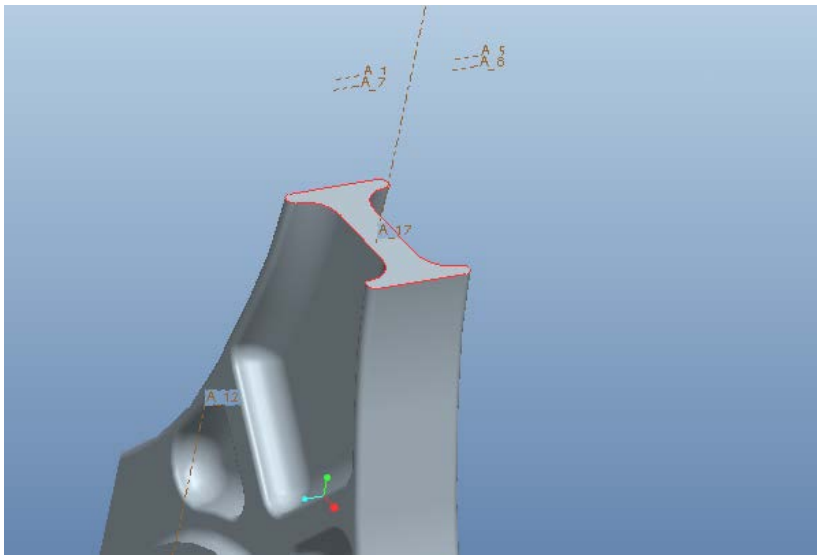


Figura F.55: Sección transversal de la biela tomada como referencia para el cálculo a pandeo.

Dicha sección está tomada mediante el corte por un plano transversal a 75mm del plano inferior, pasante por eje de rotación del pie de la biela. Los parámetros obtenidos para dicha sección, son los siguientes:

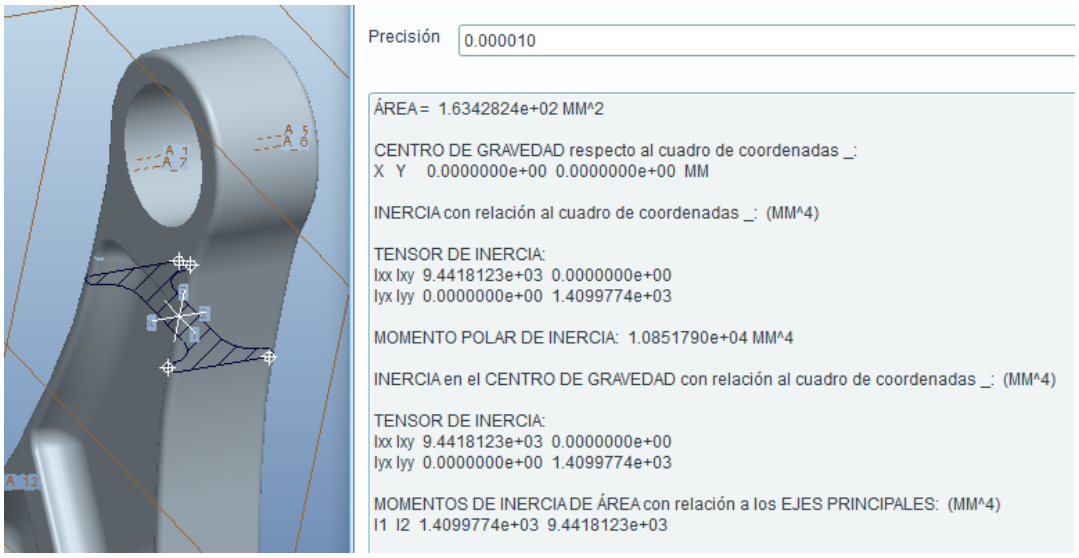


Figura F.56: Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (1/2).

Si seguimos leyendo la información proporcionada por el programa, veremos lo siguiente:

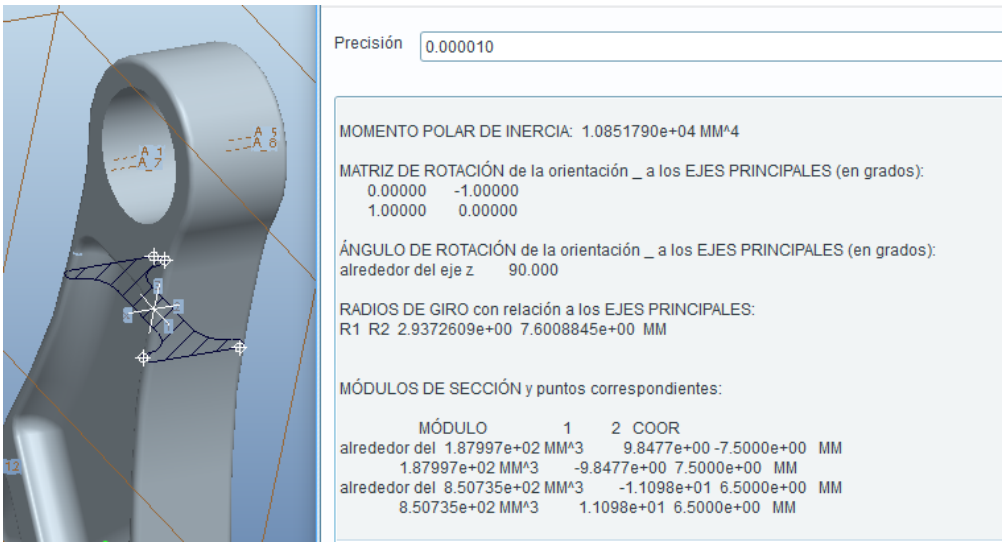


Figura F.57: Vista en ProE de las propiedades de la sección de estudio (2/2).

Sabemos que la relación de referencia, el punto tangente entre la curva de Euler y la curva de ajuste de Johnson, puede hallarse de la manera siguiente:

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 CE}{S_y}\right)^{0,5} \qquad \text{(Ec. F.14)}$$

La asignación de coeficientes de pandeo no es algo trivial, ya que aunque en el caso del pandeo alrededor del eje fuerte el caso se aproxima lo suficiente a un biarticulado, en el caso del eje débil, no podemos asumir de manera categórica que nos encontremos ante un biempotrado, por mucho que en teoría las uniones no permitan giro apreciable. Según Shigley, en el caso de eje débil se asume un coeficiente C de 1,2 si se conoce la carga con exactitud [61], para un cálculo seguro.

Podemos ver en la siguiente imagen, una biela que ha fallado por pandeo, probablemente por una fuga de agua al cilindro o por gripaje entre el pistón y el cilindro:



Figura F.58: Biela pandeada alrededor de su eje fuerte.[65]

No debemos obviar en ningún caso el eje débil de la biela, porque como podemos ver, existe también probabilidad de fallo de ésta clase:



Figura F.59: Biela pandeada alrededor de su eje débil.[66]

Recordemos, que S_y es el límite elástico del material en MPa. Tendremos entonces un coeficiente de pandeo de 1 para el eje fuerte, y de 1,2 (valor de referencia) para el eje débil. Al tener dos ejes de inercia, asociados a dos modos de pandeo diferentes, inherentemente vamos a tener dos casos de estudio independientes, cuyos datos quedan resumidos en la tabla siguiente:

Tabla F.11: Parámetros de los casos de estudio en el estudio del pandeo de la biela.

	Eje débil	Eje fuerte	
Parámetros	CASO 1	CASO 2	
A	163,42	163,42	mm2
Sy	880	880	MPa
E	120	120	GPa
l (longitud)	100	100	mm2
k	2,93	7,6	mm
C	1,2	1	S/U
I (inercia)	1402,94436	9439,1392	mm4

Se emplean características del material Ti-6Al-4V de 5º grado, ya definidas anteriormente. Respetando las unidades, sobre todo en el caso del módulo de Young, que debe pasarse a MPa, obtenemos los dos valores de carga máxima para la biela a pandeo según la ecuación F.13, que son los siguientes:

Tabla F.12: Resultados del estudio de pandeo en la biela.

	Eje débil	Eje fuerte	
Parámetros	CASO 1	CASO 2	
Pcr	117878,969	139184,7	N
l/k 1	56,8335495	51,8816951	
l/k actual	34,1296928	13,1578947	
menor?	SI	SI	----
Carga pico	52045	52045	N
Válido	SI	SI	----
Margen	65833,9692	87139,6996	N
Coef seg	2,26494321	2,67431453	----

Otra manera muy rápida de obtener resultados, y por otro lado más exacta, es correr un análisis de pandeo mediante ProE, llamado Buckling. Éste método es directo, porque el programa nos devuelve directamente un factor de carga para el elemento, que va en función de la carga introducida como prueba. Podemos realizar tres ensayos, basados en los estudios estáticos realizados anteriormente. El primero es para carga máxima, el segundo para aceleración lateral máxima en la biela, y el tercero para carga pico y aceleración mínima. Los datos a introducir, junto con los coeficientes de carga obtenidos, son los siguientes:

Tabla F.13: Casos de estudio a pandeo mediante ProE.

PROE	Val. Fza (N)	Rég (rpm)	Acel X	Acel Y	Acel (m/s2)	FACTOR	Asumible (N)
Caso1	52045	4000	-248	-4459	4465,89	2,6321	136987,6
Caso2	46814	8000	-991	-17836	17863,50	2,8948	135517,1
Caso3	32434	14000	-3034	-54586	54670,25	3,9894	129392,2

Podemos ver cómo un cálculo exacto por elementos finitos, nos da valores asumibles de carga mayores al calculado mediante método simplificado. Podemos explicar ésta circunstancia, ya que el cálculo por ordenador tiene en cuenta la totalidad del volumen de la biela, y por ello tiene en cuenta mayor cantidad de material como elemento resistente. En el primer caso, recordemos que hemos asumido que la biela tenía una sección continua equivalente a la sección con una menor área, y por tanto ése cálculo nos dará por definición valores de carga crítica menores a la realidad.

Éste último hecho, ha quedado comprobado al recurrir al análisis mediante ProE, ya que la carga asumible computada supera en aproximadamente 11kN a la carga calculada mediante método analítico.

Completado el estudio sobre el pandeo en la biela, obtenemos que la misma es capaz de soportar una carga muy semejante en ambos ejes, lo cual quiere decir que el diseño de la misma es adecuado. Por otro lado, tenemos un coeficiente de seguridad por encima de 2,5 en ambos ejes, con lo cual, aunque parezca que la biela está sobredimensionada, no lo estará, sino que lo estará correctamente, porque la naturaleza de la carga sobre la misma, suele ser parcialmente impulsiva, con lo cual la respuesta del sistema, que carece de amortiguamiento reseñable, tiende a hacer que la tensión vista por los componentes sea de aproximadamente el doble de la tensión estática. Por ello, y además contando que hemos evaluado la biela en la condición pésima (sección mínima y longitud de pandeo máxima), podemos dar por hecho que la biela aguantará las fuerzas a las que estará solicitada.

F.7.6. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el bulón:

El bulón, es el elemento encargado de conectar el pistón con la biela en la zona de su cabeza, y por tanto deberá ser verificado en busca de sobreesfuerzos o sobredimensionamiento. Podemos asumir que las fuerzas recibidas por el bulón, se localizan de la manera siguiente:

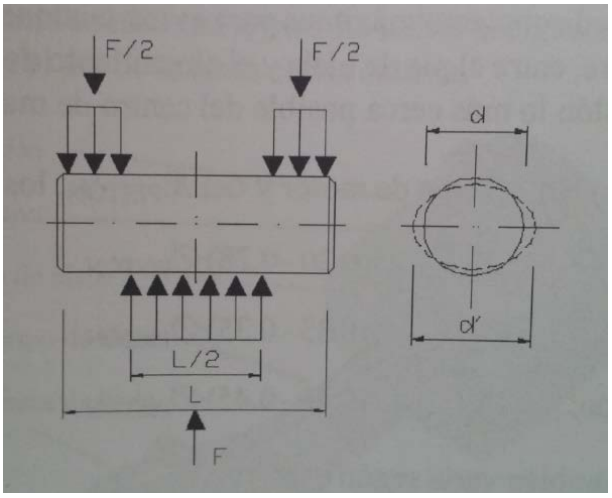


Figura F.60: Distribución de cargas simplificadas sobre un bulón.[49]

Vemos que dicha distribución de cargas solamente se cumple para el caso ideal en el cual la distribución de longitudes en los apoyos sea la indicada en la figura. Al pasar el problema de plano a tridimensional, es necesario modelizar la carga como un pasador, de tal manera que la distribución a lo largo del plano transversal del elemento sea representativa de la realidad.

Si realizamos mediciones, y asumiendo que el bulón queda centrado entre los dos circlips del pistón, tendremos que la biela realiza la carga a lo largo de una longitud de 14mm. El bulón mide 35mm de largo, teniendo un diámetro exterior de 18mm, por tanto, sabiendo que el juego lateral de la biela es de 16mm, tendremos un margen de 1mm por lado en la biela.

Podemos modelizar la carga de cálculo, que corresponderá a la carga pico vista anteriormente para el pandeo en la biela, como 52045N, asumiendo que se realiza la misma reacción en ambos sentidos (para dejar el componente en equilibrio).

En primer lugar, crearemos superficies parciales mediante Mechanica, para poder emplazar las cargas y restricciones del modelo. Esto se realiza, ya que con la forma básica creada en ProE, la superficie del bulón es solamente una y no podríamos distribuirlas de manera correcta. El resultado, es el siguiente:

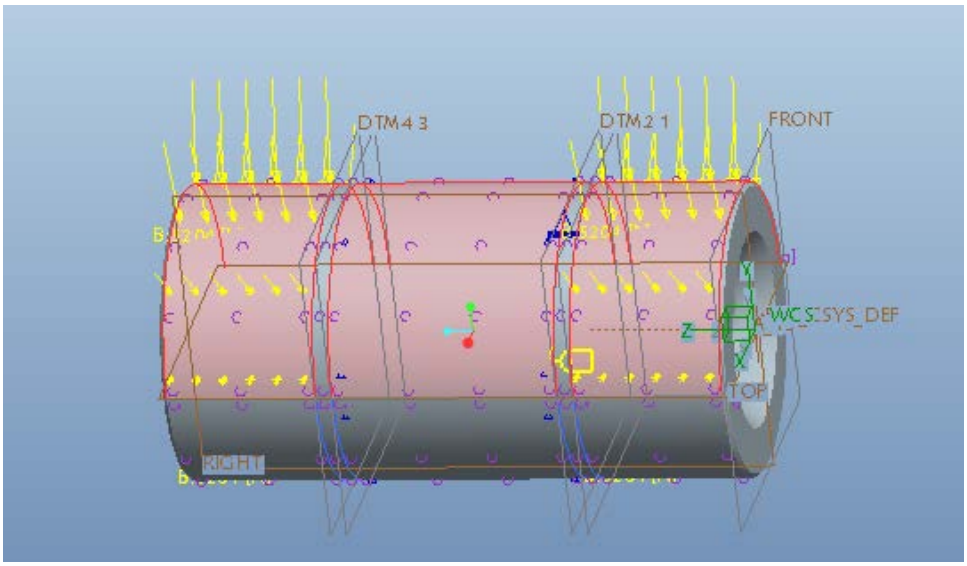


Figura F.61: Vista en ProE de las superficies virtuales creadas para emplazar tanto las cargas como las restricciones que requiere el modelo de cálculo.

También puede verse en color lila un control de AutoGEM, que limita el tamaño máximo de un elemento de malla en la cara exterior del cilindro entre otras, a 1,5mm.

Esto se realiza para que el cálculo sea preciso, ya que se gana resolución en cuanto a nodos en el modelo, como puede verse a continuación:

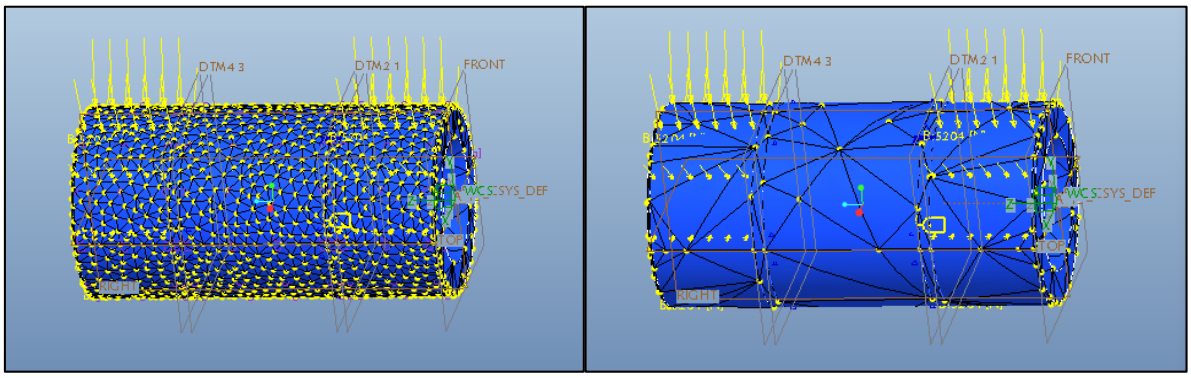


Figura F.62: (Izda) Vista en ProE de la malla creada mediante control de tamaño de elemento.

Figura F.63: (Dcha) Vista en ProE de la malla creada mediante AutoGEM sin restricciones.

La malla con controles, supera en 10 veces en elementos a la malla sin controles, de tal manera que la malla creada en automático es inválida para un cálculo preciso. Una vez realizado el cálculo, obtenemos la siguiente distribución de tensiones:

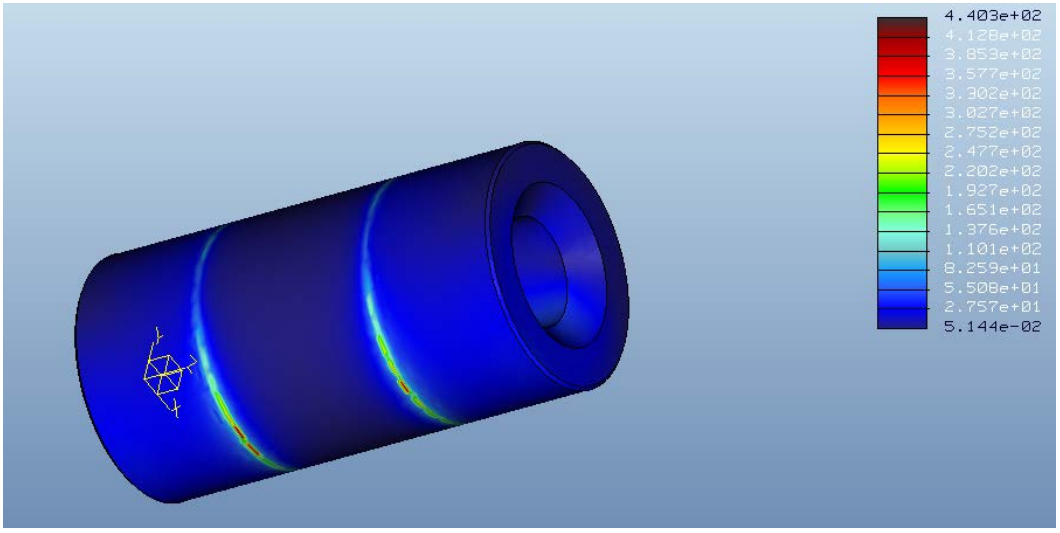


Figura F.64: Vista en ProE de la distribución de tensiones sobre el bulón.

Se ha registrado una tensión máxima de 440,3MPa en el elemento, de tal manera que se podrá realizar el cálculo a fatiga conocido éste dato y el material definitivo.

El acero a escoger, tendrá en cuenta que la carga a fatiga es siempre menor al límite elástico, y deberá ser fácilmente mecanizable para garantizar un buen acabado superficial. Es importante éste último punto, ya que de ello depende el desgaste correcto o prematuro de los cojinetes de pistón y cabeza de biela.

En cuanto a la distribución de tensiones, sabemos de antemano que no será tan sumamente agresiva, ya que hemos modelizado la carga como uniformemente repartida, pero en contactos de éste tipo, suele presentar una distribución parabólica, con los mínimos en los laterales y el máximo en el centro. Por tanto, aunque tengamos un valor de 440,3MPa de cálculo, la tensión real debería ser menor, por lo que estamos protegidos de antemano.

F.7.7. Estudio a fatiga de los pernos de biela:

Los pernos de biela, son los elementos encargados de mantener junto el cuerpo de la biela con la brida de cierre. Puede entenderse que éstos solamente trabajan cuando existe tracción en la biela, ya que en dicho instante la brida de cierre tiende a separarse del cuerpo, y es cuando actúan éstos.



Figura F.65: Pernos de biela de aleación de acero.[67]

Lo normal es que en bielas de competición, no se emplee tuerca, sino que se talla la rosca directamente en el cuerpo de la biela. En cuanto a la cabeza, es doble hexagonal, o bien en estrella de dodecágono.

La comprobación de los pernos, consiste en hallar el apriete que deberán llevar, y si bajo éste, la carga de tracción existente en la biela, o bien rompe el perno, o bien separa el cuerpo de la biela de su brida, ambos casos inadmisibles desde el punto de vista de la resistencia en nuestro motor.

Para el cálculo de dichas uniones, se empleará “Diseño en Ingeniería Mecánica”, de Shigley, capítulo octavo. [61]

El cálculo a realizar, deberá tener en cuenta que la carga aplicada sobre los tornillos, no es estática sino cíclica, lo cual tendrá dos efectos fundamentales sobre el cálculo de la unión:

- 1: La carga pico, es conocida, y el método teórico requiere de ella como input para calcular la seguridad de la unión. Se empleará la carga pico para 15000rpm, de tal manera que estemos en una zona de seguridad frente al sobrerrégimen.
- 2: El cálculo a realizar es a fatiga, en lugar de a resistencia.

Sabiendo que la carga máxima a tracción existente en la biela, para nuestro sistema es de 20921N a 14k rpm, y que disponemos de dos pernos de biela de acero, será éste último el valor pico existente de todo el conjunto de fuerzas que van a sufrir los pernos durante cada ciclo, y al repetirse el ciclo de trabajo múltiples ocasiones por cada minuto, queda claro que la carga es cíclica y no estática. No se toma carga impulsiva, ya que la progresión de la misma no describe un pico sino que se desarrolla aumentando de manera progresiva (Véase figura F.28).

Emplearemos como material para los pernos, un acero que tendrá como mínimo grado SAE 8, lo cual quiere decir que su resistencia a fatiga será de 23,2kpsi.

Iniciaremos la resolución del problema, dando el caso modelo que representa nuestro sistema. Tendremos un caso en el cual, una de las piezas (brida de la biela) presenta un agujero pasante para el perno, y éste se rosca en la segunda pieza (cuerpo de la biela) sin tuerca. Por ello, la longitud efectiva del agarre afectado por la unión no corresponde al total de longitud del perno, sino que es menor. El propio perno presenta una arandela incorporada en su cabeza, de tal manera que no es necesario incorporar explícitamente una.

El espesor de dicha arandela, no se computa como longitud de apriete, ya que no queda dentro de las dimensiones especificadas en la tabla 8-7 del manual de diseño empleado [61].

El modelo a emplear, será entonces el siguiente, correspondiente a dos piezas unidas, con una sola de ellas roscada:

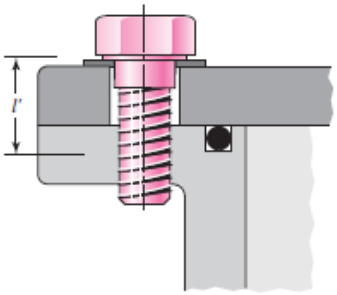


Figura F.66: Modelo de montaje a emplear en el cálculo de los pernos de biela.

Contando que la carga a tracción pico es de 20921N, al tener dos pernos, tendremos aproximadamente 10461N por perno. Debe notarse que al emplear tornillos en Norma SAE con pulgadas, todo el cálculo deberá referenciarse a pulgadas y unidades en Sistema Imperial. No nos afecta dicho cambio de unidades, ya que al final lo que vamos a obtener es un factor de seguridad de la unión, el cual es adimensional.

Si tenemos un sistema en el cual las dimensiones fundamentales de referencia son las siguientes:

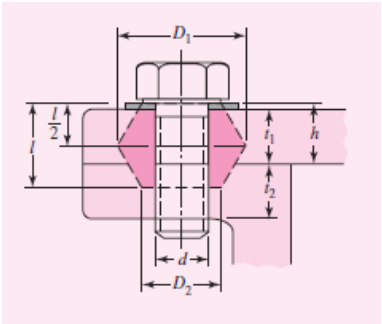


Figura F.67: Dimensiones fundamentales del montaje de la biela. [61]

Tendremos que los parámetros de cálculo iniciales son los siguientes:

Tabla F.14: Parámetros iniciales de cálculo de los pernos de biela.

Pernos	3/8 pulg	SAE 8
Brida biela	21mm	E=120GPa
	0,827 pulg	E=17,4Mpsi
Cuerpo biela	23mm	E=120GPa
	0,905 pulg	E=17,4Mpsi

Nótese que para la longitud efectiva del cuerpo de la biela, no se coge el total de longitud disponible, sino la longitud alcanzada por el perno, que no llegará a sobresalir ocupando el total de la rosca, sino que quedará ligeramente por debajo. Al ser la longitud total del perno de 44mm, y la longitud de brida 21mm, sabemos que la longitud penetrada por el perno en el cuerpo de la biela, será de 23mm. Sabiendo que [61]:

$$l' = h + \frac{t_2}{2} \quad si \quad t_2 < d \qquad \text{(Ec. F.15)}$$

$$l' = h + \frac{d}{2} \quad si \quad t_2 > d \qquad \text{(Ec. F.16)}$$

Teniendo que t_2=0,905” y que d=5/8”=0,625”, entonces, empleando la ecuación F.16, tendremos lo siguiente:

$$l' = h + \frac{d}{2} = 0{,}827 + \frac{\frac{3}{8}}{2} = 1{,}0145"$$

Recordemos que al no haber arandela, h=t_1. Estamos empleando un ángulo de cono de 25º, que es el más recomendable, aunque pueden emplearse ángulos en una horquilla desde 25 a 35 grados. Se emplea un ángulo mínimo, ya que el material disponible en la unión hace que emplear un ángulo mayor implique asumir que hay material trabajando que es inexistente (porque el cono se ensancha de más).

Por tanto, para nuestro caso, tendremos las ecuaciones siguientes, que nos permiten hallar D_1 y D_2:

$$D_1 = D_w + l \cdot \tan\alpha = 1{,}5 \cdot d + l \cdot \tan 25º \quad \text{(Ec. F.17)}$$

$$D_2 = D_w = 1{,}5 \cdot d \quad \text{(Ec. F.18)}$$

Tendremos entonces, al resolver dichas ecuaciones con nuestros datos, que dichos diámetros serán los siguientes:

$$D_1 = 1{,}5 \cdot \frac{3}{8} + 1{,}0145 \cdot \tan 25 = 1{,}0355"$$

$$D_2 = 1{,}5 \cdot \frac{3}{8} = 0{,}5625"$$

Vemos que para el caso de D_1 el diámetro hallado con el cono a 25º no es asumible, al no existir material suficiente en la unión como para emplear dicha cantidad. Por tanto, y siguiendo el modelo planteado por Shigley para éste caso concreto, vamos a emplear como diámetro de referencia, el máximo diámetro inscribible en el material existente en el modelo. Éste diámetro, será entonces el siguiente:

$$D_1 = 0{,}7874"$$

Hallaremos la rigidez del tronco cónico superior de la unión, correspondiente al más cercano a la cabeza del tornillo, hallando primero el ángulo virtual del tronco cónico como:

$$\alpha' = arctan\ \frac{D_1 - D_2}{l} = arctan\frac{0{,}7874 - 0{,}5625}{1{,}0145} = 12{,}5º$$

Tendremos entonces que la rigidez corresponde a la ecuación siguiente, en función, entre otros, del ángulo del cono:

$$k = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan\alpha}{\ln\frac{(2t \cdot \tan\alpha + D - d)(D + d)}{(2t \cdot \tan\alpha + D + d)(D - d)}} \quad \text{(Ec. F.19)}$$

Tendremos entonces que la rigidez del cono superior corresponde a:

$$k_1 = \frac{\pi \cdot 17{,}4 \cdot \frac{3}{8} \cdot \tan 12{,}5}{\ln\frac{(2 \cdot \frac{1{,}0145}{2} \cdot \tan 12{,}5 + 0.5625 - \frac{3}{8})(0.5625 + \frac{3}{8})}{(2 \cdot \frac{1{,}0145}{2} \cdot \tan 12{,}5 + 0.5625 + \frac{3}{8})(0.5625 - \frac{3}{8})}} = 7{,}93 Mlbf/pulg$$

En cuanto al tronco medio, tendremos que:

$$t = h - \frac{l}{2} = t_1 - \frac{l}{2} = 0{,}827 - \frac{1{,}0145}{2} = 0{,}32"$$

Sabiendo que el diámetro intermedio puede calcularse como:

$$D = D_2 + 2(l - h) \cdot \tan\alpha \quad \text{(Ec. F.20)}$$

Tendremos entonces que éste diámetro corresponderá a:

$$D = 0{,}5625 + 2(1{,}0145 - 0{,}827) \cdot \tan 12{,}5 = 0{,}646"$$

Y por tanto, al ser la porción intermedia de la misma aleación de Titanio que toda la unión en sí, y manteniendo el valor de E, tendremos que la rigidez de la porción media del cono será la siguiente, mediante la ecuación F.19:

$$k_2 = \frac{\pi \cdot 17{,}4 \cdot \frac{3}{8} \cdot \tan 12{,}5}{\ln\frac{(2 \cdot 0{,}32 \cdot \tan 12{,}5 + 0{,}646 - \frac{3}{8})(0.646 + \frac{3}{8})}{(2 \cdot 0{,}32 \cdot \tan 12{,}5 + 0{,}646 + \frac{3}{8})(0.646 - \frac{3}{8})}} = 15{,}62 Mlbf/pulg$$

Y finalmente, para el cono inferior, si conocemos la relación siguiente:

$$t = l - h \qquad \text{(Ec. F.21)}$$

Entonces, tendremos que el último espesor corresponde a:

$$t = 1{,}0145 - 0{,}827 = 0{,}1875"$$

Sabiendo también que el diámetro D vuelve a ser el mismo que para el tronco superior, o sea 0,5625", tendremos que la tercera y última rigidez será de:

$$k_3 = \frac{\pi \cdot 17{,}4 \cdot \frac{3}{8} \cdot \tan 12{,}5}{\ln \frac{(2 \cdot 0{,}1875 \cdot \tan 12{,}5 + 0.5625 - \frac{3}{8})(0.5625 + \frac{3}{8})}{(2 \cdot 0{,}1875 \cdot \tan 12{,}5 + 0.5625 + \frac{3}{8})(0.5625 - \frac{3}{8})}} = 16{,}11 Mlbf/pulg$$

Conociendo que la rigidez de las piezas puede obtenerse mediante la ecuación siguiente, correspondiente a la rigidez equivalente de resortes lineales en serie:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \cdots + \frac{1}{K_i} \qquad \text{(Ec. F.22)}$$

Tendremos que la rigidez de nuestra unión será la siguiente:

$$k_m = \left(\frac{1}{7{,}93} + \frac{1}{15{,}62} + \frac{1}{16{,}11}\right)^{-1} = 3{,}965 Mlbf/pulg$$

Sabiendo que la longitud roscada es de 19mm, y que el resto será de 25mm, y teniendo un área resistente de 0,0775 pulgadas cuadradas en la rosca [61, tabla 8-2], así como un área resistente también de 0,0775 pulgadas cuadradas, tendremos, para una E de 30Mpsi, que la rigidez por zonas del perno será:

$$k_{b1} = \frac{A_t E}{l} = \frac{0{,}0775 \cdot 30}{\frac{25}{25{,}4}} = 2{,}3622 \frac{Mlbf}{pulg}$$

$$k_{b2} = \frac{A_t E}{l} = \frac{0{,}0775 \cdot 30}{\frac{19}{25{,}4}} = 3{,}1082 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Entonces, empleando la ecuación F.22, podemos obtener la rigidez del perno como:

$$k_b = \left(\frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{b2}}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{2{,}3622} + \frac{1}{3{,}1082}\right)^{-1} = 1{,}342 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Tendremos entonces, que la constante de la unión C, puede calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \qquad \text{(Ec. F.23)}$$

Siendo entonces la constante de la unión para nuestro caso de estudio, la calculada a continuación:

$$C = \frac{1{,}342}{1{,}342 + 3{,}965} = 0{,}253$$

La precarga, la obtendremos mediante el área resistente más desfavorable en el perno, conociendo su resistencia mínima de prueba, obtenida mediante la tabla 8-9 de la bibliografía [61], para un grado SAE 8 en el perno, por tanto tendremos que S_p=120kpsi. La precarga del perno, puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$F_i = 0{,}75F_p = 0{,}75 \cdot A_t \cdot S_p \qquad \text{(Ec. F.24)}$$

Entonces, para nuestro caso, la precarga aplicable a los pernos será de:

$$F_i = 0{,}75F_p = 0{,}75 \cdot 0{,}0775 \cdot 120 = 6{,}975kip$$

Dicha precarga, puede traducirse de kip a N, por tanto tendremos que la precarga del perno es de 31027N. En cuanto al factor de carga, puede calcularse como:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} \qquad \text{(Ec. F.25)}$$

Siendo P la carga pico en kip, de tal manera que si ésta es de 10461N por perno, equivaldrá a 2,35kip, y por tanto, con todos los datos conocidos, tendremos:

$$n = \frac{120 \cdot 0{,}0775 - 6{,}975}{0{,}253 \cdot 2{,}35} = 3{,}91$$

El factor de carga n_0, nos dará otro valor, siendo su definición la siguiente:

$$n_0 = \frac{F_i}{P \cdot (1 - C)} \qquad \text{(Ec. F.26)}$$

Tendremos entonces que dicho coeficiente valdrá:

$$n_0 = \frac{6{,}975}{2{,}35 \cdot (1 - 0{,}253)} = 3{,}98$$

Al ser ambos factores calculados mayores a 1, sabemos que la unión no se separará bajo condiciones de carga, porque gracias a la precarga del perno, se mantiene todo el empaque unido.

En cuanto a la fatiga, tendremos que tener en cuenta varios factores y puntos del diagrama siguiente:

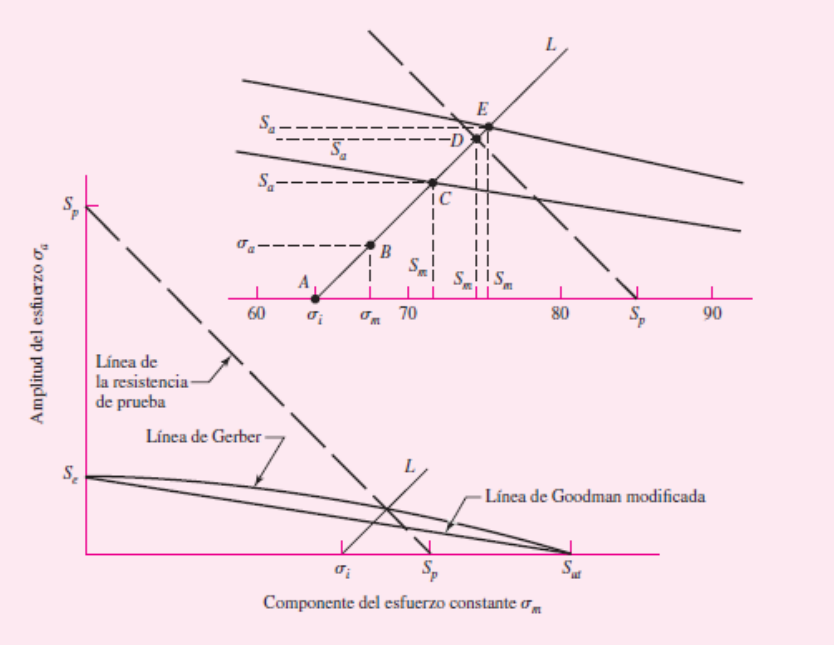


Figura F.68: Diagrama de fatiga para carga cíclica en una unión atornillada.[61]

Tendremos, como podemos ver en la figura anterior, cinco puntos fundamentales que nos permitirán calcular la seguridad de la unión ante fatiga por tensión en la unión. Por tanto, tendremos que el punto A puede hallarse como:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \qquad \text{(Ec. F.27)}$$

Entonces, tendremos para nuestro caso que:

$$\sigma_i = \frac{6{,}975}{0{,}0775} = 90kpsi$$

El punto B del diagrama se calculará mediante la ecuación siguiente:

$$\sigma_A = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} \qquad \text{(Ec. F.28)}$$

Tendremos entonces que éste punto corresponderá a:

$$\sigma_A = \frac{0{,}253 \cdot 2{,}35}{2 \cdot 0{,}0775} = 3{,}836kpsi$$

Sabiendo que la carga media puede calcularse mediante la suma de las dos sigmas calculadas anteriormente [61],[68], tendremos que la carga media será:

$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i = 90 + 3{,}836 = 93{,}836kpsi$$

El punto C del diagrama de la figura F.68, corresponde al Criterio de Goodman modificado, y obteniendo la resistencia a fatiga de un perno SAE de grado 8 como 23,2kpsi [61, tabla 8-17], correspondiente a S_e, y que S_{ut} para dicha especificación es de 150kpsi, tendremos la siguiente ecuación para S_A:

$$S_A = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \qquad \text{(Ec. F.29)}$$

Tendremos entonces, empleando la ecuación anterior, que el valor de SA será el siguiente:

$$S_A = \frac{23{,}2(150-90)}{150+23{,}2} = 8{,}037 kpsi$$

Por tanto, el factor de seguridad a fatiga, según el Criterio de Goodman, será el siguiente:

$$n_f = \frac{S_A}{\sigma_A} = \frac{8{,}037}{3{,}836} = 2{,}10$$

El punto D, representa un fallo por rotura del perno, al superar la tensión en éste la resistencia mínima de prueba tabulada en la tabla 8-9 de la bibliografía [61]:

$$S_{AP} = \frac{S_P - \sigma_i}{2} \qquad \text{(Ec. F.30)}$$

Tendremos entonces que el valor de S_{AP} y del coeficiente de seguridad de la unión frente a resistencia mínima de prueba, serán los siguientes:

$$S_{AP} = \frac{120-90}{2} = 15 kpsi$$

$$n_P = \frac{15}{3{,}836} = 3{,}91$$

Por tanto, al ser el coeficiente de Goodman el menor valor de los dos obtenidos hasta el momento, sabremos que la unión fallaría eventualmente por fatiga y no por una sobrecarga del perno por encima de su resistencia de prueba.

Por último, si empleamos el Criterio de Gerber para obtener el punto E del diagrama, la ecuación que rige el cálculo de S_{AG} será la siguiente:

$$S_{AG} = \frac{1}{2S_e}\left[S_u\sqrt{S_u^2 + 4S_e(S_e+\sigma_i)} - S_u^2 - 2\cdot\sigma_i\cdot S_e\right] \qquad \text{(Ec. F.31)}$$

De tal manera, que si aplicamos la ecuación anterior, tendremos:

$$S_{AG} = \frac{1}{2 \cdot 23{,}2}\left[150\sqrt{150^2 + 4 \cdot 23{,}2(23{,}2 + 90)} - 150^2 - 2 \cdot 90 \cdot 23{,}2\right] = 12{,}39 kpsi$$

Y el coeficiente de seguridad a fatiga según Gerber, será el siguiente:

$$n_{fG} = \frac{12{,}39}{3{,}836} = 3{,}23$$

Una vez concluido el cálculo a fatiga de la unión entre la brida de la biela, y entre el cuerpo de la biela, obtenemos como resultado que la unión:

- 1: No se separa ante carga máxima
- 2: Es favorable por criterio de resistencia mínima de prueba, al obtener n>1
- 3: Resiste a vida infinita la fatiga, ya que tanto el criterio de Goodman como el de Gerber arrojan factores de seguridad por encima de 1.

En éste punto podemos dar la unión como validada a fatiga, y decir entonces que salvo cambios dimensionales en los elementos a unir, ésta será la disposición definitiva para dicha unión.

F.7.8. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre la brida de biela:

En éste apartado, vamos a calcular las fuerzas estáticas que sufre la brida de la biela ante carga máxima. Para ello, vamos a emplear la carga pico a 14k rpm empleada en el cálculo de los pernos de unión, de tal manera que la presión ejercida por dicha unión sea válida y pueda introducirse como carga en el modelo de cálculo.

Debe notarse, que la brida de la biela solamente trabajará cuando la biela en su conjunto esté bajo tracción, ya que precisamente ésta es la función implícita de dicho componente, al igual que la de los pernos de biela.

Por tanto, realizaremos dos casos de estudio fundamentales:

- 1: Brida sin carga de tracción de biela, y con carga máxima de unión con pernos.
- 2: Brida con carga máxima de tracción de biela, y con carga mínima en pernos.

Por tanto, en el primer caso, tendremos que:

- Fb=0N, Fp=31027N por perno.
- Fb=20921N, Fp=31027-0,5·20921=20566N por perno.

Realizaremos el estudio mediante elementos finitos en ProE, para hallar la tensión máxima a la que estará sometido el componente, y la localización del mismo. Con dichos datos, podremos entonces realizar el estudio de la vida a fatiga de la brida de la biela en posteriores capítulos del presente anejo.

Por otro lado, recordemos que la fuerza de inercia de la brida tiende a mantener junta la unión, ya que en el momento de máxima tracción, tiende a empujar la brida contra el cuerpo de la biela. No tenerla en cuenta, es un criterio conservador, tanto para el cálculo de los pernos, ya que reduciría la fuerza separadora, como para el presente estudio. Podemos ver en la siguiente figura, la disposición de cargas del caso de estudio número 2:

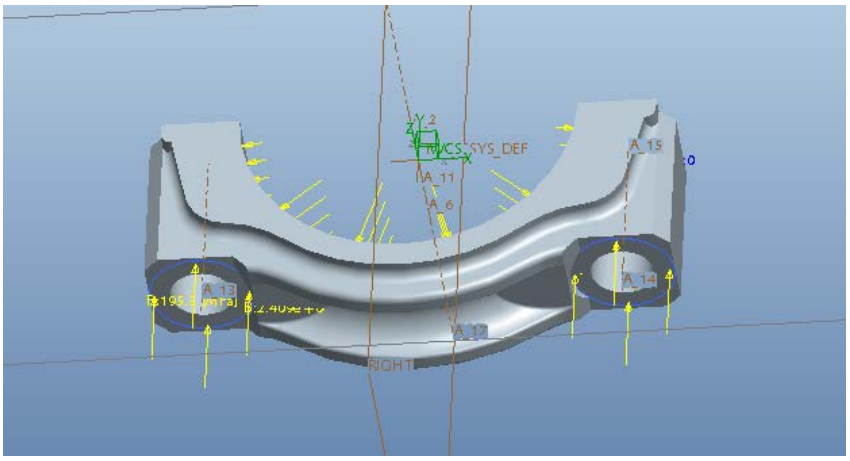


Figura F.69: Fuerzas que actúan sobre la brida de la biela.

Tendremos entonces, que tras realizar el mallado de la pieza mediante control de medida de elemento máxima en zonas del modelo, la distribución de elementos de malla en la brida de la biela, es la siguiente:

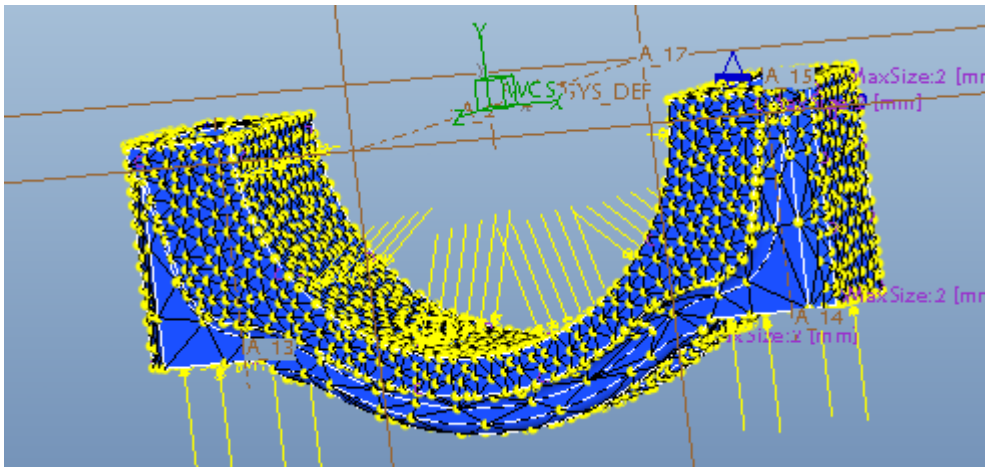


Figura F.70: Mallado mediante ProE de la brida de la biela.

Con ésta malla, podemos realizar un análisis de tipo estático de elementos finitos, para obtener la distribución de tensiones de Von Mises en el elemento y su valor máximo, que será el siguiente:

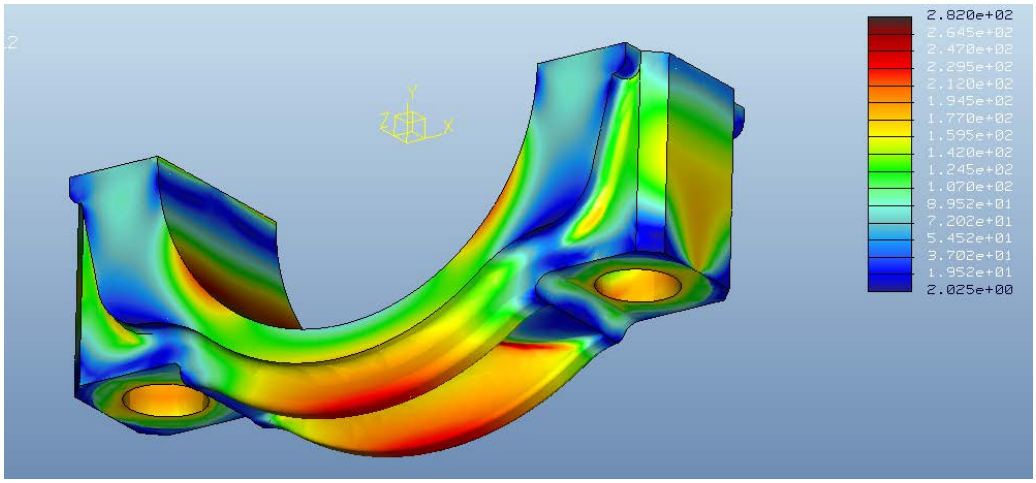


Figura F.71: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la brida de la biela, para el caso de estudio número 2.

Tendremos una tensión máxima de 282MPa en la zona inferior de la brida, lo cual cuadra con la naturaleza de las cargas que soporta el elemento. En cuanto al caso 1, no se muestra al dar una carga de compresión de 41,54MPa en la zona de apriete de los tornillos, valor muy por debajo de la magnitud de resistencia del material del que está construida la pieza.

Por tanto, completado el cálculo de fuerzas estáticas de dicho componente, podemos darlo por validado y pasar a nuevos cálculos posteriores.

F.7.9. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el cigüeñal:

El cigüeñal, como ya sabemos, es el encargado de transformar la fuerza alternativa que recibe el pistón, en par al eje, y por ello en movimiento rotativo. Debe notarse, que casi la totalidad de dimensiones de éste elemento ya están definidas de antemano, tanto por equilibrado, como por lubricación o por la simple colocación de elementos adyacentes como piñones de mando. Por tanto, aunque el resultado del cálculo dé valores superiores a la realidad, vamos a combinar una situación de carga en la que se dará el par máximo junto con la carga de flexión máxima, para calcular el cigüeñal a fatiga mediante el valor de tensión máxima para éste caso.

Calcularemos el par máximo asumiendo que se da a velocidad máxima de la motocicleta. Para ello, tomaremos que ésta se logra a 12000rpm, momento en el que estimamos que el motor, como hemos dicho, da el par máximo en 6ª velocidad. El par a 12000rpm, ha sido calculado y lo podemos obtener de la Tabla E.9 del Anejo E. Recordemos que a 12000rpm, el motor entregaba 50,22Cv, y a 14000rpm 58,20Cv. Asumir que el par máximo se da a 12000rpm, significa entonces asumir que la potencia máxima se situará en un valor entre 50 y 58Cv, ya que el par caerá a partir de 12000rpm.

Por tanto, si aplicamos la relación entre potencia y par, podemos obtener el par a 12000rpm como:

$$T_{12k} = \frac{P}{\omega} = \frac{50{,}22 \cdot 736}{1256{,}63} = 29{,}41\ N \cdot m$$

Dicho valor de par, será el introducido en la zona de la polea del embrague, como valor de par máximo al cigüeñal. Podremos comprobar posteriormente, a qué velocidad máxima corresponde el par máximo obtenido (cuando sepamos las relaciones de la caja de cambios).

Por tanto, tenemos sobre el cigüeñal dos tipos de estudio por cargas estáticas:

- 1: Estudio a 12000rpm, con par máximo, y con el par resistente correspondiente de la distribución, para el momento de carga máxima sobre el cigüeñal por parte del mecanismo principal.
- 2: Estudio a 14000rpm, asumiendo que el valor de potencia para dicho momento es de 50,22Cv, estando el máximo de potencia entre 12000 y 13000rpm, pero con el decremento de par que significa dado que el motor gira más rápido. Se asignará el valor de par resistente de la distribución, así como también la carga originada por el mecanismo principal sobre el cigüeñal.

De ésta manera, calcularemos el cigüeñal a par máximo, y a carga de mecanismo principal máxima, y podremos estudiar la fatiga del cigüeñal en base a las magnitudes máximas de los tensiones obtenidas, así como en base a su localización concreta. Para realizar dicho cálculo, vamos a suponer que el par es aplicado de manera directa sobre una superficie cilíndrica, que realmente será un eje dentado, pero que será calculado aparte, ya que su verificación se realiza mediante un método de diseño concreto en base a la norma de diseño a partir de la cual se materialice el acople.

El par de cálculo para 14000rpm, puede obtenerse mediante la misma ecuación empleada para obtenerlo a 12000rpm, con la potencia asignada a dicho régimen, por tanto:

$$T_{14k} = \frac{P}{\omega} = \frac{50{,}22 \cdot 736}{1466} = 25{,}21\ N \cdot m$$

Asignaremos los pares sobre el cigüeñal, dibujando superficies parciales sobre su eje, y no tendremos en cuenta los incrementos y decrementos de régimen motor, ya que evaluaremos su influencia posteriormente. La inercia aportada por el volante de encendido, por la bomba de agua, y por la bomba de aceite, no serán tenidos en cuenta como pares sobre el cigüeñal, ya que su magnitud es negligible respecto de las magnitudes de las cargas principales sobre el mismo.

Por tanto, las solicitaciones sobre el cigüeñal, serán, según lo ya estudiado sobre la distribución de las fuerzas en el ciclo, para una posición de 364º, correspondientes a un punto muy cercano al punto muerto superior, donde se da la presión máxima en el cilindro. Tendremos entonces que la carga sobre el cigüeñal será la siguiente para ambos casos de estudio:

- 1: 29,41N·m, 38098N y sin par consumido por la distribución para dicha posición (todas las válvulas cerradas).
- 2: 25,21 N·m, 32433N y sin par consumido por la distribución, al ser el punto de estudio el mismo al anterior.

El par consumido por la distribución, no supera los 10N·m en ningún caso, y por tanto al darse en un momento del ciclo en el cual la carga sobre el cigüeñal es relativamente baja, no influirá de manera significativa sobre la resistencia del cigüeñal, ya que si éste resiste la máxima solicitación, resistirá también la producida por el momento de par máximo consumido por la distribución.

Asumir que el contrarrotante consume potencia, no genera cambios en cuanto al par consumido y aplicado al cigüeñal, ya que el piñón del mando del embrague y el piñón de mando del contrarrotante están situados de manera adyacente y por tanto puede asumirse que la potencia total consumida no varía en cuanto al par resistente aplicado al eje.

Nos queda una carga por introducir al sistema, y es la generada por el engranaje del mando del embrague (se asimila que la del contrarrotante va incluída), pero no en forma de par sino en forma lineal, ya que al transmitir potencia de un engranaje a otro, se crea una fuerza entre las ruedas dentadas, que repercute mediante una reacción en el árbol que soporta el piñón o la rueda según el tipo de construcción. Si tenemos en cuenta un engrane recto, con dientes creados mediante perfil de evolvente, y con un ángulo de presión de 20º, el sistema de fuerzas creado es el siguiente:

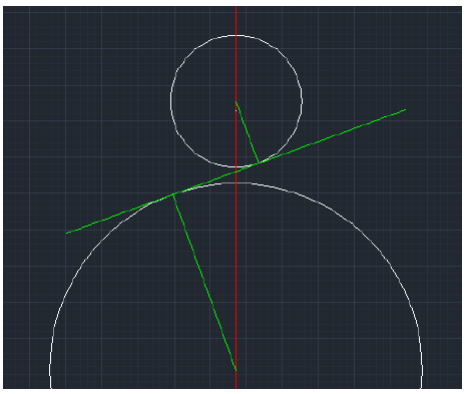


Figura F.72: Disposición de las líneas de acción y los brazos de palanca en la transmisión entre dos ruedas dentadas con un ángulo de presión de 20º.

Si hacemos el DSL de una sola de las ruedas dentadas, el sistema resultante seguirá el ejemplo siguiente:

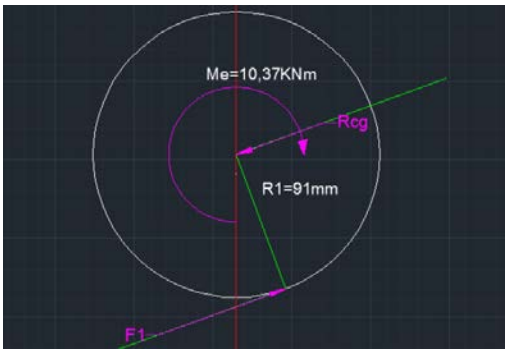


Figura F.73: Ejemplo de DSL para una rueda dentada con un ángulo de presión de 20º.

Conocido el momento, podemos obtener la magnitud de la fuerza de reacción al árbol como:

$$F_1 = \frac{M_1}{r_1} \qquad \text{(Ec. F.32)}$$

Asumiendo un valor de 20mm de radio para la rueda dentada del mando del embrague (un valor más pequeño del que se empleará en realidad), conseguimos una fuerza que quedará de por sí mayorada. Dicha fuerza, debería actuar a 20º de la línea que une el eje de rotación del cigüeñal con el eje de rotación del embrague, pero al desconocer ésta, asumiremos que dicha línea está a 70º del eje de traslación del pistón y por tanto la fuerza es perpendicular al mismo. Tendremos entonces, dos casos para dicha fuerza, que serán los siguientes:

$$F_1 = \frac{29{,}41 \cdot 1000}{20} = 1470{,}5N$$

$$F_2 = \frac{25{,}21 \cdot 1000}{20} = 1260{,}5N$$

Otra carga que es implícita del sistema, corresponde a la fuerza centrípeta que sufren los elementos excéntricos del cigüeñal. Su efecto será modelado mediante la introducción de una carga centrífuga en ProE, alrededor del eje de rotación del mismo.

Como restricciones, la combinación más realista, es no restringir giro en ninguno de los apoyos, limitando desplazamiento en la dirección axial en solamente uno de ellos. De ésta manera, permitimos que el componente se flexione de una manera realista. Los efectos de las cargas asociadas al momento y a la velocidad de giro, en caso de ser muy pequeños en comparación al efecto de la carga principal, serán evaluados por separado para saber si el modelo está registrando la carga o no, ya que el hecho de no verla en el *fringe* de resultados de distribución de tensiones, podría ser debido a precisamente que su magnitud es muy pequeña, o a que por algún motivo el estudio no ha tenido dichas cargas en cuenta, y por tanto será necesario

diagnosticar su existencia, y eso se hará eliminando la carga principal del análisis, si fuera necesario.

Teniendo claras las premisas para el análisis del cigüeñal, podemos pasar a realizar su análisis mediante elementos finitos en ProE. La distribución de cargas sobre el mismo será la mostrada en la figura siguiente:

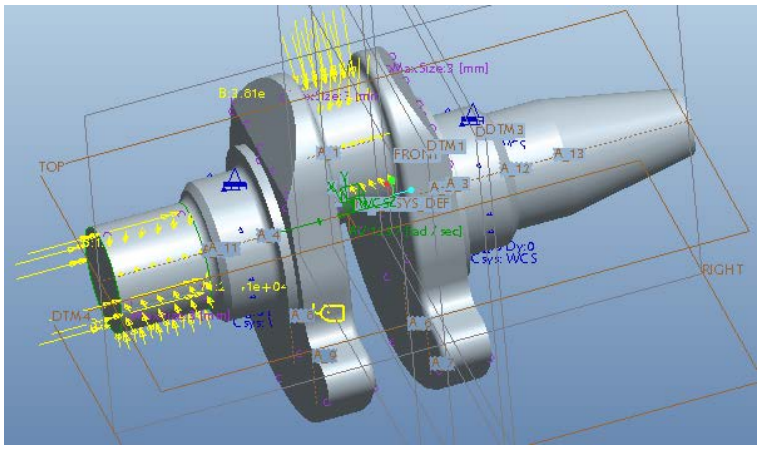


Figura F.74: Vista en ProE del cigüeñal con todas sus cargas y restricciones asociadas.

En efecto, y tal como pensábamos, el efecto del momento no es del todo visible en la ventana de resultados. En cuanto a la carga asociada a la fuerza centrífuga, puede verse una coloración azulada que sigue una progresión, y podemos intuir que se trata de la fuerza centrífuga, pero realizaremos dos análisis por separado para probar la existencia tanto de la carga asociada al momento, como de la carga asociada a la fuerza centrífuga.

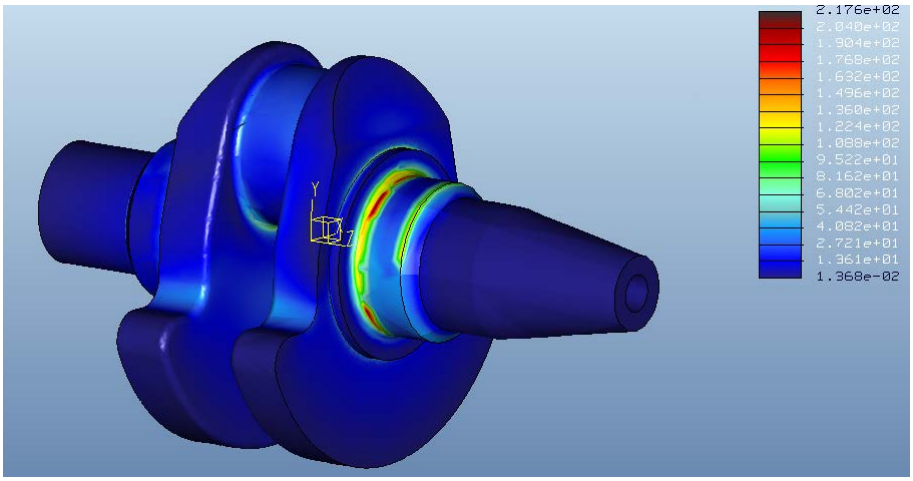


Figura F.75: Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones (Estudio 1).

Tenemos una tensión máxima de Von Mises de 217,6MPa, y a continuación aislaremos las cargas secundarias para probar su existencia. Si aislamos solamente las cargas secundarias, tendremos el siguiente resultado:

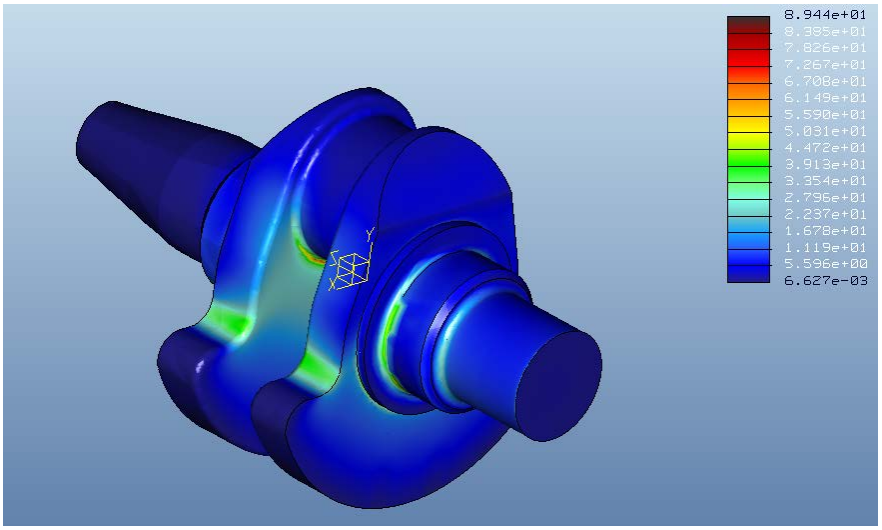


Figura F.76: Vista en ProE del cigüeñal con su distribución de tensiones solamente debidas a las cargas secundarias (Estudio 1).

En éste caso puede verse tanto la torsión en la punta del eje (en azul más claro) junto con las tensiones derivadas de la fuerza centrífuga, en verde y en azul claro, degradado en dirección

radial. Esto nos indica que ambas cargas han sido computadas correctamente por el programa, teniendo una tensión máxima de Von Mises de 217,6MPa.

Al ver que la carga generada por la fuerza centrífuga sería la única en aumentar para el estudio número 2, y viendo que ésta puede ser relegada a un plano secundario respecto de la carga principal, asumiremos que el estudio número 1 va a tener la carga máxima estática sobre el cigüeñal, y por tanto se estudiará a fatiga ésta, sin necesidad de realizar un segundo estudio.

F.7.10. Estudio mediante cargas cuasi estáticas sobre el contrarrotante:

El contrarrotante, es un elemento que estará sometido básicamente a la fuerza centrífuga de la masa que lleva asociada, juntamente con el momento de torsión necesario para acelerarlo, en el caso de que la aceleración angular sea máxima. Dicho caso se produciría en el cambio de primera a segunda velocidad, donde, si consultamos datos sobre las Moto3 actuales, el tiempo de cambio mediante sistema *quickshifter* es de aproximadamente 0,05 segundos. En nuestro caso, si asumimos que pasamos de unas 14000 a unas 9000rpm, podremos hallar la aceleración angular media.[69]

Tendremos entonces que si tomamos un salto de 5000rpm como valor preliminar, la aceleración angular media será de:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1} \qquad \text{(Ec. F.33)}$$

Y por tanto:

$$\alpha_m = \frac{1466 - 942}{0{,}05} = 10480\,\frac{rad}{s^2}$$

Y teniendo en cuenta ésta aceleración angular, sabemos que el momento motor necesario para acelerar el contrarrotante, será igual a:

$$M_c = I_c \alpha_c \qquad \text{(Ec. F.34)}$$

Teniendo en cuenta que la aceleración angular del contrarrotante se corresponde en magnitud de manera directa con la del cigüeñal pero cambiada de signo al girar en sentido contrario a éste, podremos calcular dicho momento motor, conociendo la inercia del elemento respecto de su eje de rotación.

Dicha inercia, puede obtenerse mediante ProEngineer, de tal manera que en la siguiente figura vemos el cuadro de propiedades del elemento, en el cual figuran sus inercias principales:

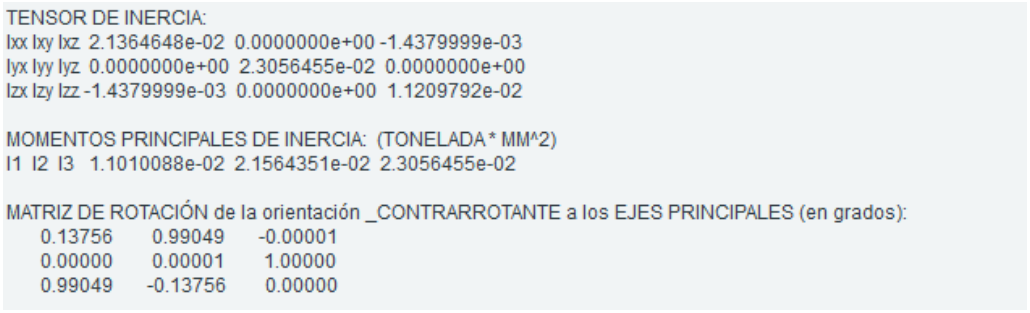


Figura F.77: Vista en ProE de los valores de inercia obtenidos para el modelo del contrarrotante.

Tenemos pues que el momento de inercia, señalizados los ejes sobre la pieza, será de 0,023056 Tn·mm^2. Si realizamos la conversión de unidades pertinente, tendremos que:

$$I_c = 0{,}023056\, Tn \cdot mm^2 \cdot \frac{1000kg}{1Tn} \cdot \frac{1m^2}{10^6 mm^2} = 0{,}000023056\, kg \cdot m^2$$

Y entonces, aplicando la ecuación F.32, tendremos que el par debido a la aceleración angular será de:

$$T_c = I_c \alpha_c = 0{,}000023056 \cdot 10480 = 0{,}242\, N \cdot m$$

Dicha carga genera una fuerza de reacción en el eje, según la ecuación F.30, y sabiendo que el radio del mando del contrarrotante (radio efectivo de engrane) es de 43mm, tendremos lo siguiente:

$$F_c = \frac{M_c}{r_c} = \frac{1000 \cdot 0{,}242}{43} = 5{,}62N$$

Con esto, queda probado que la aceleración angular no genera cargas de importancia reseñable sobre el mecanismo, y por tanto ensayaremos el componente a resistencia solamente teniendo en cuenta la fuerza centrífuga a la que queda sometido el lóbulo, y su efecto en flexión sobre el eje del contrarrotante.

En el cálculo, se introduce la aceleración angular del elemento, además de la velocidad angular existente máxima, que será de 14000rpm. El resultado de las cargas y restricciones sobre el elemento, es el siguiente:

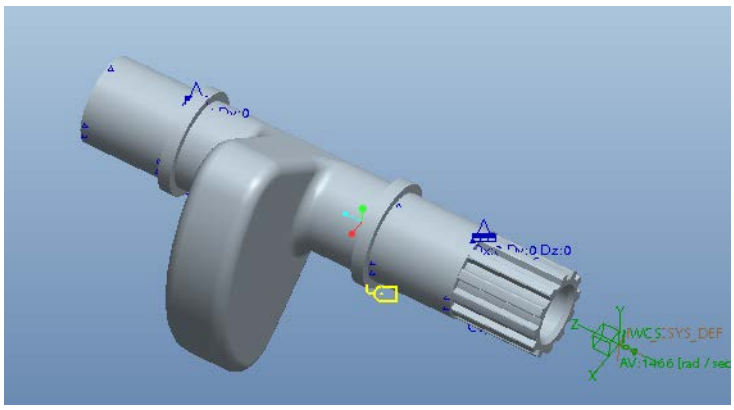


Figura F.78: Vista en ProE de las cargas y restricciones para el modelo del contrarrotante.

Tendremos entonces que la distribución de tensiones que da como resultado el análisis de elementos finitos, es la siguiente:

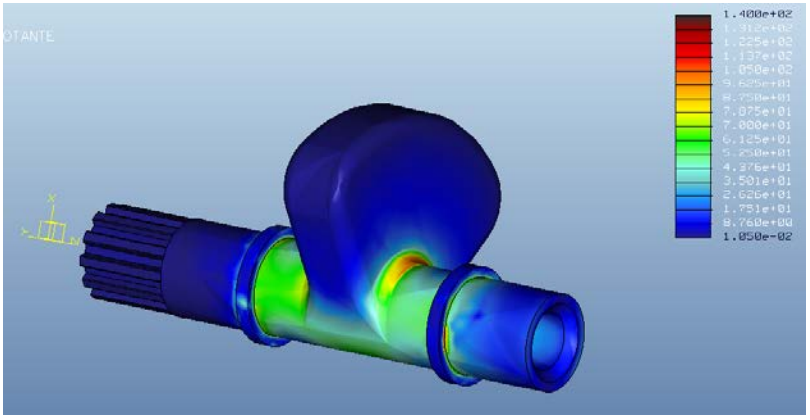


Figura F.79: Vista en ProE de la distribución de tensiones resultante para el modelo ensayado.

Tenemos entonces que la tensión máxima de Von Mises del modelo es de 140MPa, en la zona del inserto del lóbulo en el eje del contrarrotante. Dicho eje, registra una carga de entre 45 y 80MPa en todo su cuerpo, por tanto vemos que dichos valores de tensión no deberían suponer un problema en cuanto a la vida a fatiga del elemento.

F.7.11. Estudio de la inserción de cojinetes:

Hasta ahora, no hemos tenido en cuenta, la inserción de los cojinetes en los componentes del mecanismo principal. Dicha inserción, puede ser del tipo siguiente:

- Desmontable: Por ejemplo, los semicojinetes de la cabeza de biela, que se pueden desmontar y cambiar. Su posición queda fijada mecánicamente, y no generan tensiones sobre los elementos donde van montados.
- Permanente: Es el caso de los cojinetes del pistón y del pie de la biela. Van insertados, generalmente por calentamiento del elemento que los aloja, y una vez éste enfría, el cojinete queda permanentemente insertado en su lugar. La afinación de dimensiones interiores, se realiza mediante fresado y rectificado, así como si queremos sustituirlos, en el caso del pistón se cambia el pistón entero, y en el caso de la biela, o se sustituye, o se fresa el cojinete entero y se inserta uno nuevo en la biela.

Los montajes permanentes, generan tensiones sobre el elemento alojador, de tal manera que deberemos evaluar si dichas tensiones pueden afectar a la tensión máxima soportada tanto por el pistón como por el cuerpo de la biela. Para evaluar el montaje de dichos elementos, recurriremos a la teoría de ELAR I del GEM [70].

Tomaremos como valor de referencia para el composite del cual están formados los cojinetes, conocido comercialmente como Babbitt, será de 52GPa. [71]

En el caso del pistón, sabemos que la temperatura se distribuye de la manera siguiente, cuando existe refrigeración por chorro de aceite proveniente o de la biela o desde una fuente colocada por debajo del bloque:

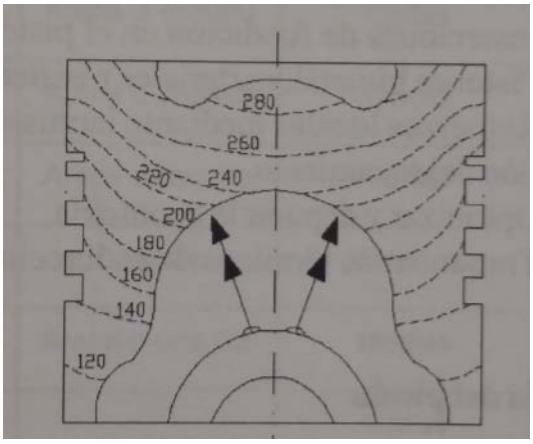


Figura F.80: Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]

La biela, no suele superar temperaturas de alrededor de 150ºC en el pie, así como de la misma forma el pistón no suele superar los 150ºC en la zona del inserto de los cojinetes. Al tratarse el nuestro de un motor de competición, tomaremos que aunque la refrigeración será más intensiva que en un motor común, con objeto de mantener dichos valores de temperatura en dicho rango, el montaje se realizará con un sobrecalentamiento de 100ºC en ambos componentes.

Así pues, la tensión máxima provocada por el cojinete sobre el componente, se dará con el motor en frio, sin carga, a temperatura ambiente. La segunda carga a estudiar, se dará con el motor operativo, a temperatura nominal.

Para el caso de temperatura ambiente, en el pie, tendremos que si se calienta la biela a 250ºC, y se inserta el cojinete sin presión ni holgura, tendremos que el salto térmico es de 225ºC en negativo.

Por tanto, si disponemos de los datos siguientes:

Tabla F.15: Parámetros iniciales de cálculo del inserto de los cojinetes del pistón.

Cojinete	Babbitt	Alojamiento	AlSi 6061
Espesor	1,5mm	Espesor	5mm
Longitud	11mm	Longitud	11mm
Diámetro E	21mm	Diámetro I	21mm
Diámetro I	18mm	Diámetro E	31mm
E babbitt	52000MPa	E AlSi	69000MPa
α babbitt	23,4·10^-6ºC^-1	α AlSi	25,2·10^-6ºC^-1

Tendremos entonces que para un inserto cuyo salto térmico es de 225ºC, deberá cumplirse que el diámetro del cojinete y del alojamiento será el mismo cuando la temperatura haya bajado, asumiendo que el cojinete no se calienta al ser insertado en el pistón (su incremento térmico es cero). Por tanto, tenemos el modelo siguiente:

$$\Delta R_1 = R\varepsilon_{CIR1} = R\left[\frac{1}{E_1}\sigma_{CIR1} + \alpha_1 \Delta T_1\right] \quad \text{(Ec. F.35)}$$

$$\sigma_{CIR1} = \frac{P \cdot R}{t_1} \quad \text{(Ec. F.36)}$$

Sabemos que el alojamiento quedará traccionado, con lo cual su tensión circunferencial es positiva, y que el cojinete quedará comprimido, y por ello ésta será negativa. Si compatibilizamos las deformadas de ambos elementos, tendremos:

$$\frac{P \cdot R_{Al}^2}{E_{Al} \cdot t_{Al}} + R_{Al} \cdot \alpha_{Al} \cdot \Delta T_{Al} = -\frac{P \cdot R_{Ac}^2}{E_{Ac} \cdot t_{Ac}} + R_{Ac} \cdot \alpha_{Ac} \cdot \Delta T_{Ac}$$

Sustituyendo parámetros, podemos hallar la presión entre ambos elementos, que provendrá de resolver lo siguiente:

$$\frac{P \cdot 10{,}5^2}{69000 \cdot 5} + 10{,}5 \cdot 25{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot -225 = -\frac{P \cdot 10{,}5^2}{52000 \cdot 1{,}5} + 10{,}5 \cdot 23{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 0$$

Tendremos entonces que la presión entre ambos elementos será de 34,35MPa, y si trasladamos dicha presión máxima al modelo del pistón, introduciéndola como carga de presión en la superficie correspondiente, tenemos lo siguiente:

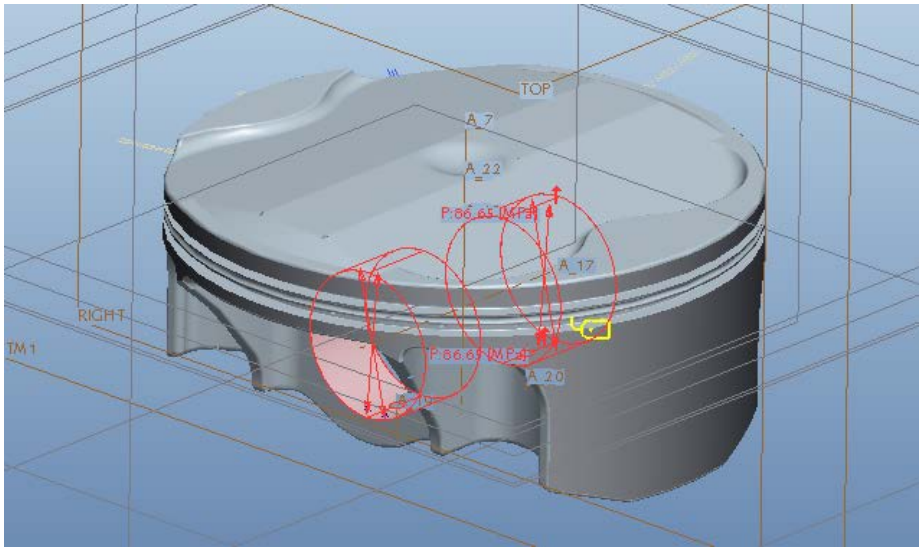


Figura F.81: Vista en ProE de las cargas de montaje de los cojinetes sobre el pistón.

Tendremos entonces, si realizamos un análisis de elementos finitos del modelo, que la distribución de tensiones resultante es la siguiente:

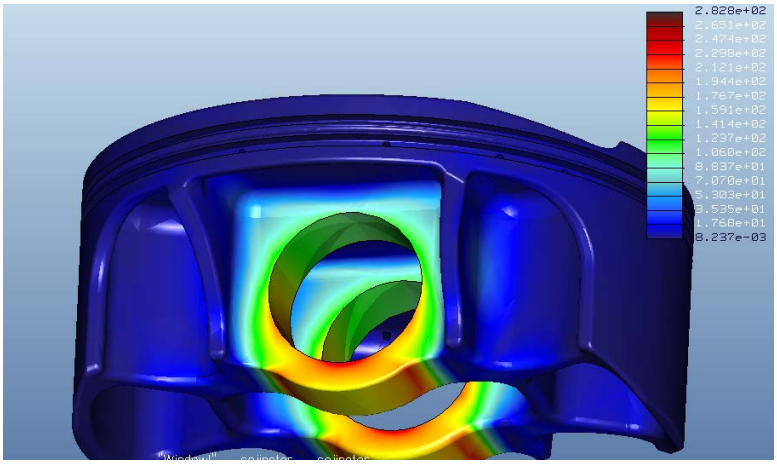


Figura F.82: Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes, para temperatura ambiente.

La carga a temperatura ambiente, es tan estática como irrelevante llegados a éste punto, y realmente lo que queremos comprobar es si la unión se mantiene junta a temperatura de trabajo, y de qué manera incrementa la presencia de los cojinetes las tensiones máximas del pistón, ya que podemos hacer uso del principio de superposición y añadir la carga sin más al modelo. Tendremos entonces, que si la temperatura de trabajo es de 150ºC, el pistón se habrá enfriado 100ºC, y el acero se habrá calentado 125ºC, y de ésta manera el sistema será el siguiente:

$$\frac{P \cdot 10{,}5^2}{69000 \cdot 5} + 10{,}5 \cdot 25{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot -100 = -\frac{P \cdot 10{,}5^2}{52000 \cdot 1{,}5} + 10{,}5 \cdot 23{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 125$$

Siendo la presión entre ambos elementos de 32,99MPa, lo cual es lógico porque el montaje tiende a desmontarse conforme aumenta la temperatura. Si recordamos de la Tabla F.7, la tensión máxima en el pistón se da a 4000rpm y plena carga, siendo su valor de 195,9MPa. Para realizar la superposición de tensiones, será necesario visualizar la distribución de tensiones para el cálculo del pistón a carga estática, la cual es la siguiente:

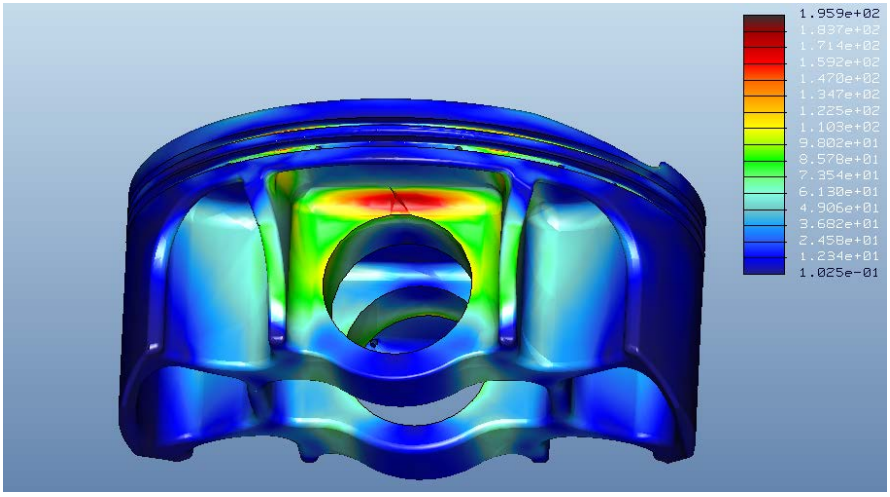


Figura F.83: Vista en ProE de la distribución de tensiones para el pistón a 4000rpm y plena carga.

Por otro lado, tenemos la distribución de tensiones para el caso de la tensión debida al inserto de los cojinetes, para condiciones nominales de trabajo, la cual se muestra en la figura siguiente:

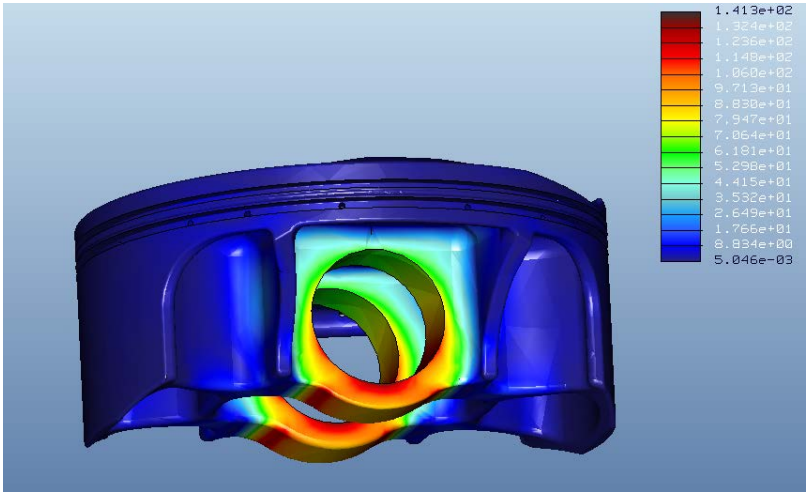


Figura F.84: Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pistón, para temperatura ambiente.

Si miramos ambas figuras, podemos ver que en la zona de tensión máxima de trabajo para el pistón, deberían sumarse unos 45MPa debidos a la tensión creada por el montaje de los cojinetes. Así pues, la tensión de estudio pasaría de ser 195,9MPa a ser unos 241MPa. En el caso del cierre inferior, la tensión máxima visible en la figura F.83, es de unos 50MPa según la escala de colores en la zona más desfavorable, justo coincidente con la zona más desfavorable para la tensión debida al montaje de los cojinetes, que vale unos 142MPa. Así pues la tensión superpuesta en éste caso será de unos 192MPa.

Vemos que en el caso del pistón, la tensión máxima se incrementa debido al montaje de los cojinetes, y por tanto deberemos tomar en consideración que la tensión máxima del pistón para el caso de estudio a fatiga será de 241MPa.

En cuanto a la biela, tenemos un sistema que es parecido pero no igual, y responde a los datos de inicio siguientes:

Tabla F.16: Parámetros iniciales de cálculo del inserto del cojinete del pie de biela.

Cojinete	Babbitt	Alojamiento	ti-6Al-4V
Espesor	1,5mm	Espesor	2,5mm
Longitud	14mm	Longitud	14mm
Diámetro E	21mm	Diámetro I	21mm
Diámetro I	18mm	Diámetro E	26mm
E babbitt	52000MPa	E Ti-6Al-4V	120000MPa
α babbitt	23,4·10^-6ºC^-1	α Ti-6Al-4V	9,2·10^-6ºC^-1

Si realizamos el cálculo de la presión entre ambos elementos, asumiendo que la biela trabaja a 150ºC en esa zona concreta, y que se calienta a 200ºC para introducir el cojinete sin holgura ni presión alguna, entonces tendremos que hasta temperatura ambiente, el salto térmico de la biela es de 175ºC. Si el cojinete no se calienta, tendremos, acorde a las ecuaciones F.33 y F.34:

$$\frac{P \cdot 10{,}5^2}{120000 \cdot 5} + 10{,}5 \cdot 9{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot -175 = -\frac{P \cdot 10{,}5^2}{52000 \cdot 1{,}5} + 10{,}5 \cdot 23{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 0$$

La presión entre ambos elementos, si dejamos la biela sin carga y a temperatura ambiente, será de 10,59MPa. Si resolvemos el caso para temperatura de trabajo (150ºC), vemos que la biela se habrá enfriado 50ºC, mientras que el cojinete se habrá calentado 125ºC, y por tanto, tendremos el siguiente sistema:

$$\frac{P \cdot 10{,}5^2}{120000 \cdot 5} + 10{,}5 \cdot 9{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot -50 = -\frac{P \cdot 10{,}5^2}{52000 \cdot 1{,}5} + 10{,}5 \cdot 23{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 125$$

La presión entre ambos elementos será en éste caso de 22,25MPa. Esto se explica, ya que el cojinete se expande pero la biela no lo hace tanto, de tal forma que la presión entre ambos elementos aumenta con la temperatura.

Si analizamos mediante elementos finitos el caso de temperatura ambiente, las tensiones producidas por el inserto del cojinete serán las siguientes:

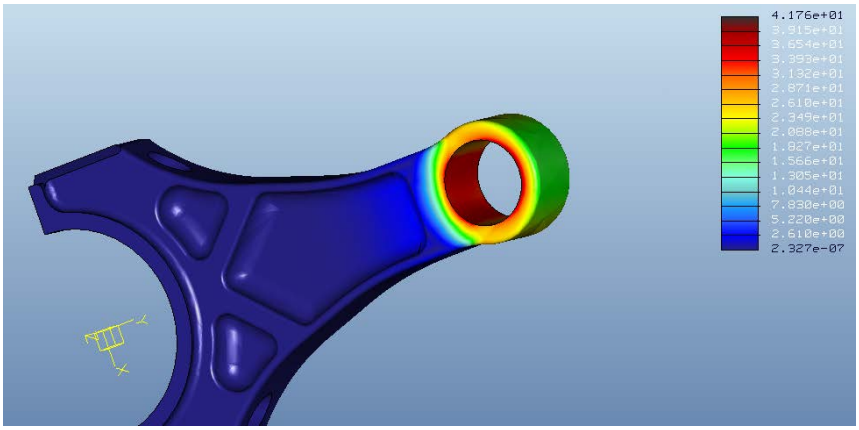


Figura F.85: Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela, para temperatura ambiente.

Puede verse una tensión máxima de unos 41,8MPa. Dicha tensión se dará de manera única, ya que la biela solamente estará a temperatura ambiente en el arranque durante unos instantes, y con el motor parado. Además, la presión de montaje es superior en condiciones nominales, y por tanto el caso de estudio será para éste último supuesto y no para temperatura ambiente. Tendremos entonces que la tensión debida a funcionamiento nominal será la siguiente:

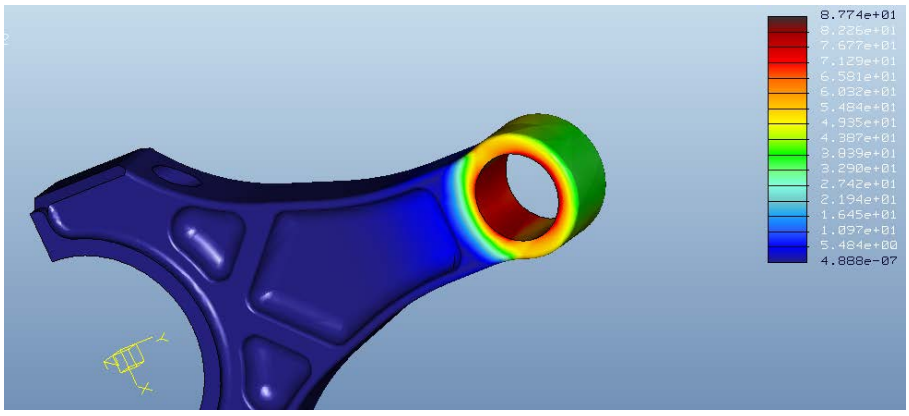


Figura F.86: Vista en ProE de la distribución de tensiones debidas al montaje de los cojinetes en el pie de la biela, para temperatura nominal de trabajo.

Vemos una tensión máxima de unos 88MPa en la zona del inserto del cojinete. Ahora, debemos superponer dicha tensión a las tensiones existentes debidas a las fuerzas sobre el mecanismo, de tal manera, que si tenemos en cuenta que estamos hablando de tracciones, podemos intuir de forma rápida que para el caso de máxima tracción el inserto del cojinete incrementa la carga sobre el pie de la biela, y en cambio para máxima compresión, el inserto del cojinete rebaja la carga sobre el pie de la biela en dicha zona. Podemos ver en la siguiente figura, el caso de máxima tracción en la biela, para una carga de 20921N:

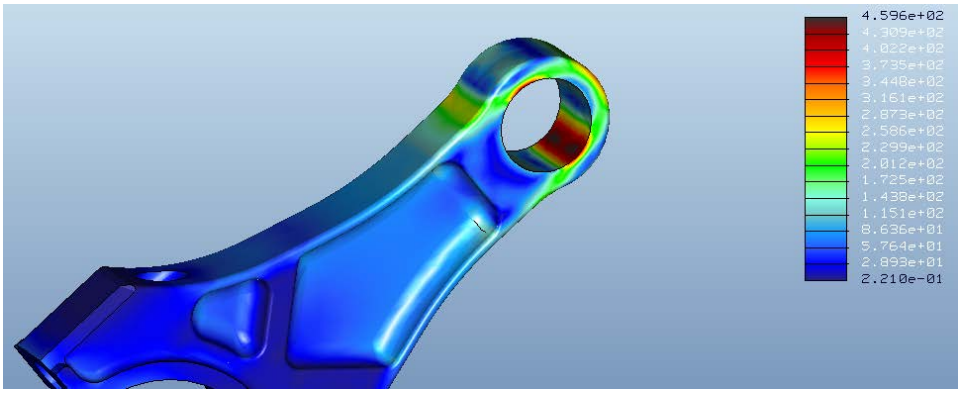


Figura F.87: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo, para 14000rpm, tracción.

Y para la máxima compresión a carga pico de 52045N sobre la biela, tendremos lo siguiente:

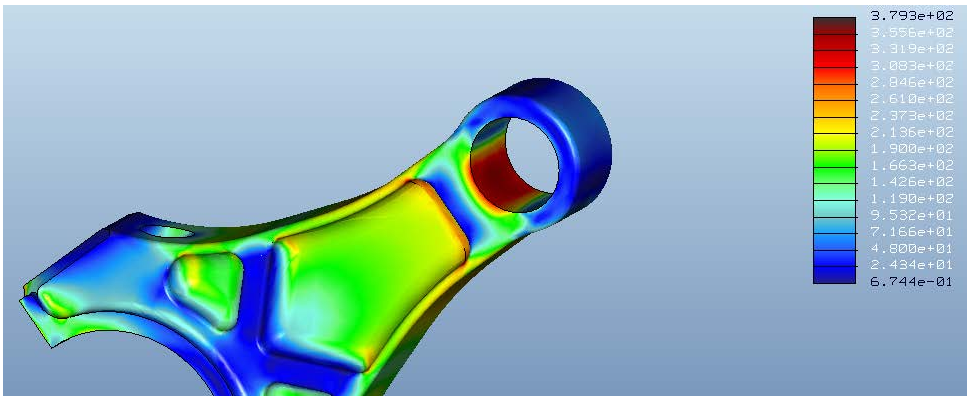


Figura F.88: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo, para 4000rpm, compresión.

Tendremos entonces que en el caso de tracción, la tensión combinada será de 460MPa debidos a las fuerzas del mecanismo, sumados a los 60MPa del montaje del cojinete (Véase que en la zona de los laterales del pie de la biela la tensión es ligeramente menor a la máxima, en amarillo-naranja), que se convertirán en 520MPa para el cálculo a fatiga. En el caso de la tensión de compresión, tenemos unos 380MPa, que se convertirán, al restar los 88 del montaje, en 292MPa.

Como hemos podido ver, el montaje de los cojinetes tiene su influencia directa sobre las tensiones que soportan los elementos donde van montados. Por ello, dichos valores de tensión para el cálculo a fatiga de los mismos han quedado modificados de la forma que se define en éste capítulo.

Ha quedado comprobado que para las condiciones de trabajo, en ambos casos existe presión entre el cojinete y su alojamiento, asegurando la posición del cojinete ante su desmontaje por fallo en la interferencia física entre ambos elementos con la temperatura.

Ya conocidos los valores de tensión máxima para todos los elementos del mecanismo principal, pueden pasar a estudiarse éstos a fatiga.

F.7.11. Conclusiones de los estudios estáticos:

Mediante los estudios estáticos, hemos podido definir los valores máximos de tensión, así como su localización para todos los componentes del mecanismo principal. Al no haber registrado ningún caso en el cual se exceda el límite elástico, sino que los valores están, como mucho al 50% del mismo, tenemos una comprobación favorable en términos de resistencia y de rigidez de los elementos.

Los valores de tensión máximos obtenidos para cada componente, nos servirán para estudiar a fatiga los mismos, estimando su vida en ciclos. Dicha vida dependerá de otros factores adicionales, además de la magnitud de la tensión máxima. Estos factores serán definidos en el siguiente capítulo.

Una vez verificados los componentes a fatiga, el mecanismo quedará validado en términos mecánicos, pudiendo pasar a estudiarse la interferencia dimensional entre elementos, o la lubricación de los cojinetes y el pistón, por ejemplo.

Dicho procedimiento de cálculo, será aplicado también a los árboles de levas y a la cadena dinámica de la distribución, para verificar dicho mecanismo.

F.8. Estudios a fatiga de los elementos:

En el capítulo anterior, hemos estudiado elemento por elemento, la carga estática máxima que sufrirá cada uno, como verificación de la resistencia de los componentes. La vida a fatiga, considera la carga máxima, además de otros picos de carga cíclicos, y los combina de tal manera que en lugar de obtener como resultado un valor de tensión a comparar con un valor de referencia máximo, tendremos un número de ciclos de vida esperados para cada componente.

Lo normal es que en componentes del tipo que nosotros estamos estudiando, se tienda a diseñar a vida infinita, de tal manera que no existan fallos previstos en los mismos, sino que la vida de la máquina dependa del desgaste, o de la vida de componentes menos importantes. Se considera que un componente tiene vida infinita cuando supera un número determinado de ciclos de vida esperados.

El desarrollo teórico de éste capítulo se realizará en base a la teoría proporcionada por Shigley en su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” [61]. Además, se emplearán referencias a otras publicaciones y autores si se estima necesario para justificar o ampliar cualquier cálculo.

En primer lugar, y para tener claros los casos de estudio desde un principio, vamos a exponer las características mecánicas de cada material constructivo empleado en cada componente del mecanismo principal. Tendremos los siguientes componentes a estudiar:

- Pistón: Aleación de Aluminio.
- Bulón: Acero inoxidable de alta resistencia.
- Biela: Aleación de Titanio Ti-6Al-4V de 5º Grado.
- Cigüeñal y sus piñones: Acero inoxidable de alta resistencia.
- Contrarrotante y su piñón de mando: Acero inoxidable de alta resistencia.

F.8.1: Selección de materiales para los componentes:

Así pues, para la aleación de Aluminio del pistón, vamos a tener que escoger entre dos opciones, cual es la que más satisface nuestras necesidades. Las opciones a estudiar, básicamente hacen referencia a una aleación con mucha resistencia pero relativamente poca conductividad térmica, y la segunda, hace referencia a una aleación Aluminio-Silicio, gran conductora del calor y con un coeficiente de dilatación relativamente bajo, pero mucho menos resistente. La primera aleación, tiene las características siguientes:

Tabla F.17: Parámetros de la aleación de Aluminio 7034-T6.[72]

Aleación de Aluminio Silicio designación A7034-T6			
Límite último	σu	750	MPa
Límite elástico	σe	730	MPa
Límite de fatiga (1)	Sf	425	MPa
Límite de fatiga (2)	Sf'	425	MPa
Módulo de Young	E	71	GPa
Módulo a cortante	G	----	GPa
Cortante máximo	τmax	----	MPa
Coeficiente de Poisson	υ	----	
Densidad	ρ	2890	kg/m3
Dureza Brinell		210	
Coeficiente de dilatación	β	23	µm/ºC

Ésta aleación presenta unas excelentes características mecánicas, y se obtiene mediante un temple muy rápido, que provoca que su estructura cristalina sea muy fina. Tiene un límite de fatiga comprobado de 425MPa, lo cual la hace una muy buena elección como material de componentes de aviación y automovilismo de competición, incluidos componentes internos del motor. Su coeficiente de dilatación, por otro lado, es parecido al del aluminio sin alear, de tal manera que una aleación que contenga Silicio será mejor en cuanto a transmisión de calor.

En cuanto a la segunda alternativa para la aleación del pistón, tendremos lo siguiente:

Tabla F.18: Parámetros de la aleación de Aluminio 4019AE.[73]

Aleación de Aluminio Silicio designación A4019AE							
					Resistencia con temperatura		
Límite último	σu	400	MPa		Temp ºC	Yield (MPa)	Ultim (MPa)
Límite elástico	σe	300	MPa		100	290	390
Límite de fatiga (1)	Sf	125	MPa	@250ºC	150	280	380
Límite de fatiga (2)	Sf'	125	MPa	@250ºC	200	240	330
Módulo de Young	E	90	GPa		250	180	250
Módulo a cortante	G	----	GPa		300	135	175
Cortante máximo	τmax	----	MPa				
Coeficiente de Poisson	υ	----					
Densidad	ρ	2750	kg/m3				
Dureza Brinell		140					
Coeficiente de dilatación	β	17,3	µm/ºC				

Podemos ver cómo éste material, tiene una resistencia mecánica bastante menor al anterior, pero que al contener una proporción de Silicio bastante alta (20%), mejora notablemente el coeficiente de expansión térmica, que se ve reducido. Los datos obtenidos nos permiten también analizar la pérdida de resistencia de la aleación con la temperatura. En el siguiente gráfico, se presenta la evolución del límite último y del límite elástico con ésta:

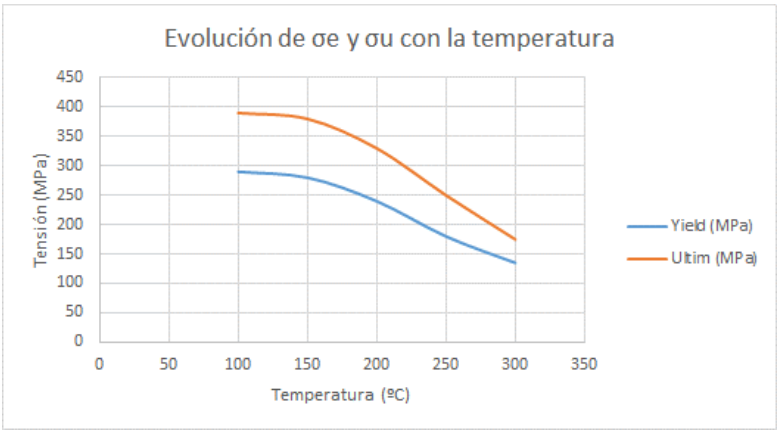


Figura F.89: Evolución del límite elástico y del límite último de la Aleación de Aluminio 4019AE con la temperatura.

La pérdida de resistencia con la temperatura, es un factor muy clave en cuanto al desarrollo de los cálculos de resistencia de un componente, ya que en un motor, sobre todo los componentes adyacentes a la cámara de combustión y el cilindro (culata, pistón y bloque), estarán sometidos a alta temperatura. En el caso del pistón, el cielo puede llegar a encontrarse entre 280 y 300ºC (Véase figura F.80), mientras que la parte estructural, la sometida a máxima tensión, suele estar del orden de los 150ºC.[49]

Para que dicho enfriamiento sea posible, es fundamental que el pistón esté constantemente refrigerado por aceite fresco, ya que de no darse ésta condición, se sobrecalentaría y muy probablemente fallaría.

Al importarnos el límite de fatiga en el pistón, vemos que la aleación 7034 nos da 425MPa verificados a temperatura ambiente, mientras que la aleación 4019 nos da 125MPa a 250ºC. Observando la evolución que sufren las características mecánicas con la temperatura, podemos prever en cierta medida cómo evoluciona el límite de fatiga de la aleación 4019 con la temperatura, mediante la siguiente tabla:

Tabla F.19: Parámetros de la fatiga de la aleación de Aluminio 4019AE previstos.

Resistencia con temperatura					FATIGA prevista	
Temp ºC	Yield (MPa)	%inicial	Ultim (MPa)	%inicial	%previsto	Fatiga (MPa)
100	290	97	390	97,5	96	208
150	280	93	380	95	92	199
200	240	80	330	82,5	78	168
250	180	60	250	62,5	58	125
300	135	45	175	43,75	46	101
					100	217

Los cálculos de porcentaje esperado, se han realizado viendo que el porcentaje representado por la resistencia a una determinada temperatura, disminuye cuanto menor es la resistencia de estudio. Lo cual quiere decir que los porcentajes para una temperatura determinada en fatiga son menores que para límite elástico y a su vez que límite último.

Partiendo de ésa base se puede prever de manera proporcional qué porcentaje debería representar la resistencia a fatiga a 250ºC, que es conocida, puede estimarse la resistencia a temperatura ambiente, y finalmente el resto de resistencias intermedias. Si añadimos los valores previstos al resto, podemos ver cómo evoluciona la resistencia a fatiga con la temperatura, respecto al límite elástico y al límite último:

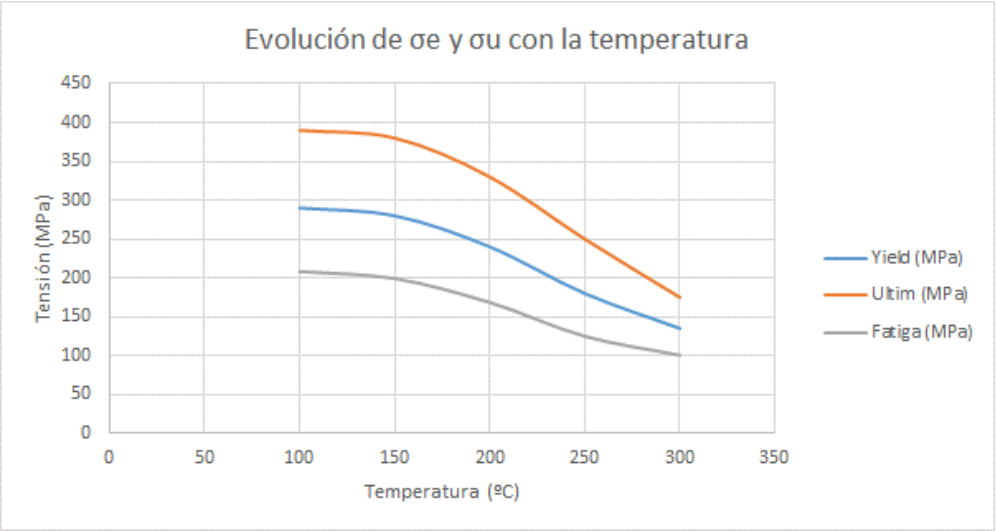


Figura F.90: Evolución del límite elástico, límite último y límite de fatiga estimado para la aleación de Aluminio 4019AE con la temperatura.

Puede verse que a 150ºC, la resistencia a fatiga debería estar alrededor de los 200MPa. Asumiendo que ésta representa un 50% de la resistencia última de la aleación, sería lógico pensar, que para la aleación 7034 el límite de fatiga a ésta temperatura debería encontrarse alrededor de los 300 o 350MPa. Si a temperatura ambiente éste límite es de 425MPa, supondría entre un 70 y un 82% de la resistencia inicial. Contando que en el 4019 el valor representa un 92%, ya estaríamos teniendo en cuenta los efectos de la peor disipación de calor del 7034, y aun así se trataría de un mejor material en términos de resistencia. Recordando que la peor carga sobre el pistón se encuentra a un valor de 241MPa, la opción más recomendable es emplear una aleación de Aluminio 7034, con una resistencia a fatiga estimada de 350MPa.

En cuanto a la biela, dispondremos de una aleación de Titanio de designación Ti-6Al-4V de 5º grado, también conocida con el mismo nombre pero sin guiones intercalados, cuyas características mecánicas son las siguientes:

Tabla F.20: Parámetros de de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V 5ºG.[59]

Titanio al 6% de Aluminio y al 4% de Vanadio			
Límite último	σu	1035	MPa
Límite elástico	σe	880	MPa
Límite de fatiga (1)	Sf	550	MPa
Límite de fatiga (2)	Sf'	240	MPa
Módulo de Young	E	120	GPa
Módulo a cortante	G	44	GPa
Cortante máximo	τmax	550	MPa
Coeficiente de Poisson	υ	0,342	
Densidad	ρ	4420	kg/m3

(1) Sin entalladuras
(2) Con entalladuras

Teniendo en cuenta que el pie de la biela trabaja a unos 100 o 150ºC, y que la cabeza trabaja más fría, y sabiendo que el Titanio tiene un punto de fusión aproximadamente de 1660ºC, siendo su estructura estable por debajo de 500ºC [59], podemos decir que las características mecánicas apenas se verán afectadas en el rango de temperaturas de trabajo, y siempre que se minore la resistencia mediante un coeficiente adecuado, estaremos realizando un cálculo correcto.

En cuanto al acero para materializar el cigüeñal y el contrarrotante, tenemos que pensar que el valor de tensión máxima se ha encontrado para el primero de los dos componentes, y que tenía un valor de alrededor de los 220MPa. Dados los cambios de sección existentes en el cigüeñal, será preciso encontrar una aleación de acero que tenga una alta resistencia a la fatiga, ya que ésta se verá reducida por los coeficientes de forma y de sensibilidad a la entalladura.

Lo normal es que se empleen aleaciones de acero al Cromo-Molibdeno en la fabricación de éstos componentes, siguiendo la serie AISI 41XX. En concreto, está muy extendido el AISI4140 o bien el AISI4150 si se requiere mayor dureza [74]. Tenemos las siguientes características mecánicas para el AISI4140:

Tabla F.21: Parámetros de de la aleación de acero AISI4140.[75]

Aleación de acero AISI4140			
Límite último	σu	655	MPa
Límite elástico	σe	415	MPa
Límite de fatiga	Sf	300	MPa
Módulo de Young	E	200	GPa
Módulo a cortante	G	80	GPa
Cortante máximo	τmax	----	MPa
Coeficiente de Poisson	υ	0,3	
Densidad	ρ	7850	kg/m3
Dureza Brinell		197	
Coeficiente de dilatación	β	12,2	µm/ºC

Tenemos un acero de tipo inoxidable, de características mecánicas bastante notables en términos de resistencia, pero quizá algo pobre en comparación a la aleación AISI4150, que presenta una resistencia superior en todos los campos.

En la siguiente tabla, se resumen las principales características mecánicas del acero AISI4150:

Tabla F.22: Parámetros de de la aleación de acero AISI4150.[76]

Aleación de acero AISI4150			
Límite último	σu	1095	MPa
Límite elástico	σe	883	MPa
Límite de fatiga	Sf	----	MPa
Módulo de Young	E	205	GPa
Módulo a cortante	G	80	GPa
Cortante máximo	τmax	----	MPa
Coeficiente de Poisson	υ	0,29	
Densidad	ρ	7850	kg/m3
Dureza Brinell		311	
Coeficiente de dilatación	β	12,2	µm/ºC

En el AISI4150, la resistencia es notablemente superior, de tal manera que podemos esperar un mejor comportamiento a fatiga. Las especificaciones que vemos son para el material conformado en barras, templado a 830ºC y recocido a 540ºC. Su mecanizado es relativamente bueno, de tal manera que se convierte en un candidato perfecto para la materialización del cigüeñal. Para el caso del contrarrotante, al ser las cargas a las que está sometido notablemente menores, y no presentar cambios de sección tan abruptos, podremos optar por la aleación AISI4140, más barata. En cuanto a los piñones, es de vital importancia escoger un material que aúne resistencia con dureza, de tal manera que el AISI4150 es el candidato escogido en todos ellos. Para el bulón, también se empleará AISI4150.

Tendremos entonces, en la siguiente tabla, el material empleado para cada componente del mecanismo principal:

Tabla F.23: Material empleado por cada componente del mecanismo principal.

Componente	N. Aleac	Designacion
Pistón	Aluminio	7034-T6
Bulón	Acero	AISI4150
Biela	Titanio	Ti-6Al-4V G5
Cigüeñal	Acero	AISI4150
Contrarrotante	Acero	AISI4140
Piñones	Acero	AISI4150

Una vez definidos los materiales para los componentes, podemos pasar a estudiar el comportamiento a fatiga de cada componente particular, de tal manera que hallemos la vida esperada para cada uno.

F.8.2: Estudio a fatiga del pistón:

Recordemos de las figuras F.83 y F.84, que en el pistón existen dos tensiones críticas, la primera es de 241MPa en su valor máximo, para 4000rpm a plena carga, situada justo en un cambio de sección cuyo radio de empalme es de 3mm. La segunda, corresponde a una tensión de 192MPa de valor, para 4000rpm y plena carga, y sin radios de empalme, en el cierre del soporte del bulón, parte inferior del pistón. Dando por hecho que ésta es la carga máxima sobre el pistón, si se verifica vida infinita para la misma, entonces se verificará vida infinita para el resto de estados tensionales del componente.

Otro aspecto a verificar posteriormente al estudio de tensiones principales, es la resistencia de las ranuras donde van insertados los aros, ya que éstas también sufren de fatiga debida al movimiento alternativo de los mismos.

El límite a fatiga de un determinado material, se modifica mediante los coeficientes siguientes:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \qquad (6\text{-}18)$$

donde
k_a = factor de modificación de la condición superficial
k_b = factor de modificación del tamaño
k_c = factor de modificación de la carga
k_d = factor de modificación de la temperatura
k_e = factor de confiabilidad[13]
k_f = factor de modificación de efectos varios
S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Figura F.91: Modificación del límite de fatiga de un material acorde a sus condiciones de uso. [61]

Podemos hallar el factor de superficie mediante la ecuación siguiente:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \qquad \text{(Ec. F.37)}$$

Siendo los coeficientes a y b obtenibles en la tabla 6-2 de Shigley [61], y dando para un acabado esmerilado una constante “a” de 1,58 y un exponente “b” de -0,085. Si el límite último del Aluminio 7034-T6 es de 750MPa, tendremos:

$$k_a = 1{,}58 \cdot 750^{-0{,}085} = 0{,}90$$

El factor de tamaño, se halla en base a un conjunto de ecuaciones en función del rango en el que se encuentre el diámetro del cambio de sección. Al tratarse nuestro componente de una pieza cuyo tamaño en las zonas con mayor tensión, es relativamente pequeño, podemos estimar coeficiente k_b=1 y corregir el valor mediante el factor de sensibilidad a la muesca k_f.

En cuanto al factor de modificación de la carga k_c, tendremos lo siguiente:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura F.92: Factores de modificación de la resistencia a fatiga k_c en función del tipo de carga.[61]

Dado que en el caso de esfuerzo máximo tenemos flexión, pero en el caso del esfuerzo en la parte inferior del cierre del bulón el esfuerzo es prácticamente axil puro, tendremos que, respectivamente a los casos descritos:

$$k_{c1} = 1{,}00 \quad y \quad k_{c2} = 0{,}85$$

El factor de modificación por temperatura k_d puede obtenerse mediante la relación siguiente:

$$k_d = S_T / S_{RT} \qquad \text{(Ec. F.38)}$$

Donde St es la resistencia del material a la temperatura de trabajo, y Srt es la resistencia del material a temperatura ambiente. Recordemos que anteriormente hemos tratado cómo influye la temperatura en la resistencia del Aluminio 4019AE, y que hemos asignado para el Aluminio 7034-T6 usado, una resistencia a fatiga de como mucho 350MPa en base a una referencia de 425MPa a temperatura ambiente, por lo tanto tendremos, según la ecuación F.36, que el coeficiente correspondiente será de:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = \frac{350}{425} = 0{,}82$$

El factor k_e, también conocido como factor de confiabilidad, puede ser obtenido de la Tabla 6-5 de Shigley, la cual se muestra a continuación:

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura F.92: Factor de confiabilidad k_e en función del porcentaje de fiabilidad deseado.[61]

Asumiendo que el motor raramente irá a plena carga y a 4000rpm, que es cuando se da la tensión máxima en el pistón, podemos ver que 4000rpm equivalen a 2000 ciclos de carga por minuto, y significaría que el pistón sufriría dicho pico de carga 2000 veces por minuto. Si se escoge una confiabilidad del 99%, querría decir que se registraría un fallo cada 100 ciclos de carga, lo que quiere decir que podríamos confiar en que el motor aguantaría en ésas condiciones durante 3 segundos.

Por la misma lógica, una confiabilidad del 99,9% implica un fallo cada 1000 ciclos, o sea que podríamos confiar en que el motor fallaría a los 30 segundos en dichas condiciones, y para el 99,99%, el tiempo se incrementaría a los 5 minutos. Dado que el motor en principio solamente sufrirá dichas condiciones de tensión durante un instante (unos 2 o 3 segundos, en primera velocidad para salir, de 4000 a 10000rpm para estar seguros) en la salida de las carreras, y que ésta disminuye conforme aumenta el régimen de giro, una confiabilidad del 99,99%, nos dice que el motor podría aguantar unas 100 a 150 salidas. Si el número de motores por temporada y piloto es de 8, habiendo 18 Grandes Premios, cada motor en teoría ha de emplearse entre dos y tres GP.

Si nos vamos al caso peor, 3GP, sabiendo que la salida se suele practicar al final de cada sesión de libres, teniendo 3, al final de la clasificación, y se sale en carrera, tenemos unas 5 salidas por Gran Premio. Se convertirían en 15 salidas por motor en toda su vida. Por tanto, podemos estimar oportuno emplear un coeficiente que quede entre medias de un margen de confiabilidad entre el 99,9% y el 99,99%. El valor escogido, será la media entre 0,753 y 0,702, por tanto tendremos:

$$k_e = 0{,}728$$

El factor de modificación k_f, que depende del tipo de esfuerzo aplicado a la zona crítica, y de la geometría de ésta, puede calcularse mediante la ecuación siguiente [62]:

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \qquad \text{(Ec. F.39)}$$

Siendo parámetros a hallar k_t y q mediante tablas disponibles en la bibliografía. Dichas tablas tratan la tensión nominal calculada por método analítico, para un caso de carga concreto, en una localización concreta, en un modelo concreto.

Podemos ver un ejemplo de tabla para hallar el factor k_t en la figura siguiente:

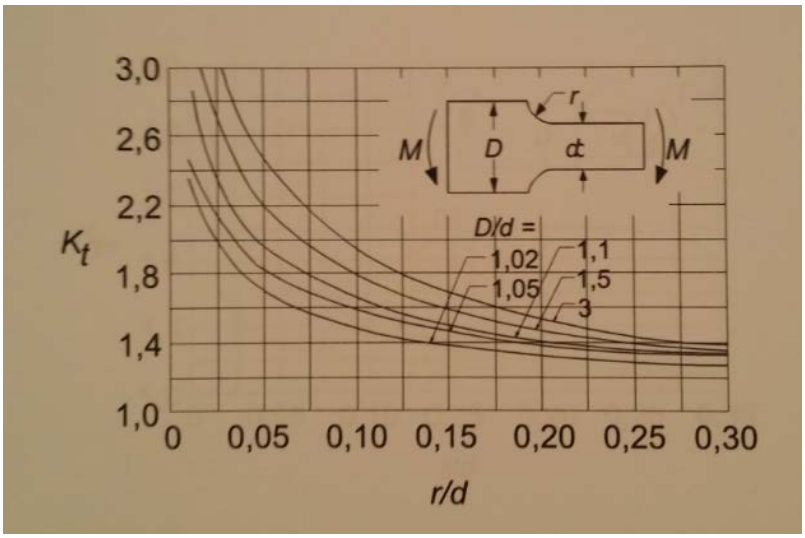


Figura F.93: Factor de concentración de tensiones para una pieza sin giro con cambio de sección realizado mediante un radio de empalme.[62]

Sabiendo que el valor proporcionado por ProE ya tiene en cuenta éste efecto, como puede verse en la figura F.83, generando un valor de cálculo aproximado al real, no será necesario obtener el coeficiente K_f, ya que operaremos la tensión existente mediante valores proporcionados por el cálculo de elementos finitos. Por tanto, éste factor será igual a 1.

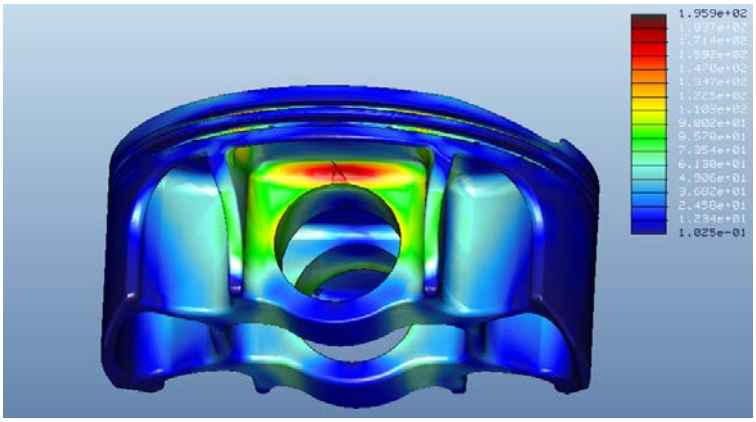


Figura F.83: Vista en ProE de la distribución de tensiones para el pistón a 4000rpm y plena carga.

Tendremos entonces que la resistencia a fatiga para cada caso, siendo el caso a 241MPa el caso 1 y el caso a 192MPa el caso 2, que:

$$S_{f1} = 0{,}9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}728 \cdot \frac{350}{1} = 188{,}04 MPa$$

$$S_{f2} = 0{,}9 \cdot 1 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}728 \cdot \frac{350}{1} = 159{,}83 MPa$$

Dado que sobre los componentes no se aplica una sola carga, sino que existen varios modos de carga, en función del régimen de motor tendremos que estimar los tipos de ciclo que podrá experimentar el componente, para aplicar la Regla de Miner para fatiga acumulada por carga variable. Asumiremos que los modos de carga a estudiar, serán siempre para 100% de carga motor, de tal manera que las tensiones de estudio siempre sean las máximas.

Teniendo la tensión máxima en la zona crítica del pistón para diferentes regímenes de giro del motor, si recuperamos dichos valores, tenemos:

Tabla F.24: Valores de fuerza y tensión máxima y mínima del ciclo para diferentes valores de régimen de giro del motor, para el caso 1.

rpm	Fmax N	Fmin N	tens MPa	comp MPa
4000	1228,3	-52044,5	4,6	-241,0
6000	3416,3	-49865,5	13,4	-240,9
8000	6479,6	-46814,9	27,0	-239,9
10000	10418,1	-42892,7	46,0	-233,0
12000	15231,7	-38099,0	73,0	-224,5
14000	20920,6	-32433,6	112,5	-214,6

Mediante éstos valores de tensión de tracción y compresión, tratándolos como valor máximo el negativo (debido a compresión) y como mínimo el positivo (debido a tracción), y atendiendo a que el valor de tensión en ambos casos corresponde al criterio de Von Mises [61], podemos hallar directamente el valor de los parámetros derivados de la variabilidad de la carga.

Dichos parámetros serán los siguientes [61]:

$$\sigma_A = \left|\frac{\sigma_M - \sigma_m}{2}\right| \quad \text{(Ec. F.40)}$$

$$\sigma_{MED} = \frac{\sigma_M + \sigma_m}{2} \quad \text{(Ec. F.41)}$$

$$R = \frac{\sigma_m}{\sigma_M} \quad \text{(Ec. F.42)}$$

$$A = \frac{\sigma_A}{\sigma_{Med}} \quad \text{(Ec. F.43)}$$

Siendo sigma A el valor de la amplitud de la tensión, sigma MED el valor medio de la tensión para el ciclo, R la relación de esfuerzo, y A la razón de amplitud [61]. Si calculamos éstos parámetros para todos los casos dados en la tabla F.24, tendremos:

Tabla F.25: Valores de parámetros de tensión a fatiga para diferentes regímenes de giro de motor.

rpm	σA	σMED	R	A
4000	122,81	-118,19	-0,02	-1,04
6000	127,15	-113,73	-0,06	-1,12
8000	133,44	-106,45	-0,11	-1,25
10000	139,50	-93,50	-0,20	-1,49
12000	148,74	-75,78	-0,32	-1,96
14000	163,52	-51,03	-0,52	-3,20

Asumiendo que aplicaremos la Regla de Miner en función del porcentaje de ciclos esperado para cada nivel de carga, deberemos construir una hipótesis que nos permita justificar el criterio escogido para la asignación de dichos porcentajes. Si nos fijamos en el tipo de aplicación que tendrá el motor, vemos que será de competición, y por tanto pasará casi toda su vida útil (pongamos un 98% del tiempo) a plena carga y rodando a partir de segunda velocidad.

Si vemos un diagrama de desarrollos de un motor, en el cual podemos ver su uso a plena carga en función de las revoluciones por minuto, la velocidad engranada y la velocidad del vehículo, tendremos que típicamente en una aplicación de competición corresponde a lo siguiente:

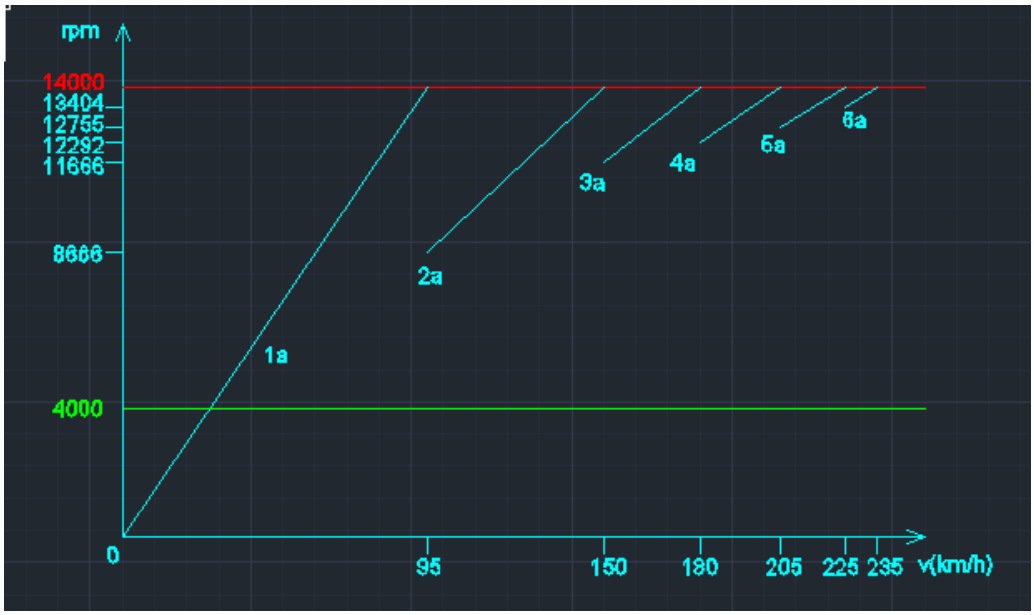


Figura F.95: Dibujo mediante AutoCAD de un diagrama de rpm-velocidad para los desarrollos típicos de caja de cambios de una Moto3 a plena carga.

Tomando como referencia el circuito de Montmeló para observar cómo se distribuye la carga en un motor de Moto3 en condiciones de carrera, podemos observar que éste circuito tiene una forma que presenta una larga recta junto con una contrarrecta, en las cuales se llega a poner 6ª velocidad. La observación de videos de cámaras *onboard* con HUD de velocidad engranada, velocidad de vehículo y régimen motor, nos permite ver que si la vuelta de referencia es de 1:50 en 2015. El tiempo invertido en ambas rectas suma unos 30 segundos, mientras que el 1:20 restante corresponde a tramos intermedios durante los cuales el motor, que nunca baja de 2ª velocidad, llegará como mucho a empalmar la 5ª velocidad.

Asumiendo que de éste 1:20 el 25% (20”) del tiempo son deceleraciones, no contarán como instantes de carga al motor, ya que la tensión en los elementos será debida prácticamente a la inercia de los componentes y no generará niveles de tensión significativos en cuanto al cálculo a fatiga. Tendremos entonces que para una vuelta tipo en un circuito medio (ni muy rápido ni muy lento, Montmeló), el motor irá durante 30 segundos en dos aceleraciones completas desde 2ª a 6ª velocidad, y durante 60 segundos entre 2ª y 5ª velocidad en aceleraciones sucesivas e intermedias.

En base a datos conocidos de la ficha técnica de la Mahindra [69], y a la visualización de videos *onboard* con HUD completo disponibles en motogp.com, hemos podido ver que una Moto3 acelera de 0 a 100 en 3,1 segundos y de 0 a 200 en unos 10. Si contamos con que el 95% del tiempo irá entre 2ª y 6ª velocidad, querrá decir que un desarrollo completo de 2ª a 6ª en recuperación desde 60km/h (velocidad mínima del circuito, se sale desde 2ª) debería llevar unos 14 o 15 segundos según la moto hasta tope de velocidad, unos 235km/h. Contando con 14 segundos en total para una aceleración completa, los tiempos se distribuyen de forma aproximada de la siguiente manera:

Tabla F.26: Distribución en porcentaje para el número de ciclos para cada velocidad engranada.

Velocidad	% t total	Rectas	Inter	% N TOTAL
1ª	2	0	0	2
2ª	98	42	45	43
3ª		21	23	22
4ª		17	18	17
5ª		13	14	13
6ª		7	0	2
TOTAL	90"	30"	60"	100
Porcentaje T		0,333333	0,6667	

Si contamos que el motor acelera de manera que el tiempo que se tarda en alcanzar un régimen determinado desde parado es una función cuadrática que depende del régimen de motor, si la aceleración de 0 a 100 se logra en 3,1 segundos, puede decirse que cuando se llega a 14000rpm el tiempo total es de 3,1 segundos y que se parte de 4000rpm. De tal manera que el rango empieza en 4000 y acaba en 14000rpm.

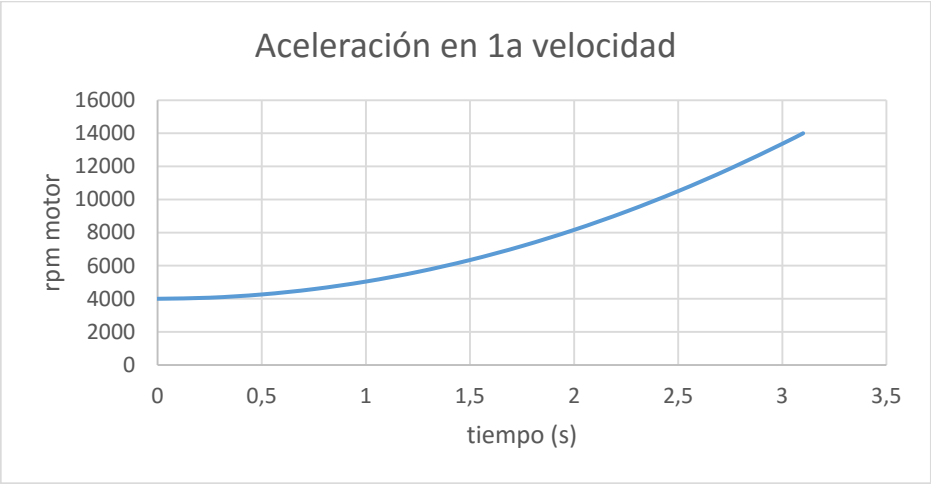


Figura F.96: Diagrama aproximado de aceleración en 1ª velocidad dado tiempo y rpm de motor.

Vemos que el tiempo transcurrido entre niveles de rpm se va reduciendo conforme éstas aumentan, de tal manera que si lo tabulamos, y asignamos el tiempo al valor mínimo del rango (porque tiene una mayor carga), tendremos:

Tabla F.27: Tiempos entre rangos de régimen motor.

Tiempos para una sola velocidad a desarrollo completo						
rpm	1	2	3	4	5	6
4000-6000	1,39	1,66	2,50	4,24	8,06	16,93
6000-8000	0,57	0,69	1,03	1,76	3,34	7,01
8000-10000	0,44	0,53	0,79	1,35	2,56	5,38
10000-12000	0,37	0,45	0,67	1,14	2,16	4,54
12000-14000	0,33	0,39	0,59	1,00	1,90	4,00
TOTAL	3,1	3,7	5,6	9,5	18,0	37,8
ACELERACION	12,63					

Podemos entonces evaluar qué porcentaje respecto del total, representa cada intervalo de régimen motor respecto de cada velocidad engranada, de tal forma que tendremos lo siguiente:

Tabla F.28: Porcentajes de rangos de régimen motor para cada velocidad engranada.

Porcentajes para una sola velocidad a desarrollo completo						
rpm	1	2	3	4	5	6
4000-6000	44,7213595	0	0	0	0	0
6000-8000	18,5241937	0	0	0	0	0
8000-10000	14,2141137	38,673181	0	0	0	0
10000-12000	11,9830522	32,6029997	53,1627112	0	0	0
12000-14000	10,5572809	28,7238193	46,8372888	100	100	100
TOTAL	3,09999959	3,71999951	5,57999927	9,48599875	18,0233976	37,849135
ACELERACION	12,625099					

Combinando las tablas F.28 y F.26, podemos obtener la estimación total de los porcentajes que representa cada nivel de régimen motor, tal y como sigue:

Tabla F.29: Porcentajes totales de rangos de régimen motor.

rpm	1	2	3	4	5	6	TOTAL
4000-6000	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,9
6000-8000	0,004	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,4
8000-10000	0,003	0,167	0,000	0,000	0,000	0,000	17,0
10000-12000	0,002	0,141	0,117	0,000	0,000	0,000	26,0
12000-14000	0,002	0,124	0,103	0,173	0,133	0,022	55,7

Tenemos en azul entonces el porcentaje de uso total de cada rango de régimen motor, y como podemos observar, y por otro lado esperábamos, tenemos un propulsor cuyo uso principal está a partir de 8000rpm, por tanto se usa a medio y alto régimen. Ver dicha distribución de uso, respalda la decisión de adoptar un gran diámetro y unos conductos de admisión eficientes a alto régimen para la admisión.

Si vemos la tabla F.24, nos damos cuenta de que la tensión máxima en el pistón decrece a medida que el régimen motor aumenta, de tal manera que un criterio conservador para escoger el nivel de tensión de cada intervalo, es coger el valor de tensión correspondiente a su límite inferior (mínimas rpm de cada rango). De ésta manera, los modos de carga existentes en el pistón serán los siguientes:

Tabla F.30: Modos de carga a fatiga en el pistón, caso 1.

MODO	σA	σMED	R	A	% ciclos
1	95,64	100,26	0,02	0,95	0,89
2	91,19	104,61	0,07	0,87	0,37
3	84,01	110,99	0,14	0,76	17,02
4	71,70	117,70	0,24	0,61	26,01
5	54,77	127,73	0,40	0,43	55,70

Podemos entonces pasar a realizar el cálculo a fatiga propiamente dicho, acorde a la Regla de Miner. Según Shigley, podemos tratar el problema de dos maneras diferentes. La primera es hallar el valor de S_f mediante los coeficientes modificadores que hemos tratado anteriormente, y con lo cual ya disponemos de dos valores, y la segunda, es modificar S_f mediante un diagrama basado en la experiencia, que presentamos en la figura siguiente:

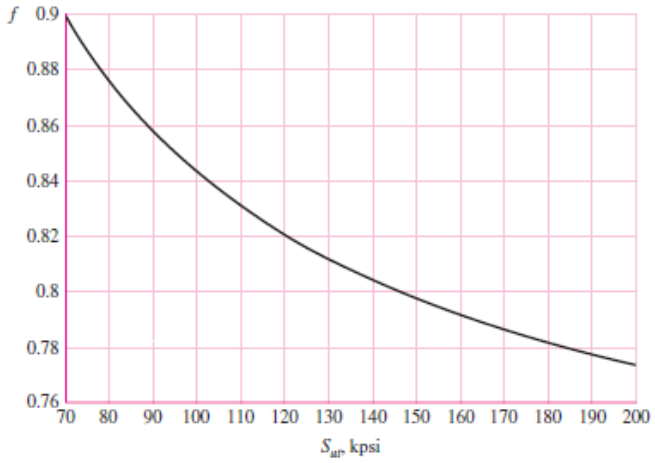


Figura F.96: Diagrama de fracción de resistencia a fatiga.[61]

Éste diagrama, basa el valor de la resistencia a fatiga real de un material, en un factor basado en su resistencia última. Tendremos entonces:

$$S_f = aN^b \quad \text{(Ec. F.44)}$$

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad \text{(Ec. F.45)}$$

$$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad \text{(Ec. F.46)}$$

$$N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{1/b} \quad \text{(Ec. F.47)}$$

Sabiendo que la resistencia última del Aluminio 7034-T6 es de 750MPa, lo cual equivale a aproximadamente 109kpsi, vemos que el factor f será de 0,835 según la figura F.96. S_e adopta dos valores, que serán 113MPa y 160MPa (equivalen a 16,4 y 23,2 kpsi respectivamente) para cada una de las dos ubicaciones críticas a estudiar. Tendremos entonces que los coeficientes a y b de cada caso serán los siguientes:

$$a_1 = \frac{(0{,}835 \cdot 109)^2}{16{,}4} = 505{,}1\ kpsi$$

$$a_2 = \frac{(0{,}835 \cdot 109)^2}{23{,}2} = 357{,}1\ kpsi$$

$$b_1 = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{0{,}835 \cdot 109}{16{,}4}\right) = -0{,}248$$

$$b_2 = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{0{,}835 \cdot 109}{16{,}4}\right) = -0{,}197$$

Dicho criterio se empleará siempre que $\sigma_A > S_A$, y teniendo que éste último parámetro, se puede calcular para el Criterio de Gerber como:

$$S_A = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2 \cdot S_e}\left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot S_e}{r \cdot S_{ut}}\right)^2}\right] \quad \text{(Ec. F.48)}$$

$$r = \frac{\sigma_A}{\sigma_{MED}} \quad \text{(Ec. F.49)}$$

Sabiendo mediante la tabla F.30 que en todos los casos la tensión media es superior a 0, tendremos que S_f puede hallarse para cada modo de carga, así como los parámetros siguientes:

$$S_f = \frac{\sigma_A}{1 - \left(\frac{\sigma_{MED}}{S_{ut}}\right)^2} \quad cuando \quad \sigma_{MED} > 0 \qquad S_e \quad cuando\ \sigma_{MED} > 0 \quad \text{(Ec. F.50)}$$

Si se da el caso de que $\sigma_A < S_A$, o bien , $\sigma_{MED} < 0$, tendremos que $S_f = S_c$, siendo la tensión media de compresión, y no hará falta desarrollar ningún diagrama de fatiga, porque entonces hay vida infinita [61, páginas 297 y 315]. Tendremos entonces, que para los casos de estudio a tratar, todos los parámetros son los siguientes:

Tabla F.31: Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 1.

MODO	σA	σMED	% ciclos	r	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	122,81	-118,19	0,89	-1,04	113,00	178,17	NO	SI	INFINITA
2	127,15	-113,73	0,37	-1,12	113,00	179,39	NO	SI	INFINITA
3	133,44	-106,45	17,02	-1,25	113,00	181,03	NO	SI	INFINITA
4	139,50	-93,50	26,01	-1,49	113,00	182,97	NO	SI	INFINITA
5	148,74	-75,78	55,70	-1,96	113,00	185,03	NO	SI	INFINITA

Podemos ver que para el primer caso de estudio, las tensiones medias son todas de compresión, de tal manera que no existirá fallo a fatiga en ésta zona.

Lo demostraremos desarrollando la Regla de Miner, que dice lo siguiente, cuando se emplean porcentajes respecto de los ciclos totales para cada modo de carga [62]:

$$N = \frac{100}{\frac{\%_1}{N_1} + \cdots + \frac{\%_k}{N_k}} = \frac{100}{\sum_{i=1}^{k} \frac{\%_i}{N_i}} \qquad \text{(Ec. F.51)}$$

Hallándose los valores concretos de N para cada modo de carga mediante la ecuación F.46 y siguiendo los criterios establecidos anteriormente. Tendremos entonces que:

$$N = \frac{100}{\frac{0{,}89}{\infty} + \frac{0{,}37}{\infty} + \frac{17{,}02}{\infty} + \frac{26{,}01}{\infty} + \frac{55{,}7}{\infty}} = \frac{100}{0} = \infty$$

Vemos entonces que el número de ciclos que aguanta la ubicación crítica número 1 es de infinito, demostrando entonces lo dicho justo unas líneas más arriba. El haber escogido dos ubicaciones críticas para el pistón, tiene un motivo fundamental, y es la experiencia. Los pistones suelen fallar por fatiga (propiamente dicho debido a motivos de resistencia) o bien por flexión, o bien por rotura del cierre inferior debido a tracción. Cada una de las tensiones críticas de estudio escogidas corresponde a uno de éstos casos.

El siguiente paso, es estudiar la zona inferior del pistón, donde, recordemos, se dan 192MPa en el peor de los casos, teniendo que, tras revisar los niveles de tensión en la zona para cada modo de carga establecido (por rangos de rpm, usando el límite inferior de cada rango como referencia), e incluyendo la tensión inducida por la inserción de los cojinetes, tendremos que dicha zona o bien está traccionada (cuando el pistón tira del bulón hacia arriba, efecto que se da a altas rpm debido a la fuerza de inercia), o bien podemos asumir que no trabaja, ya que se producen compresiones de pequeña muy magnitud en la zona, pero nos interesa una σ_A lo más grande posible para tener un cálculo seguro, y entonces asumiremos que el nivel mínimo de tensión en la zona es 45MPa (la tensión de montaje de los cojinetes).

Los valores comentados quedan expuestos en la siguiente tabla:

Tabla F.31: Tensiones computables para fatiga en el pistón, caso 2.

rpm	min MPa	max MPa
4000	45	53,63
6000	45	69,01
8000	45	90,53
10000	45	118,20
12000	45	152,03
14000	45	192,00

En éste caso, escogeremos como valor de tensión de cada rango de rpm, el límite superior, porque será el mayor. Tendremos entonces:

Tabla F.32: Parámetros característicos para el estudio de fatiga en el pistón, caso 2.

rpm	σA	σMED	R	A
4000	4,32	49,32	1,19	0,09
6000	12,00	57,00	1,53	0,21
8000	22,76	67,76	2,01	0,34
10000	36,60	81,60	2,63	0,45
12000	53,51	98,51	3,38	0,54
14000	73,50	118,50	4,27	0,62

Y por último, la vida prevista para cada modo de carga en éste caso, puede resumirse en la tabla siguiente:

Tabla F.33: Vida prevista para cada modo de carga a fatiga en el pistón, caso 2.

MODO	σA	σMED	% ciclos	r	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	12,00	57,00	0,89	0,21	12,07	98,17	NO	NO	INFINITA
2	22,76	67,76	0,37	0,34	22,95	122,30	NO	NO	INFINITA
3	36,60	81,60	17,02	0,45	37,04	134,44	NO	NO	INFINITA
4	53,51	98,51	26,01	0,54	54,45	140,87	NO	NO	INFINITA
5	73,50	118,50	55,70	0,62	75,38	144,55	NO	NO	INFINITA

Se da de nuevo vida infinita al ser en todos los casos Sigma A menor a S_A, caso en el cual, recordemos que $S_f=S_c$, remitiéndonos a la referencia a bibliografía inmediatamente anterior.

Tras estudiar a fatiga el pistón en sus dos ubicaciones críticas típicas, podemos establecer que en términos de fatiga su vida es infinita, y que si se produce fallo, será o bien por desgaste, o bien por sobrecalentamiento (que disminuiría su resistencia), o bien por un fallo de la distribución que produjera una interferencia directa entre las válvulas y el pistón.

Los porcentajes de uso de cada modo de carga, para su uso en la Regla de Miner, y el método de cálculo a fatiga en sí, nos servirán como base para todos los cálculos de vida a fatiga sucesivos que vayamos a realizar de aquí en adelante para todos los componentes del motor que lo requieran.

F.8.3: Estudio a fatiga de la biela:

En la biela, si recordamos las figuras F.87 y F.88, podemos ver las zonas críticas de carga que existen para éste componente, y dónde se localizan. En la primera de ambas, podemos ver un valor de tensión de 520MPa como máximo y 60MPa como mínimo en el caso de biela traccionada a 14000rpm, y de 292MPa en el caso de la biela comprimida. Como hemos dicho que para cargas de compresión la vida a fatiga es infinita siempre que no se rebase el límite elástico (que no el caso), y lo que limitará la vida en éste sentido será el cálculo a pandeo que hemos realizado anteriormente. Por tanto, el cálculo a fatiga de la biela se basará en que no rompa por su pie. Para éste nuevo caso de estudio, tendremos entonces que k_a puede hallarse en base a los factores a y b de la tabla 6-2 de Shigley [61] de tal manera que:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b = 1{,}58 \cdot 1035^{-0{,}085} = 0{,}876$$

En cuanto al factor k_b, al tratarse de una zona tensionada de tamaño reducido, podemos asumir que su valor es igual a 1. Para el factor k_c, recordemos que una solicitación en forma de axil sobre la zona crítica de estudio, nos dará un valor de 0,85. En el caso del factor k_d, que depende de la temperatura de trabajo y de la resistencia a fatiga del material en comparación a su resistencia a fatiga a temperatura ambiente, tendremos que:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = \frac{550}{550} = 1$$

Ya que, recordemos, hemos asumido que la resistencia de la aleación de Titanio empleada, no se ve modificada de forma reseñable para la temperatura de trabajo de la zona solicitada. El factor de confiabilidad k_e se mantendrá para un valor prudencial de entre el 99,9 y el 99,99% de las muestras, de tal forma que su magnitud volverá a ser 0,728.

Para volver a hallar el factor k_f, es preciso en primer lugar obtener los parámetros q y k_t de la zona de estudio. Por tanto, para el valor q y según bibliografía [61,62], vemos que si el radio de la entalla es lo suficientemente grande (en nuestro caso, corresponde al radio del agujero del pie de biela, y se da justamente dicha condición), puede asumirse con seguridad que $k_f=k_t$. El valor de k_t, puede obtenerse de la figura siguiente:

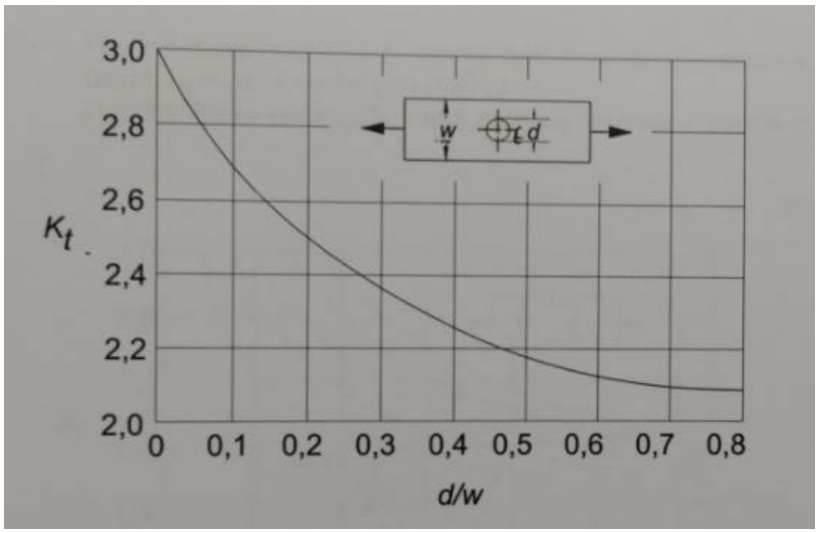


Figura F.97: Diagrama de factor de concentración de tensiones para un elemento agujereado transversalmente, sometido a tracción.[62]

De nuevo, el valor de K_f volverá a ser 1 porque los valores escogidos para la tensión sobre el elemento, corresponden a los proporcionados por ProE, como podemos ver en la figura F.87:

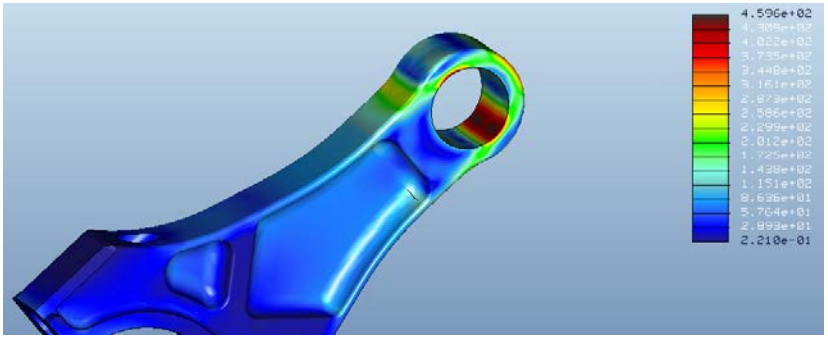


Figura F.87: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la biela debidas a las cargas del mecanismo, para 14000rpm, tracción.

Por lo tanto, podemos hallar la resistencia a fatiga del material para las condiciones dadas aplicando los coeficientes a la resistencia a fatiga básica, como sigue:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}876 \cdot 1 \cdot 0{,}85 \cdot 1 \cdot 0{,}728 \cdot \frac{550}{1} = 298MPa$$

Viendo que la tensión mínima sobre la zona de estudio, se corresponde con el valor de tensión producido por el inserto del cojinete del pie de biela, y sabiendo que los valores de tensión máxima, según el régimen motor, y los parámetros referentes a una situación con tensión variable (mediante ecuaciones F.39 a F.42), son los siguientes:

Tabla F.34: Tensiones y parámetros de tensión variable previstos para la biela.

MODO	Tens m (MPa)	Tens M (MPa)	σA	σMED	R	A	% ciclos
1	60	135,12	37,56	97,56	0,44	0,38	0,89
2	60	202,47	71,24	131,24	0,30	0,54	0,37
3	60	289,07	114,54	174,54	0,21	0,66	17,02
4	60	394,91	167,46	227,46	0,15	0,74	26,01
5	60	520,00	230,00	290,00	0,12	0,79	55,70

Tendremos en cuenta que cada modo de carga corresponde a un intervalo de régimen motor, comenzando por el tramo de 4000 a 6000 rpm y aumentando sucesivamente según el modo de carga, asumiendo que la tensión del intervalo es la máxima, en nuestro caso siendo el valor dado por el límite superior del rango. Por tanto, mediante las ecuaciones F.43 a F.50, podremos aplicar la Regla de Miner para prever la vida del componente. Si sabemos que 1035MPa son aproximadamente 150ksi, tendremos que el factor f, acorde a la figura F.96, será aproximadamente de 0,797.

Sabiendo que la resistencia a fatiga del material que hemos calculado es de 298MPa en la zona de estudio, que equivalen a 43,2ksi, tendremos entonces lo siguiente:

$$a = \frac{(0{,}797 \cdot 150)^2}{43{,}2} = 330{,}8\ kpsi$$

$$b = -\frac{1}{3}\log\left(\frac{0{,}797 \cdot 150}{43{,}2}\right) = -0{,}147$$

Al ser la tensión media siempre superior a 0, tendremos, acorde a la ecuación F.49, la resistencia a fatiga. La resistencia alternativa según el Criterio de Gerber se calcula mediante la ecuación F.47, y la relación entre la tensión alternativa y la media, se calcula mediante la F.48. Dichos parámetros quedan calculados para cada caso en la tabla siguiente:

Tabla F.35: Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en la biela.

MODO	σA	σMED	A	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	37,56	97,56	0,38	0,89	37,90	212,91	NO	NO	INFINITA
2	71,24	131,24	0,54	0,37	72,40	242,48	NO	NO	INFINITA
3	114,54	174,54	0,66	17,02	117,89	255,75	NO	NO	INFINITA
4	167,46	227,46	0,74	26,01	175,95	262,61	NO	NO	INFINITA
5	230,00	290,00	0,79	55,70	249,60	266,57	NO	NO	INFINITA

Podemos ver como para todos los modos de carga, la vida es infinita porque Sigma A no llega a superar la resistencia alternativa de Gerber, Sa. Si aplicamos la Regla de Miner como demostración, tendremos:

$$N = \frac{100}{\frac{0{,}89}{\infty} + \frac{0{,}37}{\infty} + \frac{17{,}02}{\infty} + \frac{26{,}01}{\infty} + \frac{55{,}70}{\infty}} = \frac{100}{0+0+0+0+0} = \frac{100}{0} = \infty\ (Vida\ Infinita)$$

Podremos entonces pasar a estudiar la vida a fatiga del cigüeñal.

F.8.4: Estudio a fatiga del cigüeñal:

La fatiga del cigüeñal, puede estudiarse como un caso similar a los dos anteriores, pero solamente para un modo de carga máxima. Al tratarse de un elemento muy prestablecido dimensionalmente por el equilibrado principalmente, en principio los valores de tensión registrados son bastante pequeños en relación a la resistencia del material del que está construido. Tendremos una tensión máxima de 217,6MPa calculada anteriormente, la cual será considerada alternativa (el valor mínimo es el mismo).

Para unos coeficientes a y b de 1,58 y -0,085 respectivamente, tendremos que el valor de ka, en base a la resistencia última del material, será:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b = 1{,}58 \cdot 1095^{-0{,}085} = 0{,}872$$

Al ser un componente de tamaño reducido en la zona de cálculo, tomaremos k_b=1, siendo k_c al ser la tensión principalmente debida a flexión en la zona de estudio igual a 1. Si suponemos que el cigüeñal trabaja a unos 100ºC de temperatura, vemos que la resistencia del acero no se reducirá de forma sustancial, y podemos asumir que k_d=1, como en el caso de la aleación de Titanio de la biela.

Aumentaremos el factor de confiabilidad al 99,9999% para intentar asegurar que el fallo mecánico no ocurra en éste componente para ninguna condición de trabajo, de tal manera que:

$$k_e = 0{,}620$$

Asumiendo que el cálculo de elementos finitos hecho por ProE nos da un valor de tensión aproximado en la zona crítica de cálculo, que ya tiene en cuenta la concentración de tensiones en la misma, podemos asumir que K_f=1. Tendremos entonces que si el límite de fatiga de un acero puede suponerse como 0,5 veces R_m, que es igual a 1095MPa en nuestro caso, tendremos:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \frac{S_f'}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{1095}{2} = 296MPa$$

Se tiene que para el caso de estudio propuesto, los parámetros principales calculados mediante el método establecido [61] son los siguientes:

Tabla F.36: Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.

MODO	σA	σMED	A	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	217,50	0,50	435,00	100,00	217,50	298,00	NO	NO	INFINITA

Por tanto, al no superar la tensión alternativa a la resistencia a fatiga alternativa del material, calculada para el Criterio de Gerber, la vida del componente es infinita. No es necesario, por otro lado, aplicar la Regla de Miner, ya que solamente hemos considerado un modo de carga, que representa la tensión máxima que deberá soportar el componente. Si resiste a vida infinita éstas condiciones (14000rpm, carga 100%, tensión máxima), es inherente que resistirá todo el resto de solicitaciones que se den para otros regímenes de giro y carga motor.

F.8.4: Estudio a fatiga del contrarrotante:

El contrarrotante, será un elemento en el cual la variación de la tensión vendrá dada por los cambios de velocidad en el motor. Esto se explica ya que la tensión proviene de la masa excéntrica y ésta es directamente proporcional a la velocidad de giro del elemento. Para velocidad constante, la tensión es constante, y ésta solamente va a variar cuando haya cambios de velocidad. El cambio más de velocidad más abrupto que se registra en el motor, para las condiciones más severas en cuanto a las solicitaciones mecánicas, si revisamos la figura F.95, se darán cuando se cambie de 1ª a 2ª velocidad, ya que al emplear el motor un sistema quickshifter, dicho cambio de velocidad es casi instantáneo.

Si contamos como un ciclo para fatiga cada cambio de marcha que se registre en el motor, y solamente contamos aquél cambio de marcha más severo en cuanto a tensiones generadas, asumiendo que el motor pasa de ir a 14000rpm, a ir a 8666, podemos obtener la tensión máxima y mínima del ciclo de carga, de tal manera que:

$$\sigma_M = 140MPa \quad \sigma_m = 86{,}66MPa$$

Podemos obtener los factores de reducción de la resistencia del material, si los consideramos iguales a los del cigüeñal, salvo por el caso de kc, que será igual a 0,85 al deberse la tensión a una carga axil generada por la fuerza excéntrica que experimenta la masa respecto del árbol que la sostiene. Tendremos entonces:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 0{,}85 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{1095}{2} = 251{,}6MPa$$

Si tomamos las condiciones correspondientes al ciclo de carga propuesto, nos encontramos con lo siguiente:

Tabla F.37: Parámetros calculados y vida prevista para cada modo de carga en el cigüeñal.

MODO	σA	σMED	A	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	26,67	113,33	0,24	100,00	26,99	163,58	NO	NO	INFINITA

De nuevo, al ser la tensión alternativa, menor a la resistencia a fatiga alternativa del material, podremos considerar que la vida del componente es infinita, dándolo por validado respecto a su resistencia.

F.8.5: Conclusiones de los estudios a fatiga de los elementos:

Tras realizar los cálculos de vida a fatiga de los elementos del mecanismo principal, podemos concluir que la vida de todos ellos es infinita, y que por tanto no deberían existir fallos mecánicos si el motor trabaja dentro de las condiciones nominales establecidas. Casos de sobrerrégimen, o bien un desajuste en la distribución, podrían producir fallos mecánicos por interferencia entre las válvulas y el pistón, o simplemente si el motor se sobrecalienta, las resistencias de cálculo para condiciones normales no valdrían y seguramente existiría fallo mecánico.

La conclusión fundamental es entonces que los componentes estudiados primeramente a carga estática, y posteriormente a fatiga, quedan validados en términos de resistencia mecánica ante las solicitaciones esperadas para cada uno.

F.9. Cálculo de engranajes del mando del contrarrotante:

Para el cálculo de verificación de las ruedas dentadas, tanto para el caso de los piñones de mando del contrarrotante, como para el caso del piñón de mando del embrague, emplearemos el modelo teórico desarrollado en el manual de diseño de elementos de máquinas de K.H Decker.[77]

Tomaremos un contacto lubricado entre ambos elementos, con el propio aceite del motor en condiciones óptimas, para realizar todos los cálculos de resistencia y comprobación que sean pertinentes para el caso de estudio.

Partimos de la base de una distancia entre ejes de 86mm entre el contrarrotante y el cigüeñal, nos queda impuesto que el radio primitivo de ambas ruedas dentadas (que serán iguales) deberá ser de 43mm. Para un valor de módulo de 2, tenemos 43 dientes en la periferia de ambas ruedas. Dado que los dientes son rectos, y están tallados mediante perfiles de evolvente, podemos calcular la fuerza periférica nominal como:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} \qquad \text{(Ec. F.52)}$$

Donde T_1 es el par nominal a transmitir por la rueda dentada en N·m, y r_1 es el radio primitivo de la rueda dentada, en m. En el contrarrotante, los mayores esfuerzos de torsión, y por lo tanto sobre los engranajes de mando, se producen para la mayor aceleración angular en el conjunto. Asumiendo que la máxima aceleración angular que experimenta el sistema es en los cambios de marcha, y que mediante un sistema *quickshifter*, un cambio de marcha se realiza de manera efectiva en aproximadamente 0,05 segundos, para el cambio de marcha de 1ª a 2ª, donde se produce el salto más grande de velocidad, pasaríamos de 14000 a 8666 rpm a

pleno rendimiento en el tiempo establecido. Si convertimos dichas unidades a rad/s, podemos hallar la aceleración angular media para un cambio como:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{(14000 - 8666) \cdot \frac{2\pi}{60}}{0{,}05} = \frac{558{,}57}{0{,}05} = 11171{,}5\ rad/s^2$$

Si recordamos que el momento sobre el contrarrotante equivale a la relación expresada en la ecuación F.32, y recuperando el valor de la inercia del componente, y sumándole el momento de inercia del contrarrotante, tendremos que la inercia total, y el par motor necesario para mover el conjunto en condiciones de aceleración angular máxima será:

$$I_T = 2{,}3056 \cdot 10^{-5} + 3{,}96 \cdot 10^{-5} = 6{,}2656 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$$

$$T_1 = I_T \alpha = 6{,}2656 \cdot 10^5 \cdot 11171{,}5 = 0{,}6999\ N \cdot m \approx 0{,}7 N \cdot m$$

Por tanto, podemos hallar la fuerza periférica como:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} = \frac{0{,}7}{0{,}001 \cdot 43} = 16{,}28 N$$

F.9.1: Cálculo de la tensión en la base del diente:

Podemos calcular los primeros parámetros para las ruedas dentadas, en base a las ecuaciones propuestas en bibliografía. Tendremos, para la fuerza específica de trabajo en el círculo primitivo:

$$w = \frac{F_t}{b} K_1 \qquad \text{(Ec. F.53)}$$

Donde F_t es la fuerza periférica recién calculada, b es la anchura del diente en mm, y K_1 es un coeficiente de trabajo asignado mediante la tabla 125 del manual de diseño [77]. Para una máquina de fuerza que esté compuesta por uno o más émbolos, en el caso de ser monocilíndrica, y con un accionamiento que genera carga alternativa en la zona de contacto (nuestro caso, porque el contrarrotante gira y la dirección del vector de fuerza centrífuga es rotante), tendremos un factor de 2,25. Tendremos pues, para un ancho de 11mm en la zona de los dientes, que el valor de dicha fuerza será:

$$w = \frac{16{,}28}{11} 2{,}25 = 3{,}33 N/mm$$

Las fuerzas dinámicas adicionales, que se introducen al sistema por los errores de dentado, son tomadas en cuenta mediante el coeficiente K_v, y entonces la fuerza específica de la carga en el círculo primitivo se calcula de la siguiente manera:

$$w_t = w \cdot K_v \qquad \text{(Ec. F.54)}$$

Dicho factor, se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \cdot v \qquad \text{(Ec. F.55)}$$

Siendo c_q el índice de fuerza en relación al dentado, w la fuerza específica de trabajo calculada anteriormente, C_F el coeficiente de carga, y v la velocidad periférica del círculo primitivo en m/s, calculable como d·π·n siendo n el régimen en rpm. La tabla empleada para hallar los coeficientes es la siguiente:

Calidad de dentado			4	5	6	7	8	9	10	11	12
c_q N/mm			13	17	22	29	37	48	63	81	106
$w+c_q$ N/mm	Coeficiente de carga C_F para v en m/s										
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
50	0,057	0,056	0,056	0,046	0,034	0,029	0,026	0,021	0,019	0,019	0,016
100	0,05	0,049	0,048	0,041	0,034	0,03	0,027	0,024	0,021	0,019	0,018
200	0,038	0,038	0,038	0,03	0,027	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,02
300	0,033	0,03	0,025	0,024	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021	0,021
400	0,031	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,022	0,022
500	0,03	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1000	0,03	0,029	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1200	0,029	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023

Figura F.98: Tabla para obtener el índice de fuerza y el coeficiente de carga.[77]

Para un mecanizado fino, la calidad del dentado estará entre 4 y 5. Asumiendo una calidad de 5, tendremos que c_q es de 17N/mm. Sabiendo que w es de 3,33, tendremos que $w+c_q$ es de 20,33. La velocidad periférica será de:

$$v = 0{,}086 \cdot \pi \cdot \frac{14000}{60} = 63{,}04 m/s$$

Tendremos entonces que cogiendo la columna de la derecha, con la fila de abajo ($w+c_q<50$, v>20m/s), el valor del coeficiente C_F es de 0,016.

Si aplicamos la ecuación F.54, podremos hallar el factor dinámico, y como conocemos todas las variables, tenemos:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \cdot v = 1 + \left(1 + \frac{17}{3{,}33}\right) 0{,}016 \cdot 63{,}04 = 7{,}157$$

Y entonces la fuerza específica de la carga se convertirá en:

$$w_t = w \cdot K_v = 3{,}33 \cdot 18{,}04 = 23{,}84\ N/mm$$

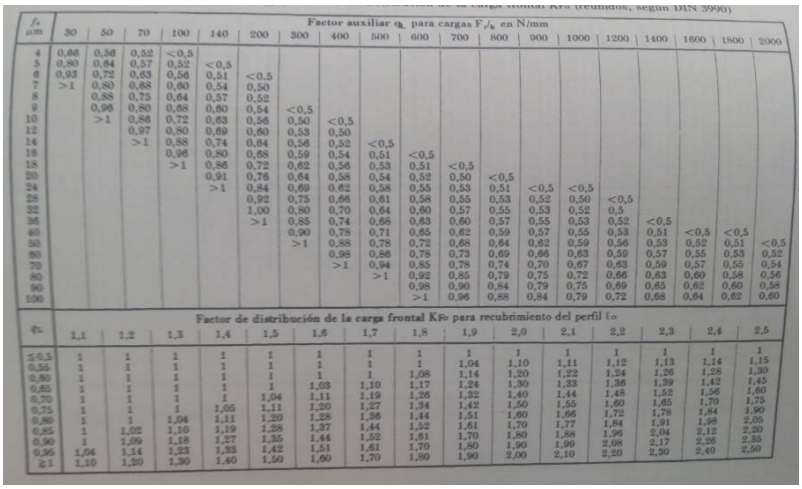
La fuerza periférica específica en el círculo primitivo, puede calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$w_{Ft} = w_t \cdot K_{F\alpha} \qquad \text{(Ec. F.56)}$$

Siendo w_t la fuerza específica de la carga, y $K_{F\alpha}$ el factor de distribución de carga frontal. Dicho factor, depende del error del engrane, que según la Norma DIN 867, para una d de 86mm, con un módulo de 2, debería ser de 4μm si la calidad del dentado es de 5. Según la tabla 131 del manual de diseño [77], tenemos que el valor para el aparejamiento será:

$$f_e = 1 \cdot f_{pe} = 1 \cdot 4 = 4\mu m$$

Sabiendo que F_t/b será de 16,28/11, o sea de 1,48, podremos entrar a la siguiente tabla:



f_e μm	Factor auxiliar q_L para cargas F_t/b en N/mm																	
	30	50	70	100	140	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000
4	0,66	0,58	0,52	<0,5															
5	0,80	0,64	0,57	0,52	<0,5														
6	0,93	0,72	0,63	0,58	0,51	<0,5													
7	>1	0,80	0,68	0,60	0,54	0,50													
8		0,88	0,75	0,64	0,57	0,52													
9		0,96	0,80	0,68	0,60	0,54	<0,5												
10		>1	0,86	0,72	0,63	0,56	0,50	<0,5											
12			0,97	0,80	0,69	0,60	0,53	0,50											
14			>1	0,88	0,74	0,64	0,56	0,52	<0,5										
16				0,96	0,80	0,68	0,59	0,54	0,51	<0,5									
18				>1	0,85	0,72	0,62	0,56	0,53	0,51	<0,5								
20					0,91	0,76	0,64	0,58	0,54	0,52	0,50	<0,5							
24					>1	0,84	0,69	0,62	0,58	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5					
28						0,92	0,75	0,66	0,61	0,58	0,55	0,53	0,52	0,50	<0,5				
32						1,00	0,80	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	0,5				
36						>1	0,85	0,74	0,68	0,63	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	<0,5			
40							0,90	0,78	0,71	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5	
50							>1	0,88	0,78	0,72	0,68	0,64	0,62	0,59	0,56	0,53	0,52	0,51	<0,5
60								0,98	0,86	0,78	0,73	0,69	0,66	0,63	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52
70								>1	0,94	0,85	0,78	0,74	0,70	0,67	0,63	0,59	0,57	0,55	0,54
80									>1	0,92	0,85	0,79	0,75	0,72	0,66	0,63	0,60	0,58	0,56
90										0,98	0,90	0,84	0,79	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58
100										>1	0,96	0,88	0,84	0,79	0,72	0,68	0,64	0,62	0,60

q_L	Factor de distribución de la carga frontal $K_{F\alpha}$ para recubrimiento del perfil ε_α																	
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5			
≤0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
0,55	1	1	1	1	1	1	1	1	1,04	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15			
0,60	1	1	1	1	1	1	1	1,08	1,14	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30			
0,65	1	1	1	1	1	1,03	1,10	1,17	1,24	1,30	1,33	1,36	1,39	1,42	1,45			
0,70	1	1	1	1	1,04	1,11	1,19	1,26	1,32	1,40	1,44	1,48	1,52	1,58	1,60			
0,75	1	1	1	1,05	1,11	1,20	1,27	1,34	1,42	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75			
0,80	1	1	1,04	1,11	1,20	1,28	1,36	1,44	1,51	1,60	1,66	1,72	1,78	1,84	1,90			
0,85	1	1,02	1,10	1,19	1,28	1,37	1,44	1,52	1,61	1,70	1,77	1,84	1,91	1,98	2,05			
0,90	1	1,09	1,18	1,27	1,35	1,44	1,52	1,61	1,70	1,80	1,88	1,96	2,04	2,12	2,20			
0,95	1,04	1,14	1,23	1,33	1,42	1,51	1,61	1,70	1,80	1,90	1,99	2,08	2,17	2,26	2,35			
≥1	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50			

Figura F.99: Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal.[77]

Dicha tabla, va acorde a la Norma DIN 3990, y nos devuelve un valor de q_L de 0,66. Tendremos que hallar el recubrimiento del perfil, mediante la ecuación siguiente:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - sen\ \alpha_w \cdot a}{p_e} \qquad \text{(Ec. F.57)}$$

Siendo los radios a los radios de cabeza, y los radios b los de base. Al ser de igual magnitud ambos, tendremos que ambas raíces serán iguales. El ángulo de engrane en servicio, se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$\cos \alpha_w = \frac{r_1 + r_2}{a} \cos \alpha \qquad \text{(Ec. F.58)}$$

Si la distancia entre ejes es a, y corresponde a 86mm, siendo los radios iguales a 43mm, sabemos que el ángulo de engrane en servicio es igual al ángulo de engrane correspondiente a la forma de los dientes. Tomando para éste último 20º, que es el valor normal para ruedas dentadas en la aplicación que estamos estudiando, tendremos que el ángulo de engrane en servicio será de 20º. Calculando el paso del engrane como:

$$p_e = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha \qquad \text{(Ec. F.59)}$$

Tendremos entonces, para nuestro caso, donde m es el módulo y multiplicado por π corresponde al paso de los dientes, que dicho parámetro es igual a:

$$p_e = 2 \cdot \pi \cdot \cos 20 = 5{,}90mm$$

Podemos calcular el radio de base de ambas ruedas como:

$$r_b = 0{,}5 \cdot d \cdot \cos \alpha \qquad \text{(Ec. F.60)}$$

Siendo éste para los dos casos, entonces:

$$r_b = 0{,}5 \cdot 86 \cdot \cos 20 = 40{,}407mm$$

El radio del círculo de cabeza de las ruedas, puede hallarse mediante la ecuación siguiente:

$$r_a = 0{,}5 \cdot \left(2a - d_f - 2c\right) \qquad \text{(Ec. F.61)}$$

Siendo a la distancia entre ejes, d_f el diámetro del círculo del pie, y c un valor que es de 0,2mm según bibliografía. El diámetro del círculo del pie, se puede calcular mediante la ecuación siguiente:

$$d_f = d + 2x \cdot m - 2h_f \qquad \text{(Ec. F.62)}$$

Siendo h_f=1,2·m según bibliografía y x un valor de 0,8 según la Norma DIN 3992, figura 357 de la bibliografía consultada [77], si queremos una buena resistencia en la zona del pie del diente y de los flancos, juntamente con un buen equilibrio del engrane, que en total suma 86 dientes. Tendremos entonces:

$$d_f = 86 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 2 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 2 = 84{,}4mm$$

Y entonces podremos calcular el radio de la cabeza de las ruedas, mediante la ecuación F.60, de tal manera que:

$$r_a = 0{,}5 \cdot (2 \cdot 86 - 84{,}4 - 2 \cdot 0{,}2) = 43{,}6mm$$

Con todos los parámetros calculados, podemos obtener el recubrimiento del perfil como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - sen\ \alpha_w \cdot a}{p_e} = \frac{2 \cdot \sqrt{43{,}6^2 - 40{,}407^2} - \sin 20 \cdot 86}{5{,}90} = 1{,}132$$

De tal forma que para una q_L de 0,66, obtenemos un valor de $K_{F\alpha}$ de 1,00.

Recuperando la ecuación F.55, podemos establecer entonces que:

$$w_{Ft} = w_t = 23{,}84\ N/mm$$

Podemos calcular el esfuerzo de flexión en el pie del diente de ambas ruedas como:

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \qquad \text{(Ec. F.63)}$$

Siendo Y_F el factor de forma del diente, según la tabla 133 de la bibliografía consultada [77], que se basa en la Norma DIN3990. Y_ε corresponde al factor de carga parcial, y es igual a la inversa del recubrimiento del perfil calculado mediante la ecuación F.56. El factor Y_β es igual a 1 para engranajes de dientes rectos. Por tanto, sabiendo que x=0,8 en nuestro caso, podemos hallar Y_F con el número de dientes, que será de 2,077. Tendremos entonces:

$$\sigma_F = \frac{23{,}84}{2} \cdot 2{,}077 \cdot \frac{1}{1{,}132} \cdot 1 = 21{,}87 MPa$$

Empleamos para los piñones, un acero según DIN17200, con denominación 42 Cr Mo 4, Nitrurado con gas, con un límite de presión de Hertz de 1220MPa, límite a fatiga de 430MPa, y límite de tensión estática de 1450MPa. No se ha superado el valor de referencia para el material a carga estática, que es de 1450MPa.

F.9.2: Estudio de la resistencia a fatiga de la base de los dientes:

Podremos entonces encontrar el factor de seguridad contra la rotura a fatiga, como sigue:

$$S_F = \frac{\sigma_{FD} \cdot Z_R \cdot Y_S}{\sigma_F} \qquad \text{(Ec. F.64)}$$

Siendo sigma FD equivalente a la resistencia a fatiga para la tensión en el pie del diente, obtenible mediante la tabla 134 de la bibliografía [77], y que para un acero AISI4150 nitrurado mediante gas, es de 430MPa. Si el esfuerzo es alternativo, en el caso de ruedas intermedias, deberá cogerse 0,7 veces dicho valor. Éste criterio nos servirá como información por si se diese el caso en nuestro motor. Para el caso de estudio actual, solamente se cuenta con dos ruedas, o sea que no existe dicha naturaleza alternativa y cogeremos 430MPa.

El valor de Z_R es de 0,95 para un acabado limpio, y el factor Y_S, que es el factor de entalladura en el radio de redondeo del pie, cogeremos 0,95 para cubrirnos en salud (porque permite radios de empalme menores a 0,25·m).

Por tanto, el factor de seguridad a fatiga en el pie del diente, lo calculamos mediante la ecuación F.63, y será de:

$$S_F = \frac{\sigma_{FD} \cdot Z_R \cdot Y_S}{\sigma_F} = \frac{430 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{21{,}87} = 17{,}74$$

Valores superiores a 1,6 son válidos para engranajes de marcha permanente, y valores superiores a 3,0 son aceptables cuando dicha marcha permanente no es a par constante, sino que existen impactos, como en el caso por ejemplo de un compresor de pistón o de un motor monocilíndrico.

F.9.3: Estudio de la resistencia a rotura de los flancos:

Para evaluar la resistencia de los flancos, y evitar la aparición de picaduras por el contacto incorrecto entre los dientes, evaluaremos la presión máxima aplicable, conocida como Presión de Hertz [77].

En primer lugar, calcularemos la fuerza periférica específica, mediante la ecuación siguiente:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} \qquad \text{(Ec. F.65)}$$

Sabiendo que el recubrimiento del salto para un engranaje recto es 0, mediante la siguiente tabla de la Norma DIN3990, podemos obtener el valor del factor de recubrimiento Zε y con él obtendremos $Z_{H\alpha}$.

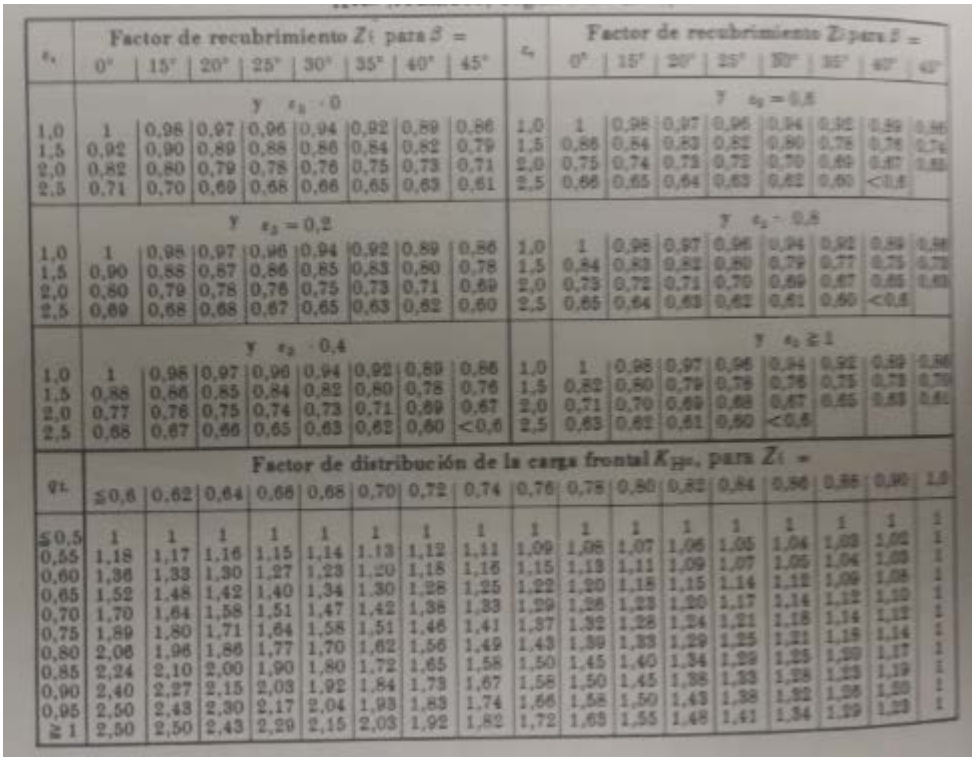


Figura F.100: Tabla para obtener el factor de distribución de carga frontal (2).[77]

Tendremos entonces que para un valor de 0 grados en β, y con εβ=0, que el factor de recubrimiento Zε es de aproximadamente 0,99 para nuestra εx. Para nuestra qL de 0,66, tendremos que K_{Hz} será de 1,01, y por tanto:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} = 23{,}84 \cdot 1{,}01 = 24{,}078 N/mm$$

Se tendrá entonces que la Presión de Hertz puede definirse mediante la ecuación siguiente:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \qquad \text{(Ec. F.66)}$$

Siendo d_1 el diámetro primitivo de la circunferencia de la rueda pequeña, u la relación de dientes entre ambas ruedas, Z_H el factor de forma, según la tabla 136 de la bibliografía [77], Z_M el factor de material, según la tabla 137 de la bibliografía, y Z_ε el hallado anteriormente como factor de recubrimiento. La relación de dientes en éste caso será de 1, y los factores hallados serán respectivamente 1,70, 272, y 0,99, y por tanto la Presión de Hertz en el punto de rodadura será la siguiente:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{24{,}078}{86} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot 1{,}70 \cdot 272 \cdot 0{,}99 = 342{,}55 MPa$$

El factor de seguridad contra la formación de picaduras en las ruedas dentadas, puede calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$S_H = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_H} \qquad \text{(Ec. F.67)}$$

Siendo el valor de sigma HD obtenible mediante la tabla 134 de la bibliografía [77] y devolviendo un valor de 1220MPa para nuestro acero. K_L toma un valor de 1 si la lubricación es correcta, y Z_R adopta un valor de 1 si los flancos tienen un acabado fino, y si no, vale 0,95.

Adoptando un criterio conservador, calculamos el valor del coeficiente de seguridad como:

$$S_H = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1220 \cdot 1 \cdot 0{,}95}{342{,}55} = 3{,}38$$

Según el autor del manual de diseño [77], un valor superior a 1,25 es aceptable para ruedas dentadas de más de 20 dientes, a vida infinita, y por tanto, podemos dar por buenas las dimensiones, el módulo y el número de dientes escogido para ambas ruedas del contrarrotante, tanto la engranada al cigüeñal que hace de conductora, como para la engranada al contrarrotante mismo, que hace de conducida. Por tanto podemos ver que aunque la vida a fatiga parezca sobredimensionada, la seguridad respecto de las presiones superficiales en los flancos no está tan holgada y el dimensionamiento puede darse por bueno.

F.10. Cálculo de engranajes del mando del embrague:

El primer factor limitante para el diseño del conjunto de engranajes que transmitirán la potencia desde el cigüeñal hacia el embrague, es el embrague a escoger para incorporarlo a la motocicleta. En nuestro caso, vamos a emplear un embrague Suter, modelo Para calcular éste conjunto de dos ruedas dentadas, del mismo tipo que las anteriores, vamos a partir de los siguientes datos para realizar un cálculo de comprobación:

- Distancia entre ejes: 102mm
- Diámetro primitivo 1: 81mm
- Diámetro primitivo 2: 123mm
- Módulo de los dientes de partida: 3
- Anchura de los dientes: 12mm

Sabremos entonces que:

- Número de dientes 1: 81/3=27 dientes
- Número de dientes 2: 123/3=41 dientes
- Paso 1: 3π
- Paso 2: 3π
- Relación del número de dientes: u=z2/z1=41/27=1,518

Podemos recuperar el valor de par máximo esperado para el motor, que es de 29,41N·m, y emplearlo para calcular la fuerza periférica nominal como:

$$F_{t1} = \frac{29{,}41}{0{,}001 \cdot \frac{81}{2}} = 726{,}17N$$

La fuerza específica de trabajo del círculo primitivo, la hallaremos de la siguiente forma:

$$w = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 = \frac{726{,}17}{12} 1{,}75 = 105{,}9 N/mm$$

Recordemos que el coeficiente K1 sacado de la tabla 125 de la bibliografía, será de 1,75 para la aplicación en la que estamos trabajando en éste caso. Sabiendo lo siguiente:

$$f_e = 1 \cdot f_{pe} = 4\mu m$$

Para el caso de piñón contra piñón de acero, y calidad del dentado de grado 5 según la Norma DIN3962. Podemos obtener el factor siguiente de forma directa, al conocer la calidad del dentado, según la tabla 130 de la bibliografía [77]:

$$c_q = 17mm$$

$$v = 0{,}081 \cdot \pi \cdot \frac{14000}{60} = 59{,}37\ m/s$$

$$w + c_q = 105{,}9 + 17 = 122{,}9 \approx 123 N/mm$$

Tendremos entonces que el coeficiente de carga C_F será de 0,018. Podremos calcular entonces el factor dinámico K_v como:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{17}{105{,}9}\right) 0{,}018 \cdot 59{,}37 = 2{,}240$$

De tal manera que la fuerza específica de la carga se transformará en:

$$w_t = w \cdot K_v = 105{,}9 \cdot 2{,}240 = 237{,}25\ N/mm$$

Sabiendo que Ft/b es de 60,51, tendremos que el coeficiente auxiliar qL para f_e en éste caso, será de 0,54.

Si tenemos que el paso de engrane puede calcularse de la manera siguiente:

$$p_e = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20 = 8{,}856mm$$

Pueden calcularse los radios de base de ambas ruedas dentadas como:

$$r_{b1} = 0{,}5 \cdot d_1 \cdot \cos \alpha = 0{,}5 \cdot 81 \cdot \cos 20 = 38{,}057\, mm$$

$$r_{b2} = 0{,}5 \cdot d_2 \cdot \cos \alpha = 0{,}5 \cdot 81 \cdot \cos 20 = 57{,}79\, mm$$

Hallaremos entonces los diámetros del círculo del pie de ambas ruedas como:

$$d_{f1} = d_1 + 2x \cdot m - 2h_f = 81 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 3 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 3 = 78{,}6mm$$

$$d_{f2} = d_1 + 2x \cdot m - 2h_f = 123 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 3 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 3 = 120{,}6mm$$

Recordando que la altura del diente hf es 1,2·m y que x=0,8 según bibliografía para un diente resistente a la par que bien equilibrado. Los radios “a” serán entonces:

$$r_{a1} = 0{,}5(2 \cdot 102 - 120{,}6 - 2 \cdot 0{,}2) = 41{,}5mm$$

$$r_{a2} = 0{,}5(2 \cdot 102 - 78{,}6 - 2 \cdot 0{,}2) = 62{,}5mm$$

Obtendremos entonces el recubrimiento del perfil como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{41{,}5^2 - 38{,}057^2} + \sqrt{62{,}5^2 - 57{,}79^2} - \sin 20 \cdot 102}{8{,}856} = 1{,}234$$

Adoptando entonces el factor $K_{F\alpha}$ un valor de 1,00, con una qL, recordemos, de 0,54, mediante la tabla 132 de la bibliografía [77]. Será entonces:

$$w_{Ft} = w_t = 237{,}25N/mm$$

Podemos entonces calcular la tensión en el diente de cada rueda dentada, de la manera siguiente:

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{F1}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{237{,}25}{3} \cdot 2{,}00 \cdot \frac{1}{1{,}234} \cdot 1 = 128{,}17MPa$$

Se obtiene el primer parámetro para 27 dientes y x=0,8mm, el segundo es la inversa del recubrimiento del perfil, y el tercero es 1 para engranajes rectos. En la rueda dentada 2, podemos obtener la tensión mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \qquad \text{(Ec. F.68)}$$

Por tanto, dicho valor de tensión será calculado y corresponderá a:

$$\sigma_{F2} = 128{,}17 \cdot \frac{2{,}01}{2{,}00} = 128{,}81 MPa$$

Empleamos para los piñones, también en éste caso, un acero según DIN17200, con denominación 42 Cr Mo 4, Nitrurado con gas, con un límite de presión de Hertz de 1220MPa, límite a fatiga de 430MPa, y límite de tensión estática de 1450MPa. No se ha superado el valor de referencia para el material a carga estática, que es de 1450MPa, en ninguno de los casos.

Habiendo obtenido el parámetro Y_{F2} mediante x=0,8mm, y Z=41 dientes, de la tabla 133 de la bibliografía [77], de la misma manera que se obtuvo Y_{F1}. Podemos ahora calcular las seguridades contra el fallo por fatiga, de la siguiente manera, ya que mantenemos parámetros respecto del cálculo de los engranajes del contrarrotante:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FD} \cdot Z_R \cdot Y_S}{\sigma_F} = \frac{430 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{128{,}17} = 3{,}03$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FD} \cdot Z_R \cdot Y_S}{\sigma_F} = \frac{430 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{128{,}81} = 3{,}01$$

En ambos casos obtenemos un coeficiente de seguridad adecuado y suficiente para la aplicación para la cual están pensados los engranajes a construir.

En cuanto a la rotura de los flancos, deberemos calcular la fuerza periférica específica mediante la ecuación F.64. El factor de recubrimiento Zε resulta ser de 0,96 para las condiciones de diseño, y se obtiene mediante la tabla 135 de la bibliografía [77]. Sabiendo que qL es de 0,54, podemos obtener el factor $K_{H\alpha}$ de la misma tabla, dando un valor de 1,01. Por tanto, tendremos:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} = 237{,}25 \cdot 1{,}01 = 239{,}62\ N/mm$$

Podremos entonces hallar la Presión de Hertz en los flancos de los dientes en contacto, de la manera siguiente:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{239{,}62}{81} \cdot \frac{1{,}518+1}{1{,}518}} \cdot 1{,}64 \cdot 272 \cdot 0{,}96 = 848{,}62 MPa$$

Siendo los parámetros escogidos de la misma manera que para el cálculo de los engranajes de mando del contrarrotante. Tendremos entonces que la seguridad ante la formación de picaduras en los flancos, será para cada rueda dentada de:

$$S_{H1} = S_{H2} = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1220 \cdot 1 \cdot 0{,}95}{848{,}62} = 1{,}37$$

Al darse un valor de más de 1,25, y sabiendo que en ambos casos el número de dientes es superior a 20, sabemos que el diseño es adecuado porque superamos el factor de seguridad de referencia. Por tanto, podemos dar las dimensiones y el diseño de los engranajes del mando del embrague por correcto.

F.11. Diseño del bloque motor:

Para el bloque, vamos a optar por una camisa de acero AISI4150, insertada a serraje en el bloque de Aluminio. Es obvio que la camisa, o bien la parte del bloque que queda en contacto con el pistón y con los gases de las explosiones, debe ser de acero o de algún metal con buen comportamiento ante la temperatura, ya que si fuese de Aluminio se fundiría la camisa con el pistón. Por ello, hemos llevado a cabo un diseño en el cual existe dicha camisa, y además se incorporan centradores, hueco para la cadena de distribución, juntas y una entrada simple de agua en el bloque, proveniente de forma directa desde la impulsión de la bomba de agua. El resultado, puede verse en la siguiente figura:

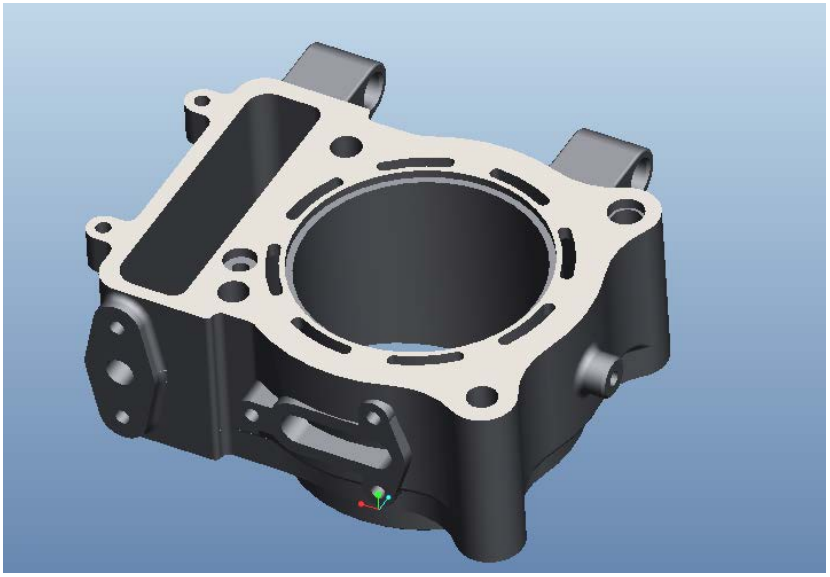


Figura F.101: Vista en ProEngineer del bloque motor.

Podemos ver también cómo el bloque efectuará las veces de soporte para el tensor de la cadena de distribución, que va puesto en el hueco del bloque especialmente destinado para dicho cometido.

Se ha previsto un soporte para atornillar el sensor de picado del motor, ya que éste lee las vibraciones del componente mediante un acelerómetro, detectando si la combustión se da en el momento ordenado por la chispa, o sin embargo se producen combustiones espontáneas antes o después del punto de encendido prefijado. El picado es detectable para dicho sensor, dado que se transmiten vibraciones por todo el bloque y por todo el motor en general, a frecuencias mucho mayores a las que opera el motor. Por tanto, ubicar el sensor lo más cerca posible de la explosión, nos permite una respuesta más rápida sobre el punto de encendido y de inyección para corregir el problema en pocos ciclos, y salvaguardar así la vida del motor.

Es necesario prever la inserción de la camisa dentro del bloque motor, operación que suele hacerse calentando el bloque e introduciendo la camisa en su posición. Si estudiamos el caso básico para el cual el bloque deforma pero la camisa no, y asumimos que la interferencia térmica es de 100ºC, tendremos que necesitamos calentar el bloque a 225ºC para introducirle la camisa en su posición. En la zona de la inserción, el diámetro de la camisa será el nominal y corresponderá a 86mm. Tendremos entonces que si el bloque a 225ºC mide 86mm de ancho, entonces a 25ºC medirá:

$$d_{125} = 86\,mm = d_{25}(1 + \alpha\Delta T)$$

$$d_{25} = \frac{86}{1 + 23 \cdot 10^{-6} \cdot 100} = 85{,}80\,mm$$

Tendremos, que la tensión circunferencial creada en el bloque, corresponderá a lo siguiente:

$$\sigma_{cir} = -\alpha\Delta T \cdot E = -200 \cdot -23 \cdot 10^{-6} \cdot 71000 = 326{,}6MPa$$

No se supera la tensión del límite elástico para el Aluminio 7034-T6, que es de 730MPa. Entonces, podemos calcular la presión entre el bloque y la camisa como:

$$P = \frac{\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_A}{\frac{1}{2}S_{int}} = \frac{326{,}6 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 63{,}5}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 81 \cdot 63{,}5} = 25{,}66\,N/mm^2$$

Teniendo ésta presión, podemos modelizar la carga permanente sobre la camisa, pero no olvidemos que se trata de una presión para temperatura ambiente. Si evaluamos las condiciones para temperatura de trabajo, en el cual la camisa y el bloque suelen estar a unos 150ºC [4], tendremos, para el nuevo salto térmico de -75ºC:

$$\sigma_{cir} = -\alpha \Delta T \cdot E = -75 \cdot -23 \cdot 10^{-6} \cdot 71000 = 122{,}475\ MPa$$

Lo cual se traduce en una presión entre elementos de:

$$P' = \frac{\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_A}{\frac{1}{2} S_{int}} = \frac{122{,}475 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 63{,}5}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 81 \cdot 63{,}5} = 9{,}56\ N/mm^2$$

Podemos ver dicha carga modelizada sobre el bloque motor:

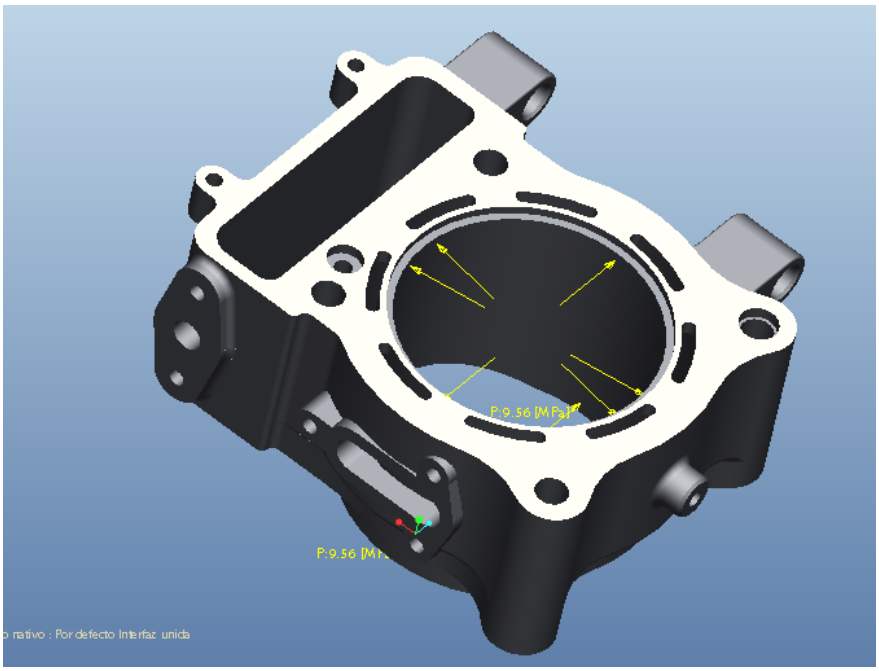


Figura F.102: Vista en ProEngineer del bloque motor con la presión de inserción de la camisa.

Tras mallar la pieza mediante control de AutoGEM regulado para medida de elemento máximo a 6mm en todo el volumen, podremos correr un análisis estático en busca de la tensión máxima. Dicha tensión, se corresponderá con la mínima de trabajo, porque estaremos asumiendo que los gases no ejercen presión contra la unión.

Tendremos que la malla de la pieza tiene el aspecto siguiente:

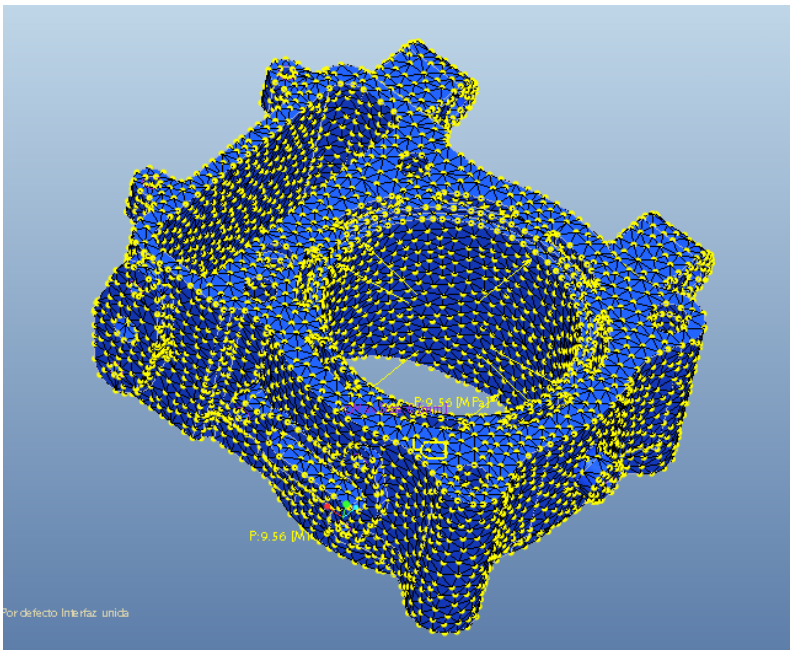


Figura F.103: Vista en ProEngineer del bloque motor mallado.

Con las condiciones ya definidas y habiendo añadido la presión ejercida por el apriete de los pernos del bloque, podemos pasar a realizar el ensayo estático sobre el componente, el cual da como resultado la siguiente distribución de tensiones de Von Mises:

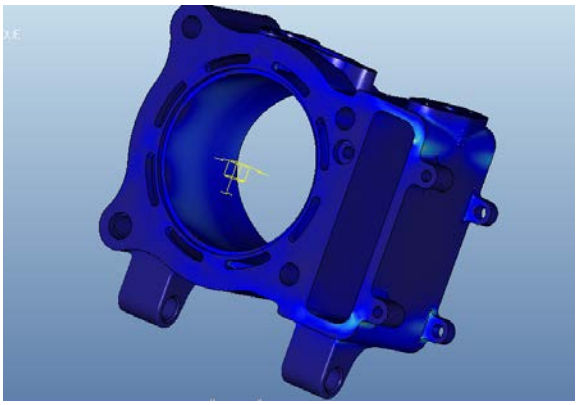


Figura F.104: Vista en ProEngineer de las tensiones en el bloque motor.

Tenemos una tensión de Von Mises de 200MPa como máximo en la zona de la inserción de la camisa.

F.12. Efectos térmicos y ajustes de componentes:

La interferencia térmica entre elementos, así como el ajuste entre eje y alojamiento, son fundamentales para el correcto funcionamiento de un motor, ya que pueden provocar fallos muy graves por falta de engrase o interferencia directa entre piezas.

El componente más crítico del sistema tratado en el presente Anejo, es el pistón. Éste, suele ser tallado siempre con una cierta conicidad, ya que sabemos que siempre se va a calentar más el cielo que las faldas, y entonces si queremos que en condiciones de trabajo el ajuste entre el pistón y la camisa se mantenga, deberemos estratificar la temperatura en función de la altura del pistón, para posteriormente calcular los diámetros nominales en cada punto que aseguren que en condiciones de trabajo existe un ajuste correcto.

Un mal ajuste, puede repercutir en que la unión estará demasiado holgada, por lo que quemaremos aceite, o produciremos *blow-by* (los gases de combustión fluyen por debajo del pistón y se pierde presión y potencia), o bien simplemente si la unión es demasiado justa, produciremos un gripaje prematuro. Podemos ver, si recuperamos la figura F.80 del presente Anejo, la distribución de temperaturas normal para un pistón:

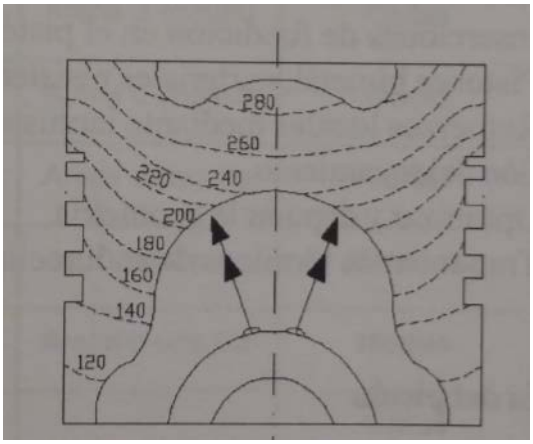


Figura F.80: Vista de la distribución de temperaturas en un pistón común.[49]

Para nuestro cálculo, vamos a estratificar la temperatura en 3 puntos, correspondientes al cielo del pistón, al segmento rascador de aceite, y al eje de giro de los cojinetes. Las temperaturas, respectivamente serán de 280ºC, 160ºC y 120ºC para el cálculo.

Otra cosa a tener en cuenta, es que la camisa también dilata, aunque gracias a la refrigeración suele trabajar a unos 150ºC [49]. Podemos calcular el diámetro nominal en condiciones de trabajo para la camisa, mediante la relación ya conocida siguiente:

$$D = D_0 \cdot (1 + \alpha \Delta T)$$

Debe tenerse en cuenta, que la camisa de acero, aun yendo insertada en un bloque de Aluminio, no encuentra impedimentos para expandir, ya que simplemente el Aluminio expande más a igualdad de temperatura. Por tanto, podremos tomar que el diámetro nominal en condiciones de trabajo, para un coeficiente de dilatación del AISI4150 de 12,2 $\mu m/ºC$ será:

$$D = 81 \cdot (1 + 12{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot 125) = 81{,}124\, mm$$

Éste será el objetivo de temperatura para las zonas que hemos propuesto, y por tanto, si desarrollamos la ecuación anterior, con una dilatación de 23 $\mu m/ºC$ para el Aluminio A7036-T6 del que está hecho el pistón, podremos hallar el diámetro nominal como:

$$\frac{D}{1 + \alpha \Delta T} = D_0$$

Por tanto, tendremos:

$$D_{280} = \frac{81{,}124}{1 + 23 \cdot 10^{-6} \cdot (280 - 25)} = 80{,}65mm$$

$$D_{160} = \frac{81{,}124}{1 + 23 \cdot 10^{-6} \cdot (160 - 25)} = 80{,}873mm$$

$$D_{120} = \frac{81{,}124}{1 + 23 \cdot 10^{-6} \cdot (120 - 25)} = 80{,}947mm$$

De tal manera, que como esperábamos, la parte superior del pistón tiene un diámetro de unas tres décimas de milímetro más pequeño que en la zona de la falda.

Podemos ver dicha operación trasladada a ProEngineer en la figura siguiente:

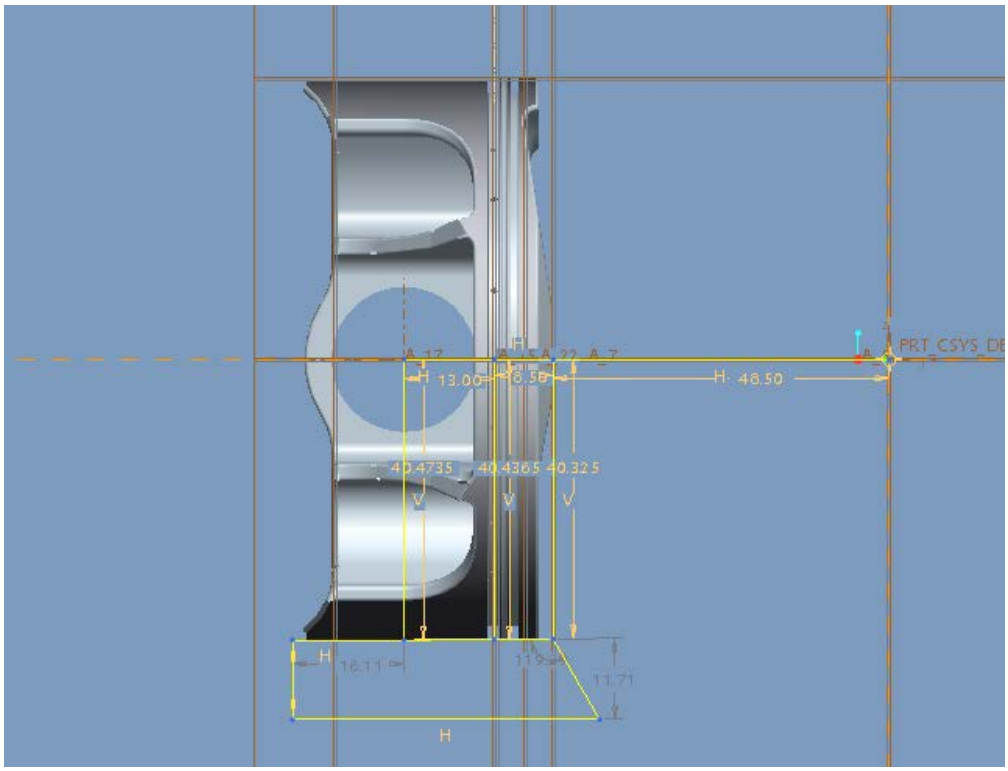


Figura F.105: Vista en ProEngineer del recorte previsto para el pistón.

Tendremos entonces el pistón y la camisa en condiciones óptimas de funcionamiento para las condiciones de trabajo establecidas. Las holguras previstas para lubricación en condiciones de trabajo, serán tratadas en el Anejo H.

F.13. Rediseño del contrarrotante:

Tras observar gran cantidad de motores monocilíndricos, y al haber calculado que el caudal de agua necesario para refrigerar el motor se logra con la bomba de agua girando a la misma velocidad que lo hace el motor, vemos que el diseño de un contrarrotante entendido como una masa que se mueve entre los contrapesos del cigüeñal, nos limita en gran medida por geometría, obligándonos a emplear piñones para el mando del mismo que son excesivamente grandes y que aumentan las dimensiones del motor de manera innecesaria, restando además rigidez a los semicárteres. Por ello, se ha estimado oportuno adoptar una solución similar a la empleada en motores del mismo tipo, que consiste en lo siguiente:



Figura F.106: Vista del contrarrotante en una Honda CRF450.[87]

Se puede ver claramente cómo el contrarrotante es simplemente un piñón con masa a uno de sus lados, y aligerado al otro, de tal manera que se consigue emplear piñones más pequeños y por lo tanto se reduce sustancialmente el tamaño del motor.

Podemos ver claramente, cómo los semicárteres del motor, se acortan y se compactan, en la siguiente imagen comparativa:

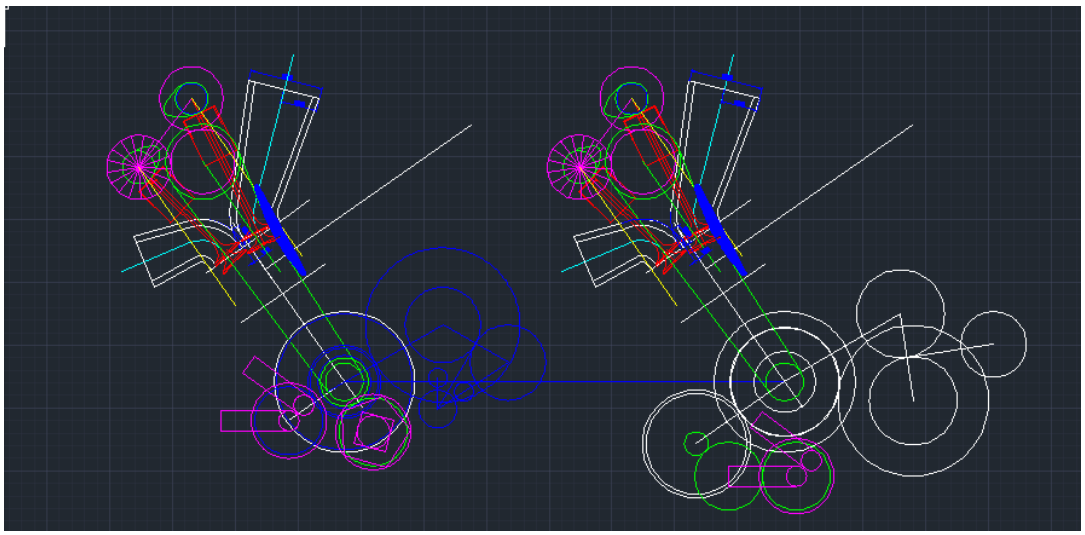


Figura F.107: Vista comparativa de las ruedas dentadas del motor antes y después de rediseñar la localización del contrarrotante.

Tendremos entonces, que los parámetros a redefinir, son los siguientes:

- Las ruedas del contrarrotante, pasan a tener 27 dientes, con módulo 2 y un diámetro primitivo de 54mm.
- Las ruedas del mando del embrague, pasan a ser la conductora de 29 dientes, módulo 2 y diámetro primitivo de 58mm, y la conducida de 71 dientes, módulo 2 y diámetro primitivo de 136mm.
- Se añade una rueda dentada de 38 dientes y diámetro primitivo de 38mm al cigüeñal.

Si vemos que el piñón tiene un diámetro primitivo de 54mm, sabemos que la base de la rueda dentada debería llegar más o menos a 44mm de diámetro para tener 5mm libres en los que tallar la base del diente, y además tener espesor suficiente libre. Si empleamos un diámetro interior del eje de 10mm, eso significa que el cuello de apoyo a los rodamientos debería ser de unos 14mm de diámetro para tener 2mm de espesor, lo cual nos deja una corona circular aprovechable de 45mm de diámetro exterior, y 14mm de diámetro interior. Si dibujamos en AutoCAD el sólido que representaría al engranaje (sin representar los dientes), tendremos:

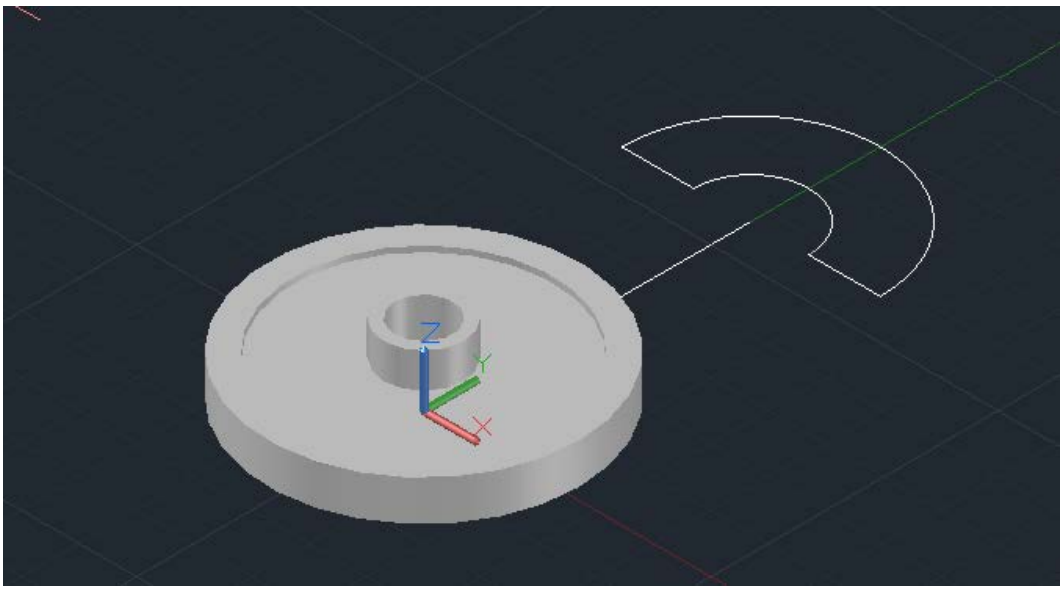


Figura F.108: Vista en AutoCAD de la construcción del contrarrotante, previa a su tarado exacto para realizar el contrapesado de las masas alternativas.

Si recordamos del capítulo 4º del presente Anejo, que requerimos de 3,855 kg·mm para equilibrar las fuerzas alternativas de inercia primarias, tendremos que para un conjunto de dos contrarrotantes simétricos, que es lo que se suele hacer para dejar equilibrados los momentos sobre la bancada, necesitamos 1,9725 kg·mm en cada masa equilibrante. Para un espesor de 9,50mm por lado del contrarrotante, se logra que la masa equilibrante sea de 1,972 kg·mm, y por tanto el piñón queda definido.

Si encajamos un eje por temperatura, evitando su rotación, y le hacemos al final unas acanaladuras para fijar posición en cuanto a rotación para el segundo contrarrotante, tendremos que el conjunto será el siguiente:

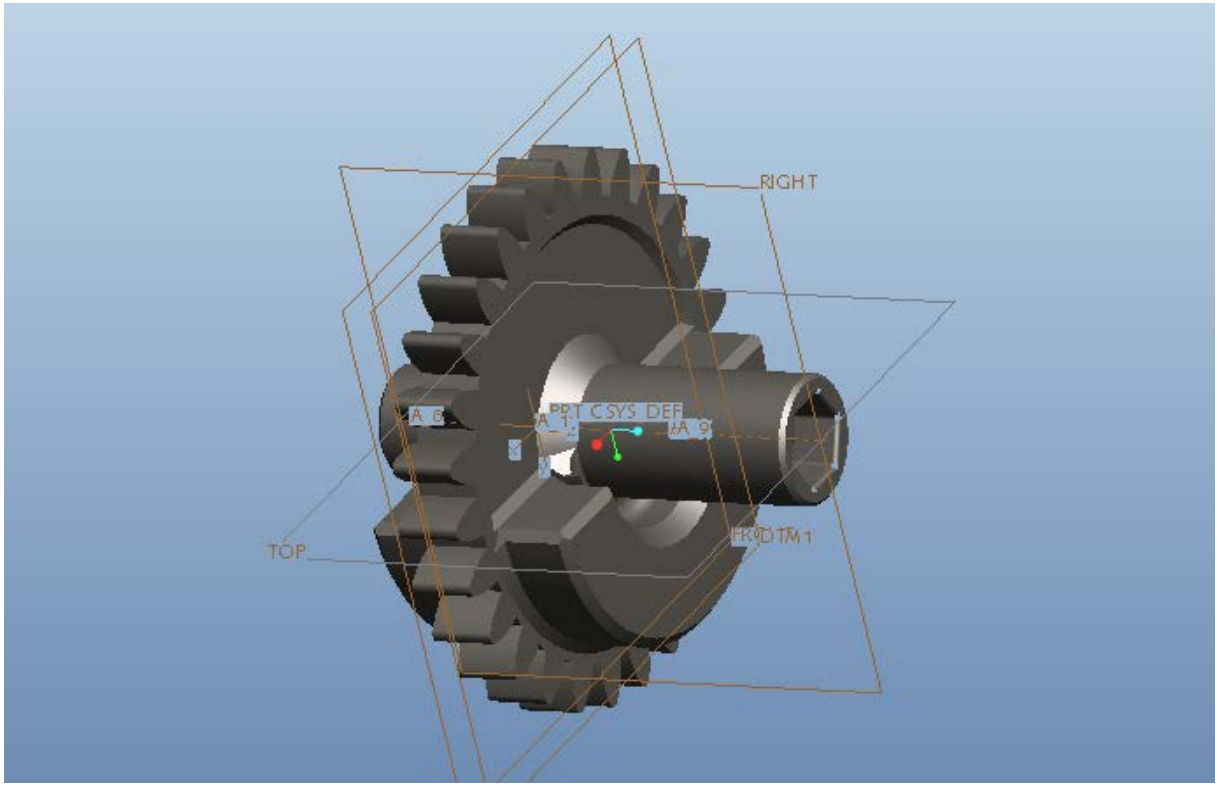
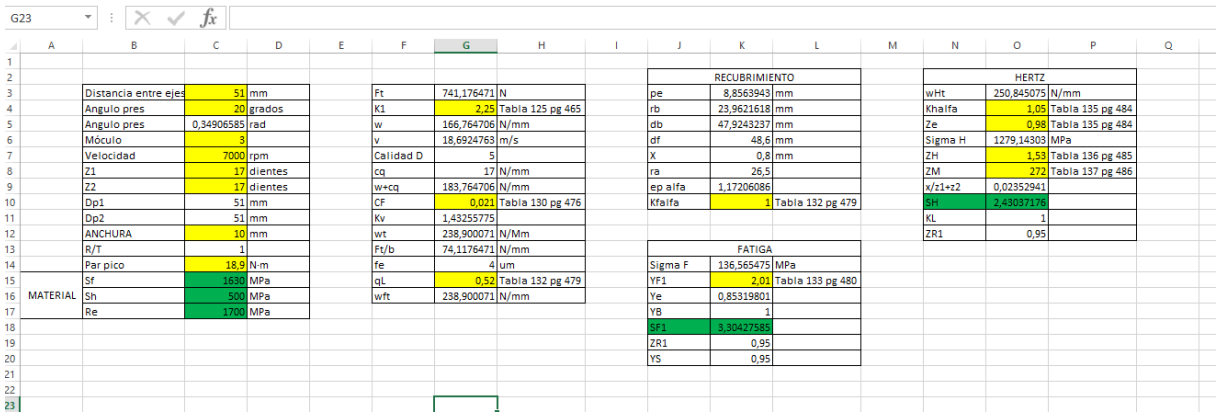


Figura F.109: Vista en ProE del conjunto del contrarrotante derecho.

Una vez tenemos definidos los contrarrotantes, podemos entonces pasar a recalcular todos aquellos engranajes que se hayan visto afectados por éste replanteamiento del proyecto.

F.14. Recalculado de engranajes:

Para recalcular los engranajes, y en prevención de nuevos cálculos, vamos a desarrollar una hoja de cálculo Excel que nos permita calcular pares de engranajes de manera más rápida que desarrollando el cálculo por escrito. Al conocer todas las ecuaciones que rigen el cálculo, podemos desarrollarlo de manera directa. Podemos ver la herramienta de Excel desarrollada con dicho fin, en la siguiente imagen:



										RECUBRIMIENTO				HERTZ			
	Distancia entre ejes	51	mm		Ft	741,176471	N		pe	8,8563943	mm		wHt	250,845075	N/mm
	Angulo pres	20	grados		K1	2,25	Tabla 125 pg 465		rb	23,9621618	mm		Khalfa	1,05	Tabla 135 pg 484
	Angulo pres	0,34906585	rad		w	166,764706	N/mm		db	47,9243237	mm		Ze	0,98	Tabla 135 pg 484
	Móculo	3			v	18,6924763	m/s		df	48,6	mm		Sigma H	1279,14303	MPa
	Velocidad	7000	rpm		Calidad D	5			X	0,8	mm		ZH	1,53	Tabla 136 pg 485
	Z1	17	dientes		cq	17	N/mm		ra	26,5			ZM	272	Tabla 137 pg 486
	Z2	17	dientes		w+cq	183,764706	N/mm		ep alfa	1,17206086			x/z1+z2	0,02352941	
	Dp1	51	mm		CF	0,021	Tabla 130 pg 476		Kfalfa	1	Tabla 132 pg 479		SH	2,43037176	
	Dp2	51	mm		Kv	1,43255775							KL	1	
	ANCHURA	10	mm		wt	238,900071	N/Mm						ZR1	0,95	
	R/T	1			Ft/b	74,1176471	N/mm			FATIGA					
	Par pico	18,9	N·m		fe	4	um		Sigma F	136,565475	MPa				
	Sf	1630	MPa		qL	0,52	Tabla 132 pg 479		YF1	2,01	Tabla 133 pg 480				
MATERIAL	Sh	500	MPa		wft	238,900071	N/mm		Ye	0,85319801					
	Re	1700	MPa						YB	1					
									SF1	3,30427585					
									ZR1	0,95					
									YS	0,95					

Figura F.110: Vista en Excel de la calculadora de engranajes ya verificada.

Para probar que todo sea correcto, hemos probado la calculadora con un caso ya calculado, siendo los resultados coincidentes. La herramienta, básicamente nos dará como resultados de cada par de engranajes los siguientes:

- Fuerza de contacto.
- Tensión a fatiga.
- Seguridad a fatiga (debería ser mayor a 1,6).
- Presión de Hertz.

- Seguridad a picado de flancos (debería ser mayor a 1,25 para Z>20 y 1,40 para el resto de casos).

Tendremos entonces, que los resultados para el par de engranajes del contrarrotante, serán los siguientes:

Tabla F.38: Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo conjunto de contrarrotantes.

DATOS CONTRARROTANTE			RESULTADOS CONTRARROTANTE		
Distancia entre ejes	54	mm	Ft	25,9259259	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	25,3717008	mm
Móculo	2		ra	27,6	mm
Velocidad	14000	rpm	FATIGA		
Z1	27	dientes	Sigma F	16,7111394	MPa
Z2	27	dientes	SF1	27,0029464	OK
Dp1	54	mm	HERTZ		
Dp2	54	mm	Sigma H	355,209723	MPa
ANCHURA	7	mm	SH	4,35939644	OK
R/T	1				
Par pico	0,7	N·m			
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			

Vemos que no se supera en ningún caso la resistencia del material del piñón, ni a tensión estática, ni a fatiga, ni a presión sobre los flancos (factor limitante éste último). Por tanto, podemos decir que la reducción de espesor en los dientes que hemos planteado de 10mm a 7mm, tiende a aligerar el conjunto, y evita la sobredimensión. Podría reducirse aún más la anchura de los dientes, pero al estrechar la rueda dentada, le estaríamos trasladando a ella la tensión crítica.

Para el caso del nuevo mando del embrague, los resultados del estudio son los expuestos en la siguiente tabla:

Tabla F.39: Resultados del cálculo de engranajes para en nuevo mando del embrague.

DATOS EMBRAGUE			RESULTADOS EMBRAGUE		
Distancia entre ejes	100	mm	Ft	1034,48276	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	27,251086	mm
Móculo	2		ra	35,8	mm
Velocidad 1	14000	rpm	FATIGA		
Z1	29	dientes	Sigma F	289,621064	MPa
Z2	71	dientes	SF1	1,71387741	OK
Dp1	58	mm	HERTZ		
Dp2	142	mm	Sigma H	1622,14784	MPa
ANCHURA	7	mm	SH	0,95459856	MT (0,4 a 1)
R/T	2,44827586		LH1	35,7832623	Horas
Par pico	30	N·m	LH2	87,6072974	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Podemos ver, que en el caso del mando del embrague, también hemos reducido el espesor del diente a 7mm para aligerar las ruedas, y que en éste caso, la vida, en lugar de ser infinita, viene limitada por la presión de Hertz en los flancos, a 34h en la rueda pequeña. Según K.H Decker [77], una duración a plena carga de 10 a 40h para el piñón primario o de 1ª velocidad en turismos es más que suficiente. La duración necesaria se aumenta cuanto más grande es el vehiculo, lo cual nos hace suponer que para motores de motocicleta la duración necesaria es menor, lo cual nos da por válido el cálculo y de paso nos permite aligerar el conjunto. Podremos entonces pasar a definir nuevas zonas del motor en nuevos Anejos.

ANEJO G: DISEÑO DE LA CULATA Y LA DISTRIBUCIÓN

G.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará el diseño de la culata, como organismo que deberá alojar los siguientes elementos fundamentales:

- Bujía
- Árboles de levas
- Válvulas de admisión y de escape
- Conductos de admisión y de escape
- Refrigeración por líquido
- Lubricación de los elementos móviles
- Distribución hasta los árboles de levas

Por tanto, y como primer paso de diseño, nos centraremos en la distribución para ir dimensionando elemento a elemento, todos los componentes que en conjunto van montados en la culata propiamente dicha.

Para ello, disponemos de datos de partida en relación tanto a la geometría de los conductos de admisión, como de los diámetros, tiempos de apertura y cierre de las válvulas, así como del tipo de bujía a emplear. También disponemos del tipo de sistema de accionamiento que vamos a emplear para las válvulas, que, recordemos, consiste en un piñón maestro al cual va conectada la cadena de distribución, y mediante el cual, haciendo girar un engranaje solidario, se harán girar los árboles de levas.

Recordemos, que la culata debe ser de Aluminio, los árboles de levas de acero, y las válvulas y muelles de las mismas serán, o bien de acero, o bien de Titanio por reglamento.

G.2. Diseño de las válvulas y sus muelles:

El diseño de la distribución, nos llevará a diseñar desde la cinemática implicada en la apertura y cierre de las válvulas, hasta los elementos que conformen dicha cadena cinemática, junto con sus cargas asociadas. Dicha cadena cinemática, estará compuesta por los componentes relacionados a continuación:

- Válvulas de admisión y escape
- Muelles de válvulas de admisión y escape
- Casquillos de retención de los muelles
- Árboles de levas, de admisión y escape
- Piñones de árboles de levas
- Piñón maestro de culata, solidario a piñón arrastrado por la cadena de distribución
- Cadena de distribución y tensor
- Piñón de distribución en cigüeñal

Primero, deberemos establecer las restricciones que tenemos en cuanto a dimensiones, para poder tener un punto de partida en cuanto a datos de geometría. Conocemos lo siguiente:

- Radio del codo de cigüeñal: 24,25mm
- Carrera: 48,5mm
- Longitud de biela: 100mm
- Distancia desde la cabeza del pistón hasta el eje del bulón: 19,5mm

Mediante las medidas dadas, conocemos de forma exacta la longitud que existe entre el eje del cigüeñal y el plano de apoyo de la culata sobre el bloque, que por definición responderá a la suma siguiente:

$$D_{Cig-C} = r_C + l_B + d_P$$

Siendo rc el radio del cigüeñal, lb la longitud de la biela, y dp, la distancia de desfase existente entre el eje del bulón y la superficie superior del pistón, la cual será coincidente con el plano inferior de la culata en el PMS. Por tanto, ésta cota será de:

$$D_{Cig-C} = 24{,}25 + 100 + 19{,}5 = 143{,}75mm$$

Sabemos entonces que ésta será una cota de referencia “mínima”, a respetar para apoyar el piñón que debe conectar la cadena con los árboles de levas. El sistema a emplear, es muy similar al que empleó KTM en su motor LC8 bicilíndrico de 990cc:

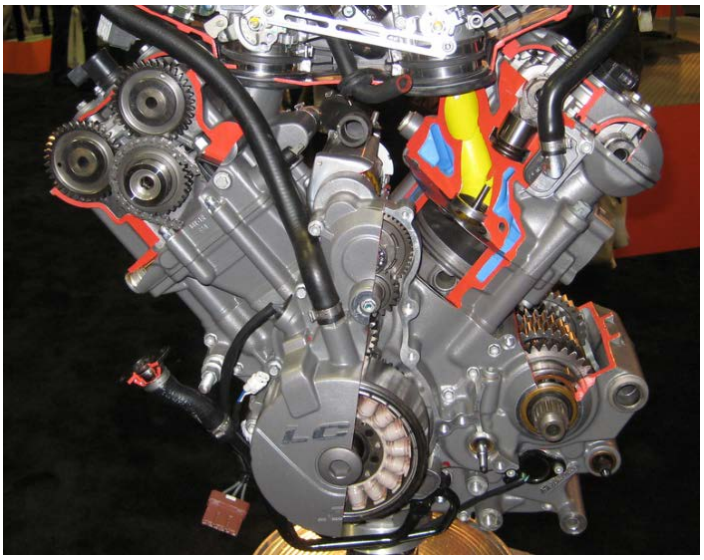


Figura G.1: Mando de distribución en el motor LC8 V2 990cc de KTM.[56]

Como podemos ver, la cadena de distribución llega hasta la culata, y en lugar de mover los piñones de los árboles de levas de forma directa, lo hace de forma indirecta mediante un engranaje intermedio.

Básicamente, las cargas que se generan en éste mecanismo, son las debidas a la inercia de sus elementos, y a la rigidez de los muelles de las válvulas. El cálculo de todo el mecanismo, se inicia definiendo la forma y tamaño de las válvulas, y de forma preliminar se estima la masa del muelle y de todos los elementos dotados de movimiento alternativo, para después realizar un primer dimensionado del muelle necesario e iterar hasta que cuadre el cálculo en el cual quede correcto el planteamiento de los esfuerzos del muelle y su masa en concordancia con el conjunto.

La carga máxima a equilibrar por el muelle, corresponde a la ecuación siguiente [4]:

$$F_{MAX} = Q \cdot a_{MAX} \qquad \text{(Ec. G.1)}$$

Siendo en éste caso Q el total de masa alternativa (masa de la válvula y dispositivos de retención dotados de movimiento alternativo y ½ de la masa del o los muelles si se da el caso), y a_{MAX} igual a la aceleración máxima negativa que sufrirá dicha masa. Una manera muy efectiva de diseñar el sistema con seguridad, y recomendada por la bibliografía especializada [4][49], es emplear un régimen de giro ligeramente superior al máximo, en nuestro caso, 15000rpm, y evaluar la resistencia del conjunto como si realmente tuviera que funcionar a dicho régimen máximo. El resorte, suele calcularse para que su fuerza en el punto de levantamiento máximo corresponda a 1,5 veces F, asegurando el contacto entre la válvula y la leva.

Para conocer la aceleración máxima, necesitamos primeramente conocer el perfil exacto de las levas de admisión y escape. En el caso de empujadores de talón plano, que es el caso que vamos a emplear, el perfil de la leva suele dibujarse empalmando arcos de circunferencia tangentes entre sí, incluyendo una doble rampa de enlace que deberá absorber el juego existente entre la leva y el empujador, que suele estar entre 0,15 y 0,4mm, de tal manera que exista lugar para las dilataciones de los elementos por temperatura [4].

Tomando como círculo base un diámetro de 30mm para admisión y escape, y un juego de 0,15mm en admisión, con 0,25mm en escape, los diámetros reducidos serán de:

- Admisión: 29,70mm, apertura de 140º (0,5·(30+180+70))
- Escape: 29,50mm, apertura de 130º (0,5·(20+180+60))

En la siguiente figura, puede verse el trazado mediante arcos de círculo de las levas de admisión:

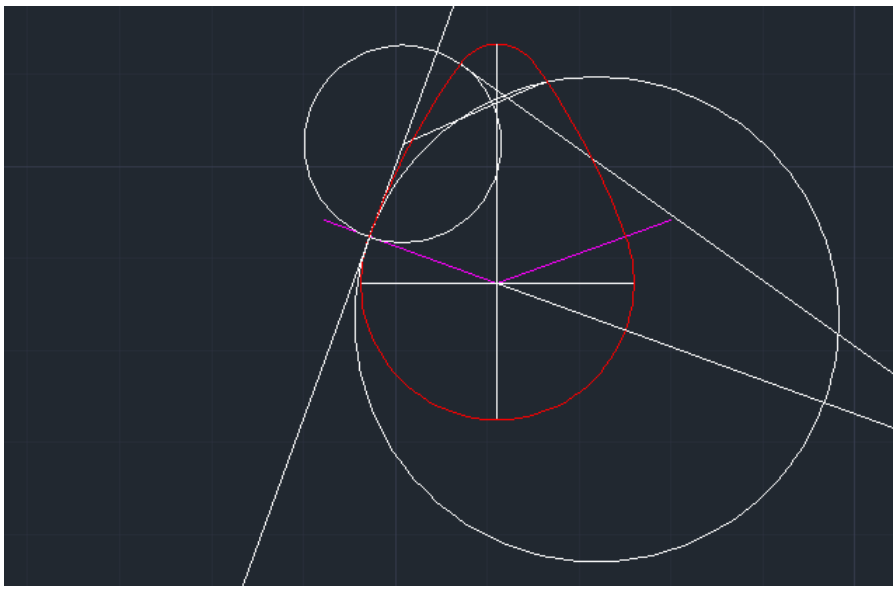


Figura G.2: Trazado de perfil de leva mediante arcos tangentes.

Podemos ver en magenta, el ángulo de apertura visto desde el árbol, que corresponde a 140º, ya que serían 280º vistos desde el cigüeñal. Se emplea la altura deseada para ubicar el centro de la circunferencia superior, y después se construye la circunferencia tangente mediante el método de la potencia [57].

Si realizamos una tabulación de valores de desplazamiento en función del ángulo, es posible conocer las magnitudes de posición, velocidad, y aceleración del seguidor, siempre y cuando el paso de tabulación en grados sea lo suficientemente pequeño. En nuestro caso, vamos a emplear un paso de 2,5º, de tal manera que dispondremos de los segmentos siguientes (en verde):

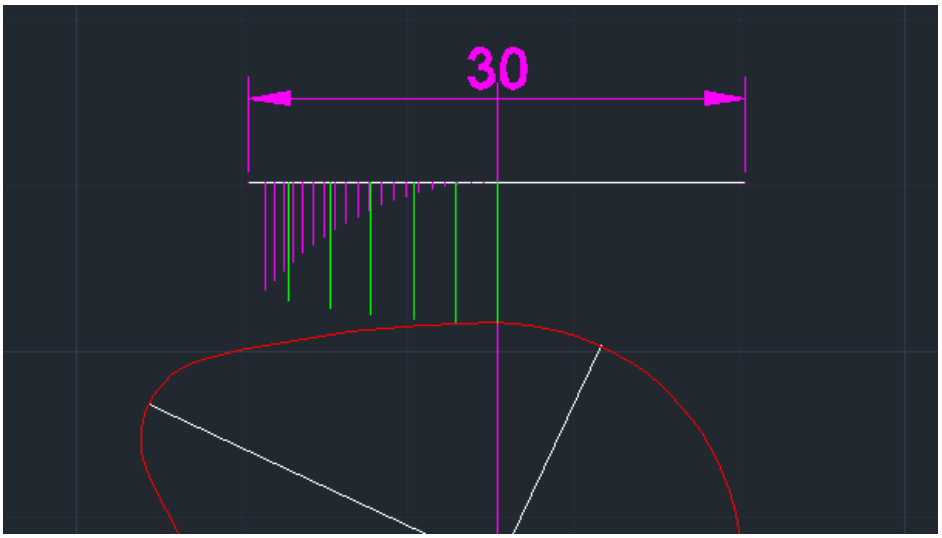


Figura G.3: Segmentos empleados como puntos de tabulación de las levas de admisión y escape.

Tras realizar la tabulación, hemos encontrado los valores tanto para la aceleración máxima positiva, como para la negativa del perfil de la leva de admisión, siendo éstos:

- Máximo absoluto: -11664 m/s^2
- Máximo positivo: 23328 m/s^2

Podemos ver la evolución de la posición, velocidad y aceleración de la válvula para el perfil de leva creado en la siguiente figura:

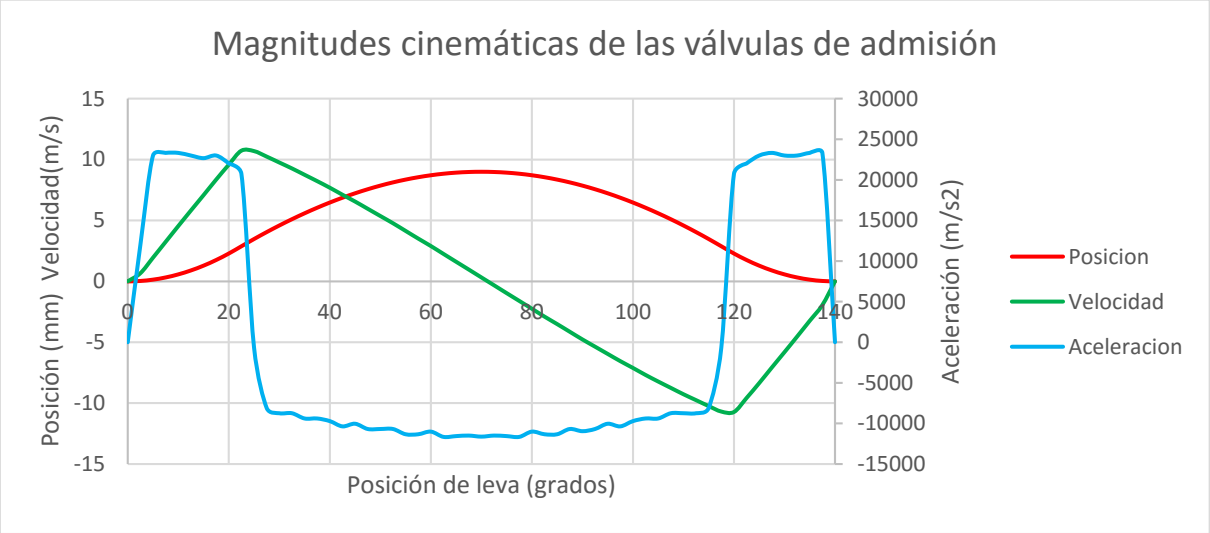


Figura G.4: Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de admisión (14000rpm).

El conjunto válvula-muelle y órganos auxiliares de retención, le será encargado a la empresa "Válvulas 3B", a medida, ya que se encargan del diseño de válvulas, y el catálogo de muelles y auxiliares es muy extenso, incluyendo aplicaciones de competición [58].

Conociendo el volumen de la válvula de admisión a emplear, que será de 3960,65mm^3, y que está realizada en aleación de Titanio de denominación Ti-6Al-4V (características exactas en planos [59]), con densidad 4420kg/m^3, podemos saber la masa de la válvula, que será de:

$$m_{VA} = 3960{,}65mm^3 \cdot \frac{1cm^3}{1000mm^3} \cdot \frac{4420kg}{m^3} \cdot \frac{1000g}{1kg} \cdot \frac{1m^3}{10^6cm^3} = 17{,}50g$$

La elección del o de los muelles necesarios, será iterativa en función de su masa, ya que deberemos cuadrar la fuerza que hace el muelle, con la masa alternativa que debe compensar, lo cual incluye la mitad de la masa del o de los propios muelles.

El casquillo de retención móvil, es de la misma aleación de Titanio que las válvulas, y se asume que tiene una masa de 2g.

Revisando el catálogo de Válvulas 3B, en la sección referente a parejas de muelles de aleación de Titanio, tenemos la combinación de muelles 2025+2026, nos da una carga a válvula abierta de 40 kg y a válvula cerrada de 5kg, si los montamos con una precarga de 2mm (muelle exterior a 41mm), cosa necesaria para mantener las válvulas cerradas.

Tabla G.1: Parámetros principales de los muelles de las válvulas de admisión y de la propia válvula.

VALVULA A	mm3			Masa1	21,8140141	g
Volumen	3960,65	mm3			0,02181401	kg
Densidad	4,42	g/cm3	Ti-6Al-4V G5	Carga abie.	381,65799	N
Masa	17,506073	g			38,9049939	kg
MODELO	2025	3B		MODELO	2026	3B
Muelle	EXT			Muelle	INT	
D	28,9	mm		D	21,05	mm
d	21,9	mm		d	15,65	mm
L0	42,9	mm		L0	34,5	mm
K	2,79	kg/mm		K	2,18	kg/mm
Abase	38,48451	mm2		Abase	22,9022104	mm2
Alt solido	18,15	mm		Alt solido	15,1	mm
Vol	698,493857	mm3		Vol	345,823378	mm3
Masa	3,08734285	g		Masa	1,52853933	g

El conjunto, tiene una constante de 4,96 kg/mm, de tal manera que podemos saber, para todo ángulo de rotación del árbol de levas, el esfuerzo que estará recibiendo, si calculamos la fuerza neta que ejerce la punta de la válvula sobre la leva, equivalente a la fuerza del muelle operada junto con el total de la fuerza de inercia alternativa.

Para las válvulas de escape, y mediante el mismo procedimiento, se encuentran los siguientes datos sobre la aceleración de las mismas:

- Máximo absoluto: -11314 m/s^2
- Máximo positivo: 35964 m/s^2

Aunque a priori parece que podríamos emplear los mismos muelles para la válvula, no es así, porque las válvulas de escape irán rellenas de Sodio, para una mejor refrigeración, y además serán más cortas, dada la geometría menos recta de los conductos de escape, que permite dicha circunstancia. Por tanto, tendremos de nuevo que recurrir al fabricante de válvulas, el mismo que en el caso anterior, para que nos fabrique unas válvulas a medida.

Empleando el mismo conjunto que anteriormente, en cuanto a muelles y retenciones, pero cambiando la precarga de los muelles a 1mm, se consiguen los parámetros siguientes:

Tabla G.2: Parámetros principales de los muelles de las válvulas de escape y de la propia válvula.

VALVULA A	mm3			Masa1	17,2822432	g
Volumen1	2881,61	mm3			0,01728224	kg
Densidad	4,42	g/cm3	Ti-6Al-4V G5	Carga abie.	293,299023	N
Volumen2	245,44	mm3			29,8979636	kg
Densidad	0,968	g/cm3	Na	Dado	32,5	kg
Masa	12,9743021	g		Precarga	3kg	1mm
				Rango	42-33,5	
MODELO	2025	3B		MODELO	2026	3B
Muelle	EXT			Muelle	INT	
D	28,9	mm		D	21,05	mm
d	21,9	mm		d	15,65	mm
L0	42,9	mm		L0	34,5	mm
K	2,79	kg/mm		K	2,18	kg/mm
Abase	38,48451	mm2		Abase	22,9022104	mm2
Alt solido	18,15	mm		Alt solido	15,1	mm
Vol	698,493857	mm3		Vol	345,823378	mm3
Masa	3,08734285	g		Masa	1,52853933	g
d	3,5	mm		d	2,7	mm
n	4,18571429	espiras		n	4,59259259	espiras

Con ésta configuración, se logra una carga de 32,5kg a válvula abierta, y una precarga de 3kg a válvula cerrada, suficiente para retenerla en su posición.

Podemos ver la evolución de la posición, velocidad y aceleración de la válvula para el perfil de leva creado en la siguiente figura:

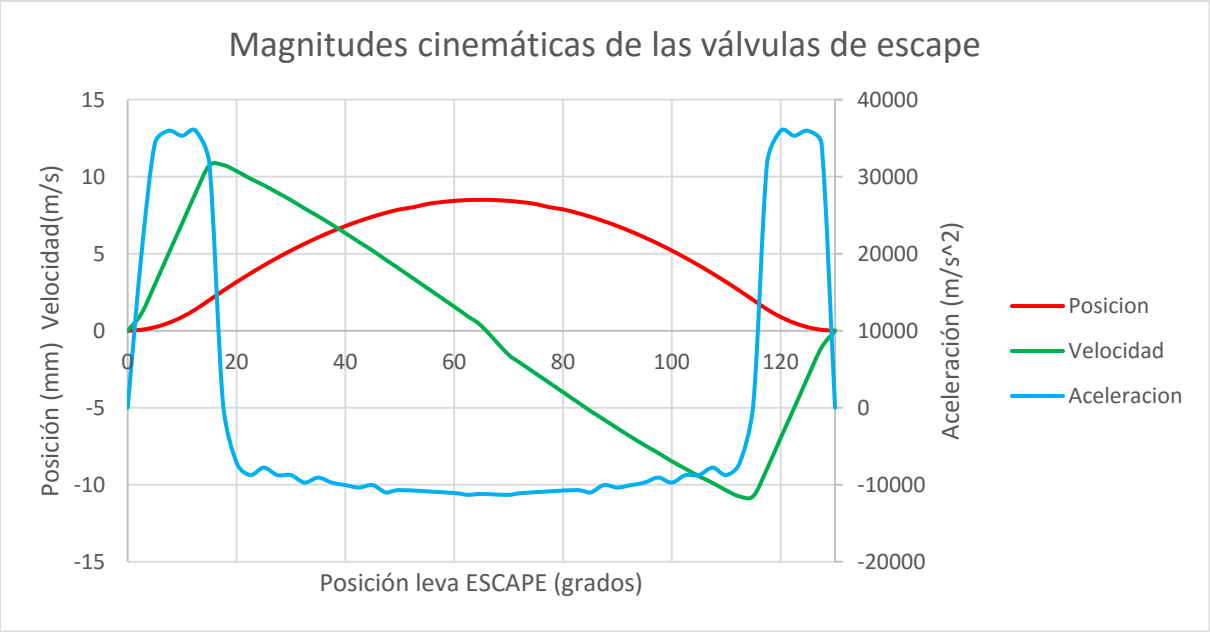


Figura G.5: Gráfico de posición, velocidad y aceleración de las válvulas de escape (14000rpm).

El siguiente paso en el diseño del sistema, es comprobar tanto la resistencia como la resonancia de los muelles. Dichos elementos están producidos en aleación de Titanio, designación Ti-6Al-4V de 5º grado. Ésta aleación ofrece una alta resistencia, y puede emplearse en ambientes que estén hasta a 500ºC de temperatura. Tiene una resistencia a fatiga excelente, y además las piezas conformadas pueden recibir tratamientos térmicos y superficiales.

Las características mecánicas de dicha aleación, quedan relacionadas en la siguiente tabla de Excel [59]:

Tabla G.3: Parámetros mecánicos de la aleación de Titanio Ti-6Al-4V de 5º Grado.

Aleación de Titanio al 6% de Aluminio y al 4% de Vanadio			
Límite último	σu	1035	MPa
Límite elástico	σe	880	MPa
Límite de fatiga (1)	Sf	510	MPa
Límite de fatiga (2)	Sf'	240	MPa
Módulo de Young	E	120	GPa
Módulo a cortante	G	44	GPa
Cortante máximo	τmax	550	MPa
Coeficiente de Poisson	υ	0,342	
Densidad	ρ	4420	kg/m3
(1) Sin entalladuras			
(2) Con entalladuras			

Podemos hallar el número de espiras útiles, en base a la relación que tiene la longitud de bloqueo del muelle con éstas y con el diámetro del hilo, y por tanto, tendremos la fórmula siguiente:

$$l_B = d(n+1) \qquad \text{(Ec. G.2)}$$

Donde n es el número de espiras útiles del muelle. El diámetro del hilo, podemos conocerlo, dado que disponemos del diámetro exterior y del diámetro interior de los muelles, y por tanto la diferencia entre ambos es dos veces el diámetro del hilo que conforma el muelle, por tanto:

- d muelle modelo 2025: 3,5mm
- d muelle modelo 2026: 2,7mm

Y por tanto, aplicando la ecuación G.2, tendremos, en cuanto al número de espiras útiles de cada muelle:

- Muelle modelo 2025: 4 espiras útiles
- Muelle modelo 2026: 4 espiras útiles

Una vez conocidas las espiras útiles, podemos calcular la frecuencia propia de cada modelo de muelle. Es importante conocer dicha frecuencia propia, dado que a alto régimen se producen armónicos internos del propio muelle, que tienen el aspecto siguiente:

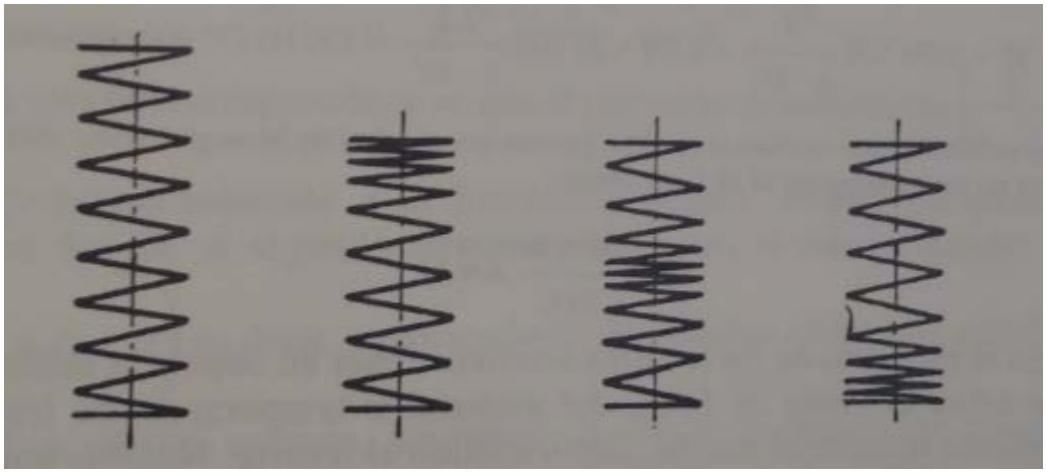


Figura G.6: Aspecto de las vibraciones internas que sufre un muelle.

Dichas vibraciones, sobre todo a alto régimen, pueden ocasionar pérdida de potencia por mal cierre (tardío) de las válvulas, o bien algo peor, ya que los muelles pueden fallar y romperse, lo que ocasiona que la válvula cuyo muelle rompe quede bajada, y sea golpeada por el pistón en su carrera ascendente hacia el punto muerto superior, lo que suele ocasionar daños irreparables al motor [60].

Para evitar dicho fenómeno, que tiene todo él que ver con las frecuencias propias de vibración del muelle, se suele calcular dicho muelle para que cumpla los siguientes requisitos básicos:

- La solicitación de la varilla del resorte no debe superar nunca los 750MPa.
- La frecuencia propia de vibración del resorte debe ser de al menos 3 veces la frecuencia de giro del árbol de levas, de tal manera que se evite la aparición de resonancia en el muelle.

Por tanto, tendremos que calcular el esfuerzo al que sometemos los muelles, así como evaluar sus frecuencias de resonancia, para verificar que ambos muelles cumplan los requisitos, tanto para las válvulas de admisión, como para las válvulas de escape.

Sabiendo que la solicitación a torsión de la varilla responde a la relación siguiente [4]:

$$\tau_{VAR} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D}{d^3} \cdot F \qquad \text{(Ec. G.3)}$$

Siendo F la fuerza que ejerce el muelle a válvula abierta (máxima), D el diámetro medio del muelle, y d el diámetro del hilo del muelle. Tenemos entonces 4 casos, para dos muelles, ya que las válvulas de admisión tienen un comportamiento diferente a las válvulas de escape. Si estudiamos el muelle modelo 2025 para las válvulas de admisión, tendremos que cuando éstas están abiertas, el muelle debería medir 32mm, por tanto, si miramos en tablas, veremos rápidamente que el muelle por sí solo (ojo, el esfuerzo de la pareja, 40kg es suma del 2025 y el 2026 para una deformación dada en cada uno) ejerce una carga de 25kg, siendo la carga ejercida por el 2026 de 15kg. Por tanto:

$$\tau_{2025A} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{21{,}9 + (28{,}9 - 21{,}9) \cdot 0{,}5}{3{,}5^3} \cdot 25 \cdot 9{,}81 = 370MPa$$

Y para su pareja, tendremos entonces, siguiendo la misma ecuación:

$$\tau_{2026A} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{15{,}65 + (21{,}05 - 15{,}65) \cdot 0{,}5}{2{,}7^3} \cdot 15 \cdot 9{,}81 = 349MPa$$

Vemos que en cuanto a solicitación, los muelles de las válvulas de admisión, cumplen tanto con el criterio impuesto por bibliografía, ya que no superan los 750MPa a cortante, como los límites mecánicos del material, ya que ni se superan los 550MPa a cortante, que es lo que da como máximo la aleación de Titanio, como tampoco se supera el límite de fatiga sin entalladuras, establecido también en 550MPa para éste material. Por éstas razones, en términos de resistencia, podemos dar por válida la solución adoptada para dicho mecanismo.

En cuanto a las válvulas de escape, tenemos 32,5kg de fuerza a válvula abierta realizados por el conjunto de muelles 2025+2026, lo cual se traduce en 20,5kg por el muelle 2025, y 12kg por el muelle 2026 para una deformación de 8,5mm, con una precarga a válvula cerrada de 3kg. De ésta manera, los esfuerzos serán:

$$\tau_{2025E} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{21{,}9 + (28{,}9 - 21{,}9) \cdot 0{,}5}{3{,}5^3} \cdot 20{,}5 \cdot 9{,}81 = 304MPa$$

$$\tau_{2026E} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{15{,}65 + (21{,}05 - 15{,}65) \cdot 0{,}5}{2{,}7^3} \cdot 12 \cdot 9{,}81 = 279MPa$$

Vemos que los muelles de las válvulas de escape, en términos de resistencia, también cumplen con todos los criterios y parámetros establecidos, tanto por bibliografía, como por la resistencia del material empleado.

El siguiente paso, trata de encontrar la frecuencia propia de cada muelle y compararla con la frecuencia de giro del árbol de levas.

Para ello, haremos uso de la ecuación siguiente [4]:

$$H = 1270\sqrt{G}\frac{d}{n \cdot D^2} \qquad \text{(Ec. G.4)}$$

Donde G es el módulo de elasticidad torsional del material en MPa, d es el diámetro del hilo del muelle, n el número de espiras útiles, y D el diámetro medio del resorte.

Podemos calcular la frecuencia propia de cada modelo de muelle, sin que en ella influya su deformación (no es necesario hacer distinción entre admisión y escape), y por tanto, tendremos:

$$H_{2025} = 1270 \cdot \sqrt{44000} \cdot \frac{3{,}5}{4 \cdot 25{,}4^2} = 361{,}30Hz$$

$$H_{2026} = 1270 \cdot \sqrt{44000} \cdot \frac{2{,}7}{4 \cdot 18{,}35^2} = 534{,}03Hz$$

Sabiendo que los árboles de levas van a girar (como mucho) a la mitad del régimen máximo del motor, podemos establecer que van a ir a 7000 ciclos por minuto, lo cual equivale a 116,66Hz. Podemos ver que la relación de frecuencias, para cada muelle, será de:

$$R_{2025} = \frac{H_{2025}}{f_{CS}} = \frac{361{,}30}{116{,}66} = 3{,}10$$

$$R_{2026} = \frac{H_{2026}}{f_{CS}} = \frac{534{,}03}{116{,}66} = 4{,}58$$

Por tanto, al superar la frecuencia propia de los resortes en más de 3 veces la frecuencia de la excitación producida por los árboles de levas, podemos dar los muelles por válidos en cuanto a su análisis modal.

G.3. Diseño de los árboles de levas:

Al disponer de la constante de cada conjunto de muelles, y de su precarga y elongación, que viene dada por el perfil de la leva, si evaluamos la fuerza de inercia y la fuerza que realiza el muelle en contra o a favor de ésta, podremos entonces evaluar la presión que ejerce el empujador de la válvula en cada momento sobre el árbol de levas.

Podremos entonces ensayar su resistencia, su deformación, su velocidad crítica, y su resistencia a la fatiga, una vez conozcamos cómo se distribuyen las cargas mecánicas sobre él.

El conocimiento dimensional de la localización de cada válvula, nos permitirá prever dónde se localizará cada leva, y los apoyos necesarios para cada árbol, así como se podrá equilibrar en parte o totalmente la excentricidad que presentarán ambos en la zona de las levas, que jugará también un papel importante sobre la carga neta total sobre el árbol y su deformación instantánea y máxima.

Estableceremos como signo positivo, aquella carga que vaya dirigida hacia el eje del árbol de levas, de tal manera que una fuerza de inercia negativa, indica que el objeto que se está moviendo tiende a alejarse del árbol.

Si recurrimos a la ecuación G.1 y la aplicamos de manera amplia, para toda aceleración, nos quedará que la fuerza de inercia ejercida por las masas alternativas, tanto en admisión como en escape, será:

$$F_{IA} = m_A \cdot a$$

De tal forma, que tendremos la fuerza de inercia en Newtons del conjunto válvula-muelles-casquillo de retención para toda posición del árbol de levas. De ésta manera, conociendo la relación que existe entre la fuerza de un muelle o conjunto de ellos y su constante elástica, tendremos que:

$$F_M = k_M \cdot \Delta x \qquad \text{(Ec. G.5)}$$

Siendo x la coordenada correspondiente al eje de traslación del muelle, contando como 0 aquella coordenada en la cual el muelle está en reposo. Si desarrollamos dichas ecuaciones mediante Excel, para el caso de la admisión tendremos que la fuerza neta sobre el árbol de levas seguirá el siguiente desarrollo:

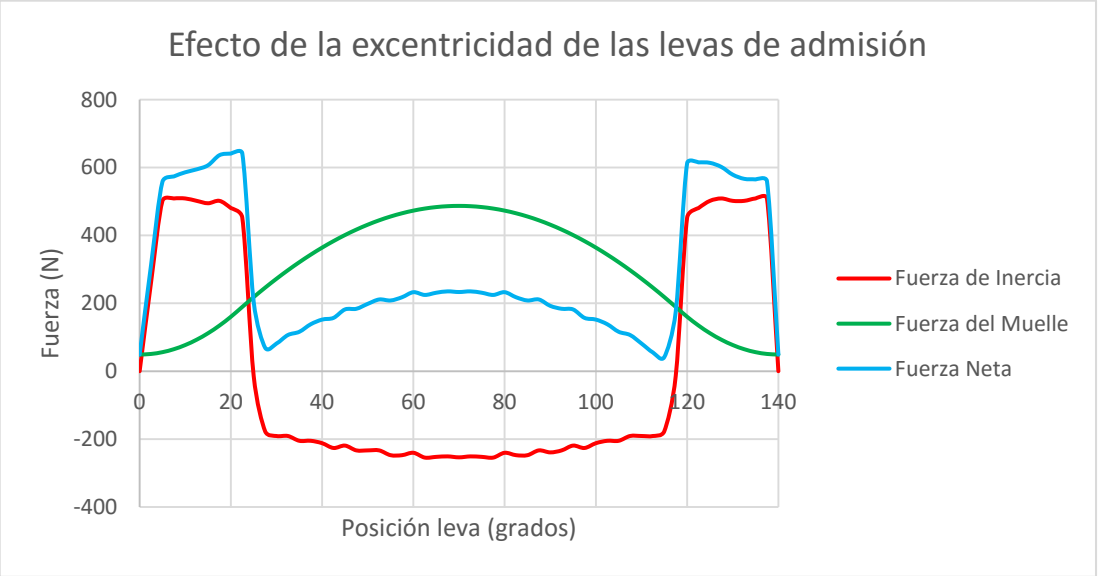


Figura G.7: Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de admisión.

Vemos que en todo momento la carga sobre la leva es positiva, por tanto aseguramos el contacto continuo entre la leva y el empujador de la válvula. Para desplazamiento cero, podemos ver la precarga del muelle en los valores extremos, y por tanto, sabemos que también existe contacto entre ambos elementos.

En cuanto a las levas de las válvulas de escape, tendremos lo siguiente:

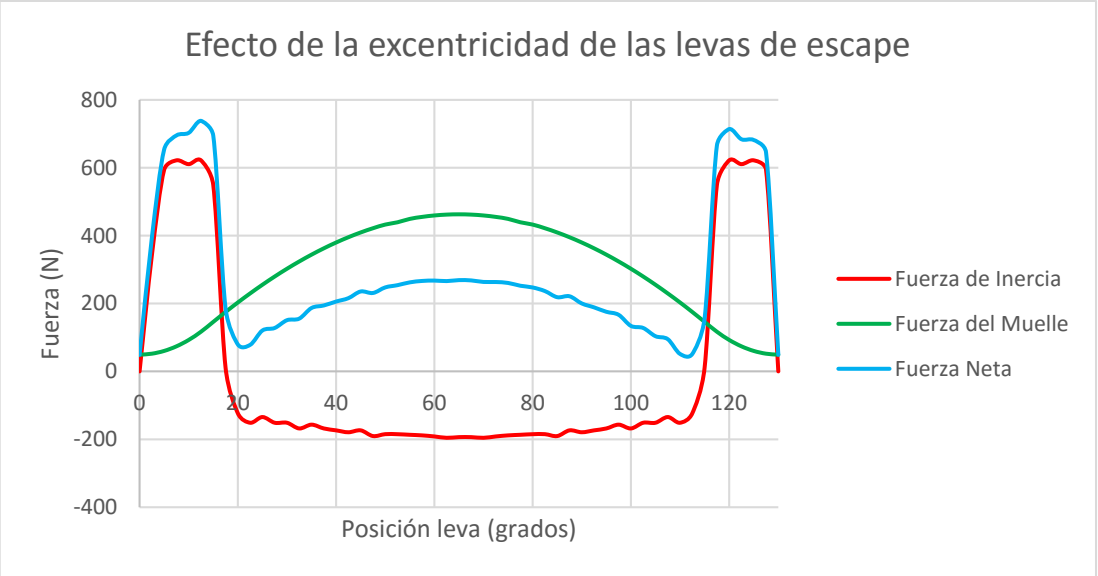


Figura G.8: Fuerzas de inercia, del muelle, y neta sobre las levas de escape.

Podemos ver que nos encontramos en las mismas condiciones que para las válvulas de admisión, y por tanto el diseño, al menos a éste nivel, es válido, ya que los muelles de todas las válvulas cumplen con su cometido.

Otro aspecto fundamental, es que el árbol de levas, como su propio nombre indica, contiene levas, de tal manera que al ser éste elemento de tipo excéntrico, y estar en rotación, se van a generar fuerzas centrípetas que podrían intensificar la fuerza de contacto entre la leva y su seguidor, o tender a separarlos.

Dicha fuerza, puede modelizarse sobre el centro de masas del desequilibrio, y tendrá siempre dirección radial, por tanto, habrá que descomponerla en función del ángulo en el que esté posicionada la leva, para ver qué parte de dicha fuerza afecta en la dirección de la traslación de la válvula, y cual afecta en dirección tangencial (generando torsión sobre el árbol).

Revisando los perfiles de leva escogidos, y asumiendo una anchura de 10mm en las levas (suficiente para disponer de suficiente área de contacto con el seguidor), y mediante AutoCAD,

podemos conocer la ubicación de los centros de masas de los desequilibrios de las mismas, además de conocer su volumen en mm^3. Recordando que los árboles de levas están realizados en acero, sabremos la densidad y por tanto la masa, con lo cual conoceremos la fuerza excéntrica de la leva en cada posición del árbol.

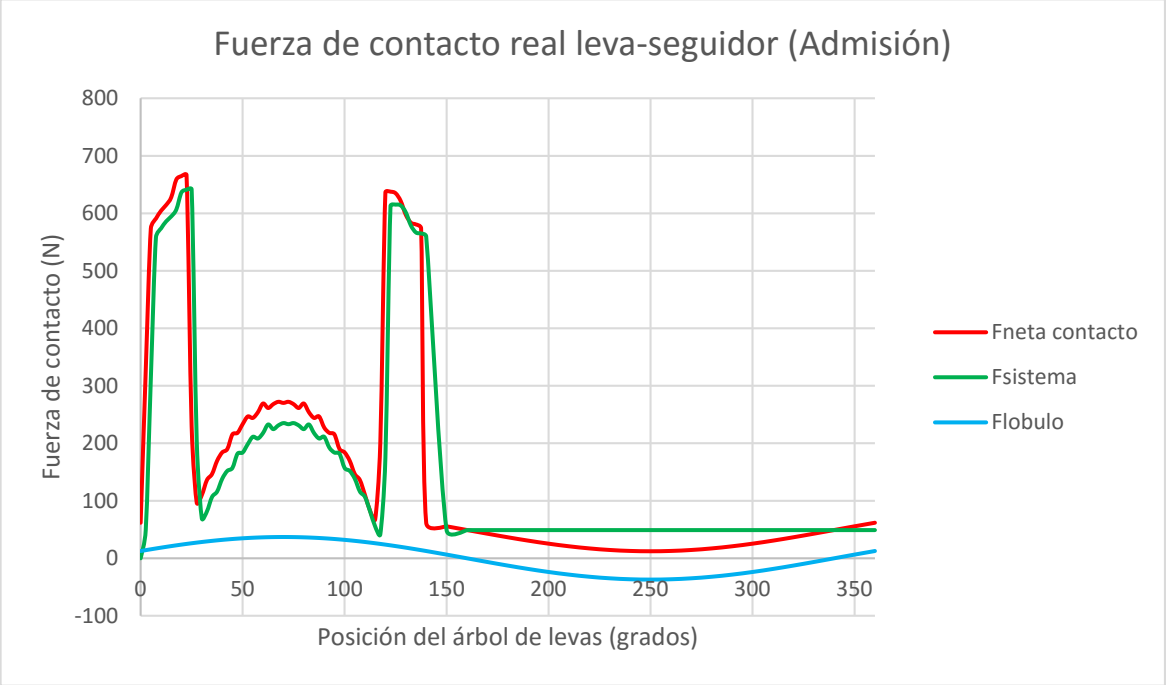


Figura G.9: Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de admisión, fuerza ejercida por la excentricidad de la leva, y fuerza neta de contacto resultado de ambas.

Podemos ver claramente cómo para aquellos momentos en los cuales la leva no empuja a la válvula, existe una fuerza que tiende a separar la leva del seguidor, de tal manera que aunque se retomase el contacto entre ambos antes de que la leva comienzase a abrir la válvula, dicho fenómeno repercutiría en ruido, impactos, un desgaste prematuro del seguidor y/o la leva, e incluso fallos graves en el motor debidos al sobrecalentamiento del conjunto por los picos de presión que producirían los impactos.

En caso de pérdida de contacto, teniendo ángulos cuya fuerza neta fuera negativa, habría que aumentar la precarga de los muelles, o bien aligerar la leva para evitar la separación de la leva

del seguidor. En nuestro caso, podemos ver que se mantiene el contacto, siendo además el valor mínimo aprovechado para lubricar la superficie de la leva y del seguidor, mediante un agujero de lubricación hecho en la superficie de la leva.

En cuanto al escape, tendremos lo siguiente:

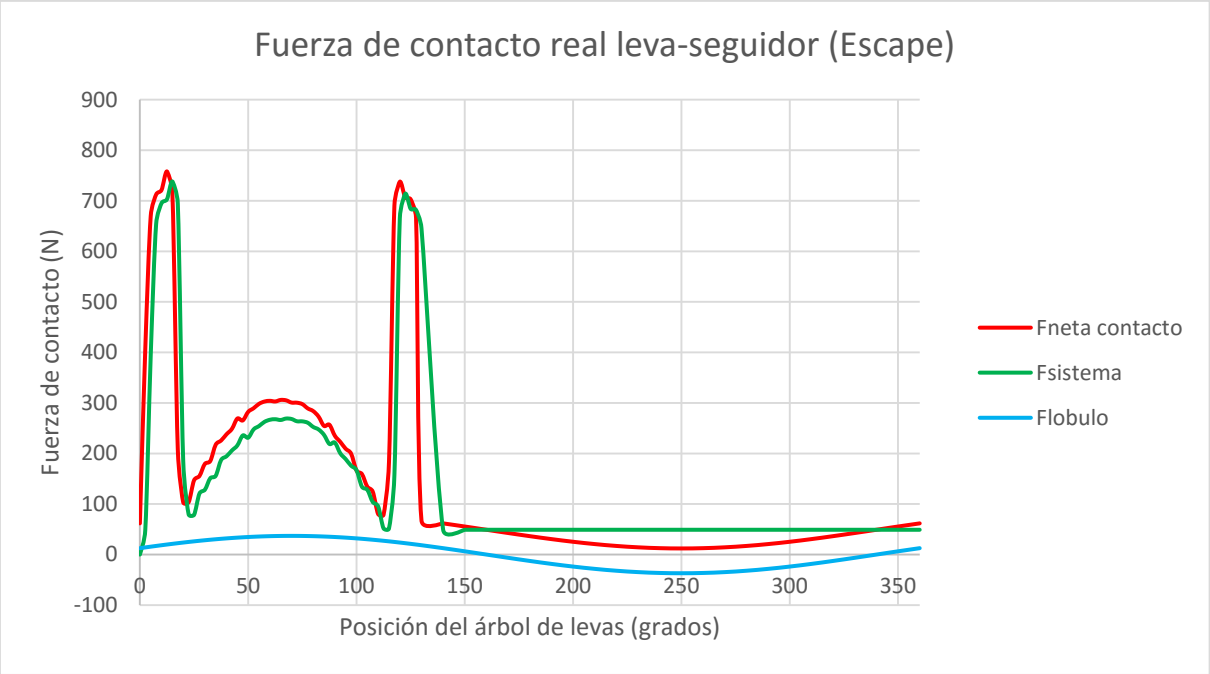


Figura G.10: Fuerza ejercida por los muelles de válvula contra la leva de escape, fuerza ejercida por la excentricidad de la leva, y fuerza neta de contacto resultado de ambas.

Podemos ver, que en el caso del escape tampoco existe separación. Dicha comprobación, nos ha servido para ver la utilidad del sobredimensionamiento de los muelles, y de la introducción de la necesaria precarga a válvula cerrada, dado que vistos los efectos dinámicos existente, tomar las medidas necesarias respecto a éstos ámbitos nos mantiene en la seguridad de cara a que no se separe la leva del seguidor en ningún momento, lo cual es una condición necesaria en el diseño de la cadena cinemática que estamos tratando.

Conociendo el esfuerzo al que están sometidos los árboles de levas, y habiendo validado las condiciones constructivas de las levas, podemos pasar a modelizar dichos elementos, para

darles masa e inercia, y mediante la aplicación de reducción a un eje, hallar la magnitud del momento motor máximo de cada árbol para cada posición de los árboles de levas.

Caracterizar dichas cargas, nos servirá para dimensionar los piñones de mando de los árboles, y el piñón de arrastre de ambos, así como la cadena de distribución y los piñones a sus extremos, como los tensores de la cadena. Mientras tanto, deberemos ir verificando y optimizando elemento por elemento, para que sea válido en términos de resistencia, sin por ello estar sobredimensionado.

Disponemos de datos sobre válvulas, muelles de válvulas y elementos de fijación de las mismas, de tal manera que el primer elemento a diseñar es el siguiente en la cadena cinemática, o sea, el árbol de levas. También disponemos de la posición de cada válvula, de tal manera que podremos localizar correctamente las levas.

La propia forma de la leva, provoca que su contacto con el seguidor no esté localizado en el eje de traslación de la válvula, de tal manera que mientras la válvula esté desplazada de su punto de reposo, existirá un momento realizado por la resultante de fuerzas en el sistema muelle-válvula, que ejercerá carga en contra del avance del árbol de levas.

En el punto de contacto, se creará una fuerza con dos componentes. La primera de ellas, será una normal pura que tendrá una dirección totalmente paralela al eje de traslación de la válvula. En segundo lugar, existirá una fuerza de rozamiento proporcional a la normal existente (aunque muy leve al existir lubricación en la zona de contacto), entre la leva y el seguidor, con una componente perpendicular al eje de traslación de la válvula.

Si realizamos un Diagrama del Sólido Libre (en adelante DSL), del conjunto leva-seguidor, podemos observar cómo la carga de la leva sobre el seguidor está centrada en el eje de traslación para los extremos del desplazamiento y su centro, pero que evoluciona de manera excéntrica en los tramos intermedios. Las líneas verdes y blancas verticales de la figura siguiente, nos marcan los puntos de contacto, en cuanto a desplazamiento axial del seguidor, y en cuanto a la excentricidad del punto de aplicación de la carga.

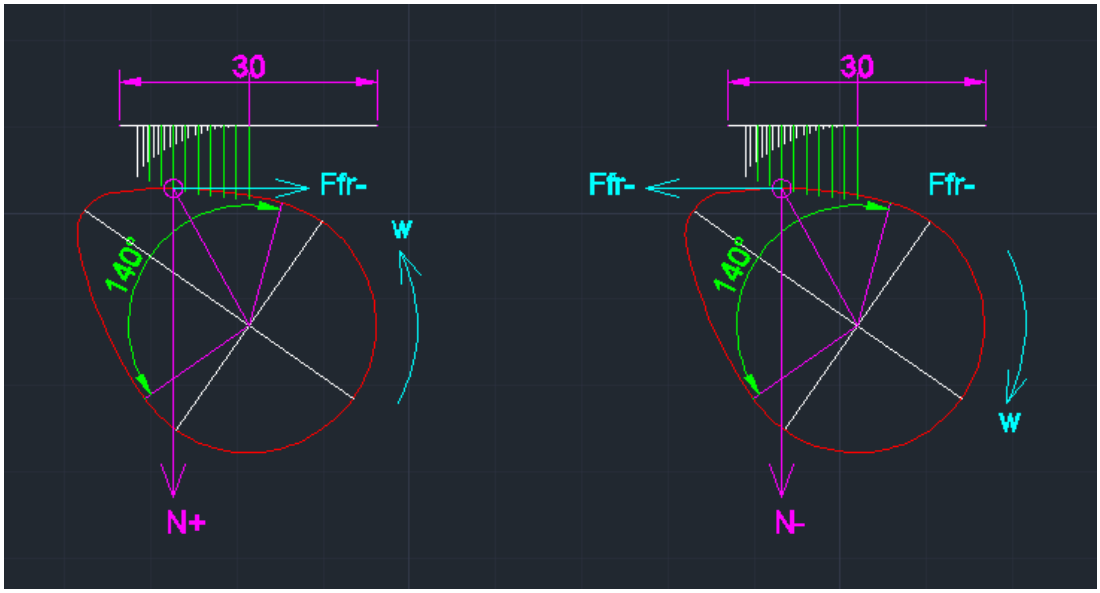


Figura G.11: DSL del sistema leva-seguidor para las válvulas de admisión de nuestro motor.

En primer lugar, vemos identificada la fuerza de rozamiento como una fuerza que siempre actúa en contra del movimiento, pero sin embargo, la fuerza de contacto entre la leva y el seguidor, actúa en contra del movimiento cuando forzamos a la válvula a bajar, y a favor de él cuando la válvula sube hacia su posición inicial.

Conocido ya el valor de la normal en función de la posición, solamente nos queda hallar el momento que ejercen tanto la fuerza de rozamiento como la normal sobre el eje de rotación del árbol de levas, para así conocer las cargas que existen sobre dichos elementos.

En primer lugar, debemos tabular la excentricidad en función del ángulo en el que se encuentra la leva, el cual presentamos en el siguiente diagrama, para las válvulas de admisión:



Figura G.12: Excentricidad de la carga de la leva de admisión sobre el seguidor, para cualquier régimen de giro del motor.

Y en cuanto al escape, la excentricidad evoluciona de la siguiente manera, en función de la posición de la leva:

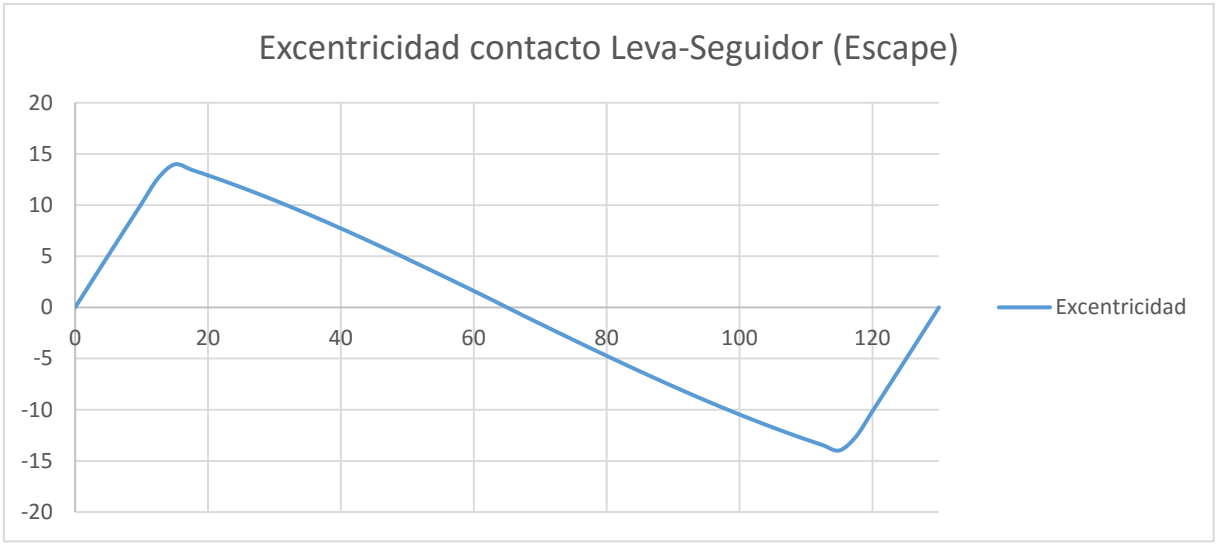


Figura G.13: Excentricidad de la carga de la leva de escape sobre el seguidor, para cualquier régimen de giro del motor.

De tal manera, que es posible calcular el par resistente debido a la fuerza neta de contacto del seguidor con la leva, sobre el árbol de levas, sabiendo que:

$$M_R = F_{NETA} \cdot r_{contacto} \qquad \text{(Ec. G.6)}$$

Sabiendo que el radio de contacto estará en metros, y será de magnitud correspondiente a la excentricidad. Se debe tener en cuenta, que el conjunto realiza fuerza en contra del movimiento de la leva en la bajada de las válvulas, y a favor de él en la subida. El par sobre cada leva de admisión, será:

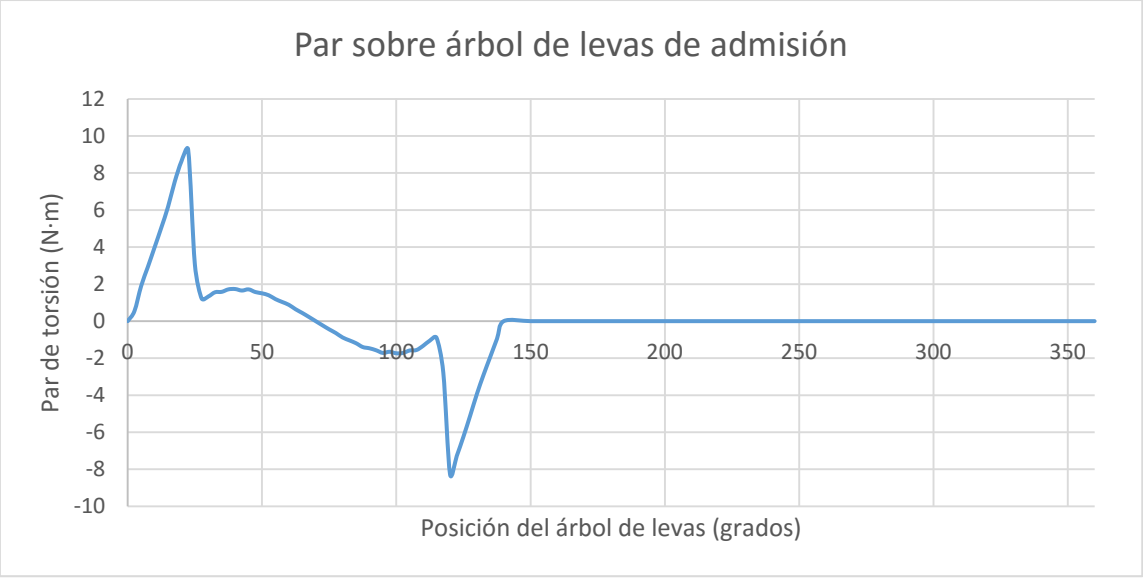


Figura G.14: Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de admisión, a un régimen de motor de 15000rpm.

Podemos ver que la evolución que sufren las cargas mecánicas sobre los elementos mecánicos progresa de manera ascendente de forma directamente proporcional al régimen de giro del motor, de tal manera que nos interesan los esfuerzos a alto régimen para la validación o el dimensionamiento de los elementos mecánicos de ésta zona del motor.

Por otro lado, el par ejercido sobre el árbol de levas de escape, por la fuerza de contacto entre las levas y los seguidores, es de:

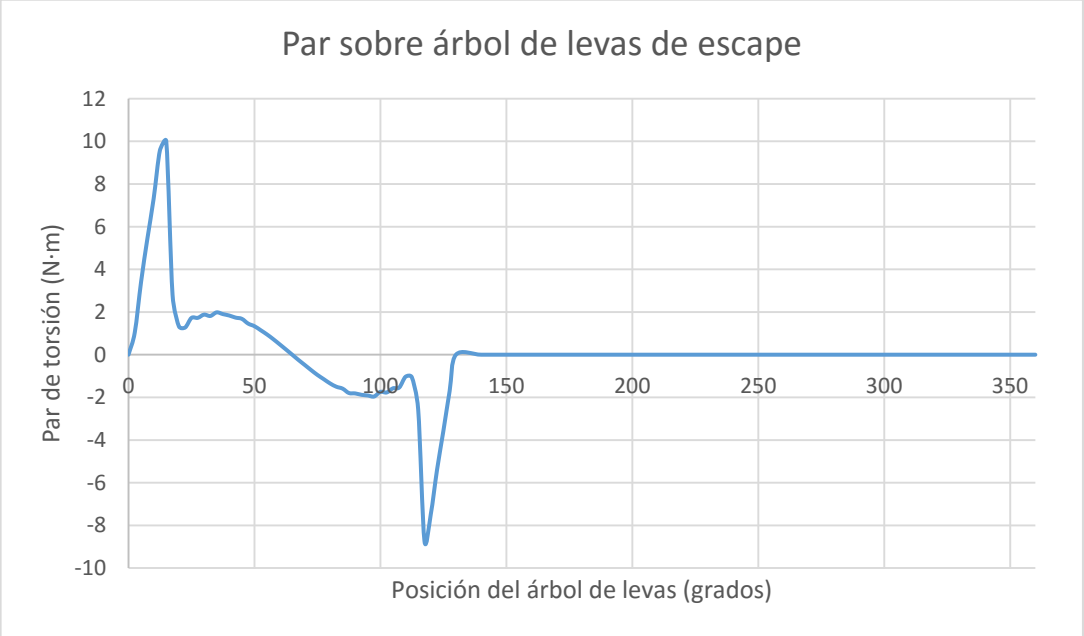


Figura G.15: Par ejercido por la fuerza de contacto entre leva y seguidor sobre el árbol de levas de escape, a un régimen de motor de 15000rpm.

En cuanto a la fuerza de rozamiento, efectuará un par en contra del movimiento, que dependerá de los parámetros antes comentados, de los cuáles disponemos. El coeficiente de fricción para un caso en el cual el contacto entre la leva y el seguidor está correctamente lubricado, mediante una película de aceite, queda en valores entre

Otro aspecto fundamental a tener en cuenta, es que al ser la carga sobre el empujador de tipo excéntrico, de forma implícita estaremos provocándole flexión al vástago de la válvula, y deberemos verificar tanto los desplazamientos del vástago, como los esfuerzos que se le provocan, ya que ésta circunstancia influye de forma importante sobre la tolerancia dimensional y la lubricación del contacto entre la válvula y su guía. Por lo general, se suelen emplear guías lo más largas posibles, de tal forma que la longitud libre de la válvula sea la menor posible (limitando el desplazamiento al limitar el voladizo, el sistema es más rígido).

G.4. Estudio de resistencia y fatiga de los árboles de levas:

Los árboles de levas, como elemento resistente propiamente dicho, estarán solicitados por la fuerza que les transmitirán las válvulas y sus muelles, y dichas fuerzas serán compensadas por el par motriz que les llegará desde los piñones de la distribución. Por tanto, serán estudiados siguiendo el mismo método que en los elementos del mecanismo principal, obteniendo los valores de tensión estática de Von Mises para cada caso de régimen, buscando un estudio de vida a fatiga por la Regla de Miner. También deberá revisarse la distribución de las tensiones, para evitar la concentración de las mismas en ambos árboles.

Tendremos pues, que el primer paso a desarrollar, es la definición dimensional de la posición de las cuatro levas, y de los inicios y finales de los árboles. Con todo definido, podremos entonces crear un modelo 3D con el que comenzar a realizar ensayos de elementos finitos, en busca de la tensión para cada régimen de giro.

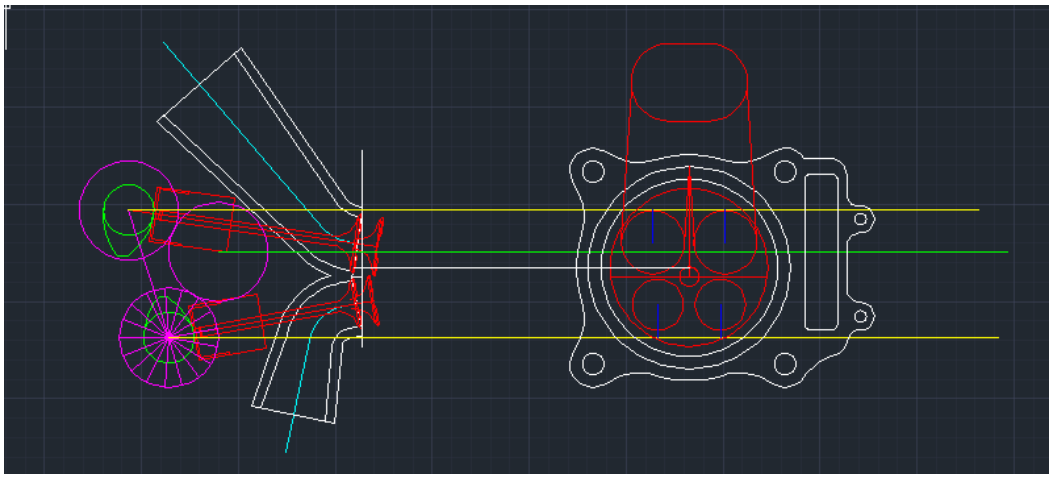


Figura G.16: Croquis empleado para la definición posicional de los elementos de los árboles de levas.

Tras la definición dimensional de los elementos de los árboles de levas, y mediante ProE, sa ha creado el modelo 3D de ambos árboles, y quedan listos para su ensayo por elementos finitos. Podemos ver el resultado en la imagen siguiente:

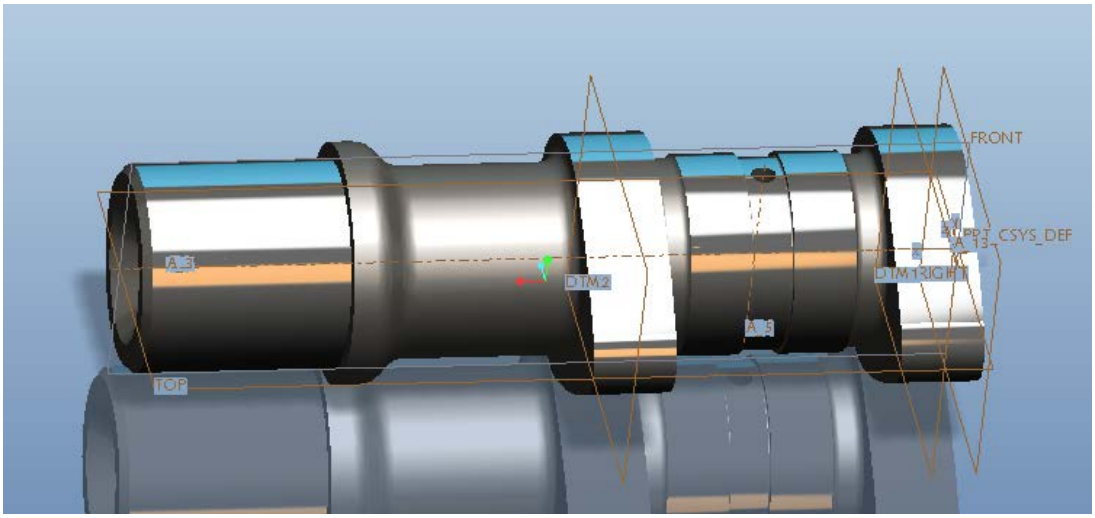


Figura G.17: Vista en ProE del árbol de levas de admisión.

Tenemos ahora que establecer las solicitaciones en función del régimen motor, de tal manera que podamos realizar un estudio estático, y posteriormente el estudio a fatiga. Para ello, emplearemos la hoja de cálculo que hemos creado anteriormente, y con la que hemos establecido el par motriz para cada posición del cigüeñal, ya que éste proviene de la fuerza neta sobre la leva en cada momento.

G.4.1: Estudio de la resistencia del árbol de levas de admisión:

Para el árbol de levas de admisión, la fuerza neta evoluciona según la figura G.7, de tal manera, que si tabulamos la fuerza máxima sobre la leva para cada intervalo de régimen de giro del motor, tendremos:

Tabla G.4: Fuerza máxima y mínima sobre la leva de admisión a cada régimen.

rpm	Max (N)	Pos (gra)	Min (N)	Pos (gra)
4000	421,934888	70	46,4216761	250
6000	391,643613	70	43,1362712	250
8000	437,7754	20 y 120	38,5367044	250
10000	502,082044	20 y 120	32,6229756	250
12000	567,276522	20 y 120	25,3950849	250
14000	634,748034	20 y 120	16,8530322	250

Evaluaremos la tensión máxima que se registra, ensayando todos los casos, ya que la posición de la solicitación cambia, así como la magnitud. En primer lugar, se da en la punta de la leva, y en el segundo, en el cambio de radio en el empalme del radio de base con la rampa de enlace al flanco de la leva. Tendremos que asignar las fuerzas y restricciones al modelo, de tal manera que:

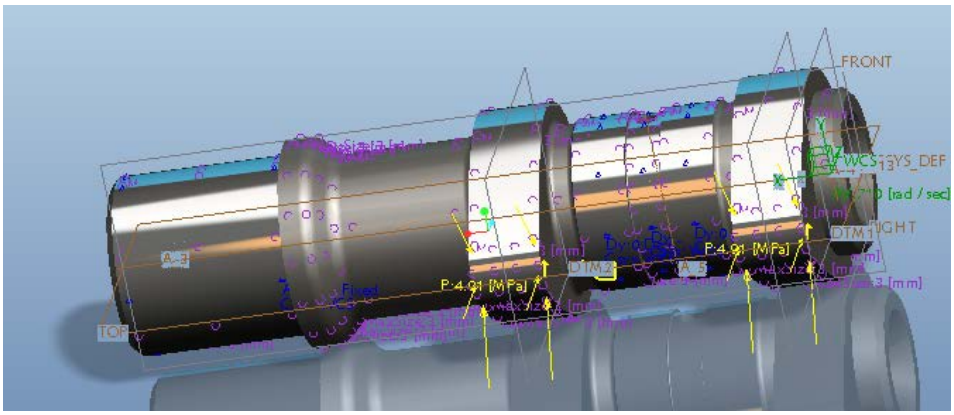


Figura G.18: Vista en ProE del árbol de levas de admisión con cargas y restricciones.

Podremos, una vez asignado el material, mallar el componente para su posterior ensayo mediante elementos finitos, de tal manera que:

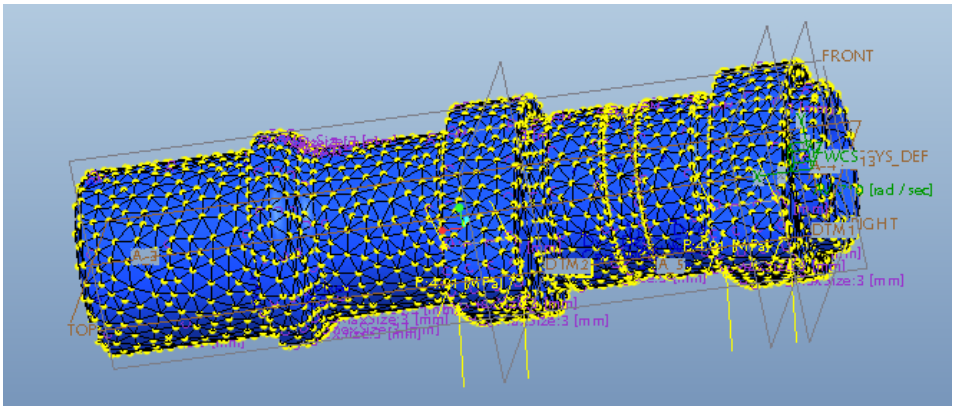


Figura G.19: Vista en ProE del mallado del árbol de levas de admisión.

Hemos realizado una restricción de AutoGEM, limitando el tamaño máximo de elemento a 2mm, para asegurar una buena resolución en el cálculo a efectuar sobre el modelo. Realizaremos primeramente un análisis modal, en busca de las frecuencias propias del árbol de levas, cuyo resultado podemos ver resumido en la siguiente tabla:

Tabla G.5: Frecuencias propias del árbol de levas de admisión.

FRECUENCIAS PROPIAS (Hz)			
1	11802	6	26635
2	15612	7	27914
3	16923	8	29471
4	23027	9	29502
5	23076	10	33217

Al ver que no existe ninguna frecuencia propia por debajo de 10kHz, podemos decir que el árbol de levas de admisión no está en riesgo de entrar en resonancia para sus condiciones de trabajo.

En cuanto a las tensiones máximas y mínimas para cada régimen, tras analizar el modelo mediante elementos finitos, tenemos los siguientes resultados:

Tabla G.6: Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de admisión.

					MPa	
rpm	Max (N)	Pos (gra)	Min (N)	Pos (gra)	Tens max	Tens min
4000	421,934888	70	46,4216761	250	202	22
6000	391,643613	70	43,1362712	250	189	21
8000	437,7754	20 y 120	38,5367044	250	156	87
10000	502,082044	20 y 120	32,6229756	250	179	74
12000	567,276522	20 y 120	25,3950849	250	202	57
14000	634,748034	20 y 120	16,8530322	250	226	38

En la siguiente figura, podemos localizar la zona crítica de la pieza, que es en todos los casos la misma, la zona lateral del cojinete de fricción entre ambas válvulas:

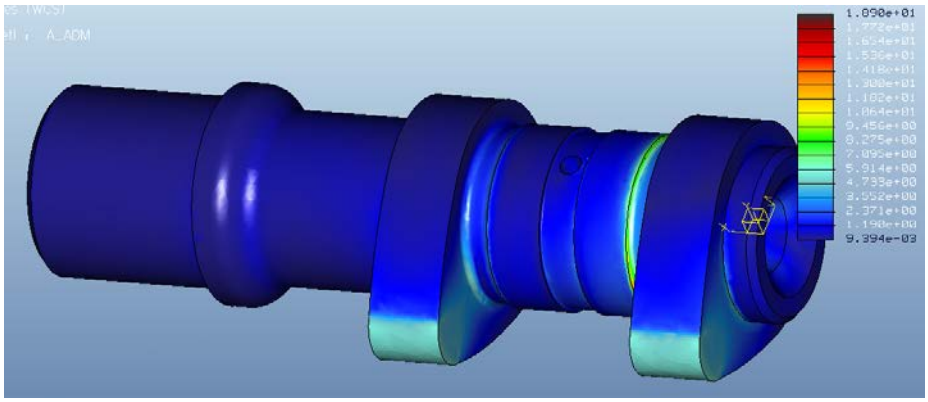


Figura G.20: Vista en ProE de la distribución de tensiones en el árbol de levas de admisión.

Puede verse que en el resto de zonas de la pieza, la tensión no es demasiado alta, dado que existen dos apoyos y la fuerza externa que le llega al componente es simétrica respecto de uno de ellos, por tanto, la zona con mayor tensión es la adyacente a éste, como es natural, pero su disposición limita en gran medida la flexión del elemento y por ello la tensión no se extiende hacia la zona del inserto del piñón de mando.

Al estar materializado el componente en acero de clase AISI4150, cuyas características fundamentales pueden encontrarse en la tabla F.22, sabemos que no se supera el límite elástico del material en ningún caso. El siguiente paso, una vez se ha realizado la verificación modal y estática del componente, es realizar el estudio a fatiga. Dicho estudio, será realizado mediante el mismo procedimiento que el llevado a cabo en el capítulo 8 del Anejo F. Las condiciones de solicitación para el caso del árbol de levas, hacen que los coeficientes de modificación de la resistencia a fatiga, se mantengan respecto del caso del cálculo del cigüeñal, y por tanto, la resistencia a fatiga del acero para las condiciones actuales, será la siguiente:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \cdot \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{\frac{1095}{2}}{1} = 296MPa$$

Podemos entonces calcular los parámetros principales de la carga, dados los modos de carga establecidos como el límite superior de los intervalos propuestos en el Anejo F, y por tanto:

Tabla G.7: Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de admisión.

MODO	σA	σMED	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	83,4	104,1	0,9	84,3	265,7	NO	NO	INFINITA
2	71,1	84,8	0,4	72,4	267,8	NO	NO	INFINITA
3	83,6	95,2	17,0	117,9	269,9	NO	NO	INFINITA
4	96,5	105,5	26,0	176,0	271,6	NO	NO	INFINITA
5	110,0	116,0	55,7	249,6	264,2	SI	NO	INFINITA

En todos los casos la tensión alternativa está por debajo del valor de resistencia a fatiga por tensión alternativa del material, y por lo tanto, la vida es infinita para todos los modos de carga del componente. Tal y como se demostró en el Anejo F, si todos los modos dan vida infinita, según la Regla de Miner, la vida del componente será de igual manera infinita. Podemos entonces pasar a estudiar el árbol de levas de escape.

G.4.2: Estudio de la resistencia del árbol de levas de escape:

Para las levas de escape, la fuerza neta sobre cada leva evoluciona según la figura G.8, de manera que si hacemos una tabla con la fuerza máxima y mínima sobre la leva para cada intervalo de rpm propuesto en el Anejo F, tendremos:

Tabla G.8: Fuerza máxima y mínima sobre la leva de escape a cada régimen.

rpm	Max (N)	Pos (gra)	Min (N)	Pos (gra)
4000	413,653421	70	46,4216761	250
6000	371,124073	70	43,1362712	250
8000	453,868762	20 y 120	38,5367044	250
10000	539,918019	20 y 120	32,6229756	250
12000	626,673374	20 y 120	25,3950849	250
14000	714,134828	20 y 120	16,8530322	250

Tal y como hemos hecho con el árbol de levas de admisión, realizaremos un estudio de elementos finitos sobre el árbol de levas de escape, en busca de sus frecuencias propias y de sus tensiones máximas y mínimas para cada régimen estudiado. Podremos entonces conocer la tensión estática máxima, y posteriormente evaluar la vida a fatiga de la pieza. Una vista de las fuerzas y restricciones asignadas al modelo, es la siguiente:

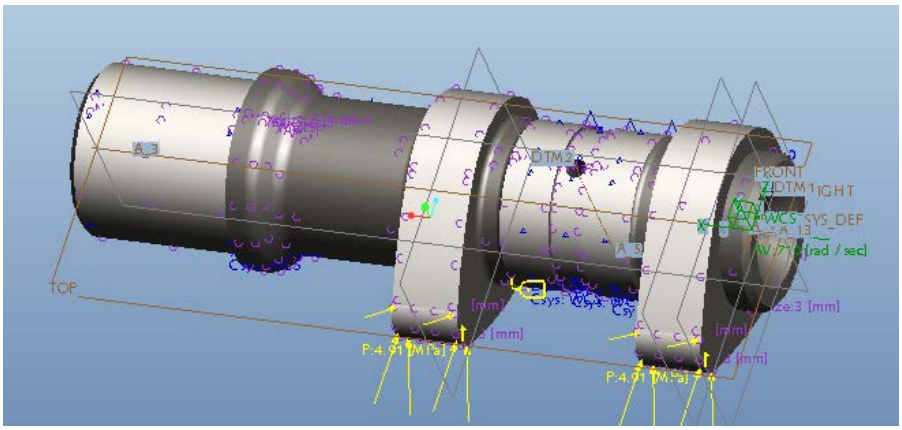


Figura G.21: Vista en ProE del árbol de levas de escape con cargas y restricciones.

Tras asignar todas las condiciones de contorno citadas, podemos entonces pasar a mallar la pieza mediante el control de AutoGEM impuesto, con medida máxima de elemento de 2mm, como en el caso anterior:

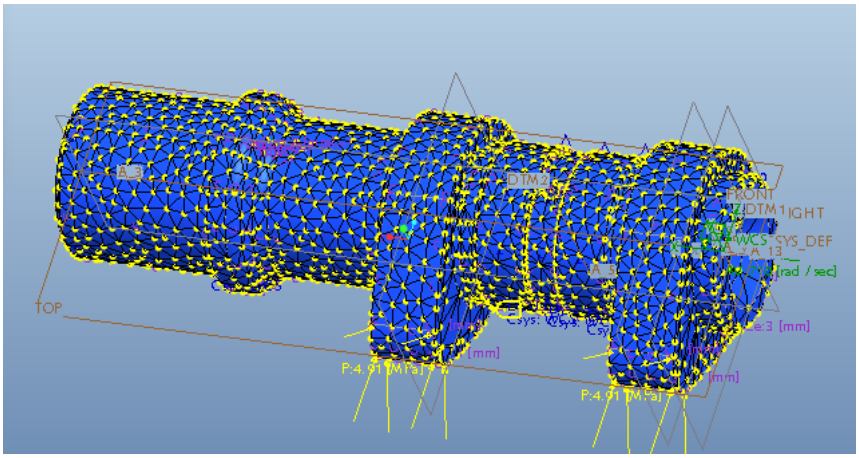


Figura G.22: Vista en ProE del mallado del árbol de levas de escape.

El resultado, es una malla con 36025 elementos, más que suficiente para un cálculo preciso de las tensiones sobre el componente. En primer lugar, calcularemos mediante ProE las frecuencias propias del árbol, las cuales tabulamos a continuación (los 10 primeros modos):

Tabla G.9: Frecuencias propias del árbol de levas de escape.

FRECUENCIAS PROPIAS (Hz)			
1	13279	6	27007
2	13296	7	27850
3	15125	8	30258
4	23121	9	30272
5	26678	10	30342

De nuevo, al tener el componente todas sus frecuencias de resonancia por encima de 10kHz, no deberemos preocuparnos por que entre en resonancia en condiciones de funcionamiento, y más teniendo en cuenta que las frecuencias de la carga sobre el elemento son de la mitad de frecuencia que para el caso del mecanismo principal.

Tendremos, en cuanto a las tensiones máxima y mínima de cada modo de carga, tras realizar un análisis estático mediante ProE, lo siguiente:

Tabla G.10: Tensiones máximas y mínimas del árbol de levas de escape.

					MPa	
rpm	Max (N)	Pos (gra)	Min (N)	Pos (gra)	Tens max	Tens min
4000	413,653421	70	46,4216761	250	182	20
6000	371,124073	70	43,1362712	250	163	19
8000	453,868762	20 y 120	38,5367044	250	172	80
10000	539,918019	20 y 120	32,6229756	250	204	68
12000	626,673374	20 y 120	25,3950849	250	237	53
14000	714,134828	20 y 120	16,8530322	250	270	35

La zona crítica de la pieza, se corresponde a todos los casos, y además, al caso del árbol de levas de admisión, y por tanto para localizarla podemos ir a ver la figura G.20. Al ser el componente también de acero AISI4150, la tensión de fatiga del material se mantendrá al mantenerse las condiciones, y será de nuevo:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \cdot \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{1095}{2} = 296MPa$$

Por tanto, los parámetros de fatiga del árbol de levas de escape, serán los expuestos en la siguiente tabla, calculados mediante el método empleado para todos los otros casos:

Tabla G.11: Parámetros de cálculo a fatiga del árbol de levas de escape.

MODO	σA	σMED	% ciclos	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	72,2	91,1	0,9	72,7	265,0	NO	NO	INFINITA
2	28,6	108,7	0,4	72,4	174,6	NO	NO	INFINITA
3	47,8	115,5	17,0	117,9	218,7	NO	NO	INFINITA
4	68,4	121,1	26,0	176,0	244,3	NO	NO	INFINITA
5	90,5	125,5	55,7	249,6	251,6	NO	NO	INFINITA

Tenemos también en éste caso, vida infinita, y por tanto los árboles de levas quedan comprobados

G.5. Cálculo de los piñones de distribución:

El sistema encargado de hacer rotar los piñones de los árboles de levas, está compuesto por un piñón intermedio, que a su vez es mandado por la cadena de distribución, y ésta por el giro del cigüeñal, tal y como puede verse en la figura G.1 en una aplicación similar. El sistema propuesto para nuestro motor, será algo parecido a lo visible en la figura siguiente:

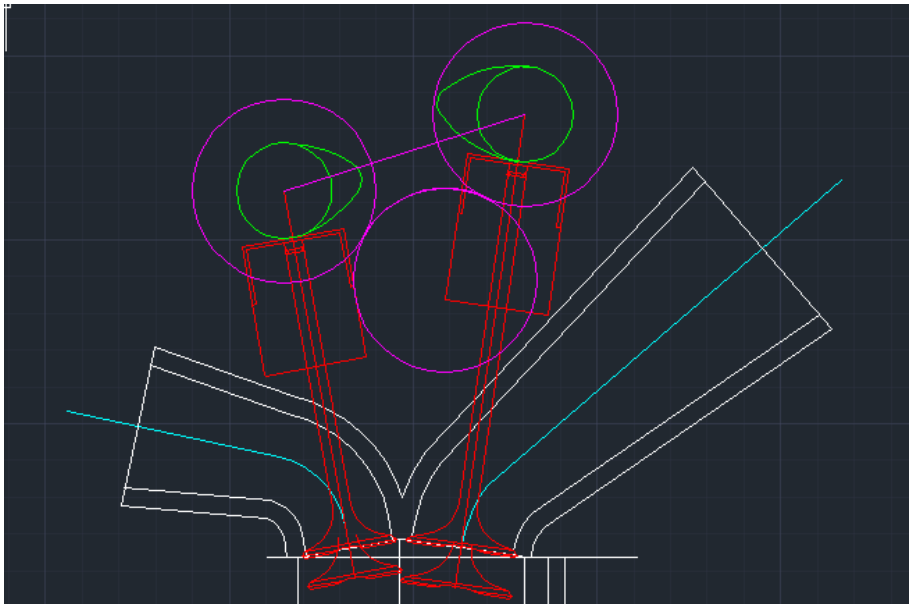


Figura G.23: Disposición de los piñones de distribución (lila) en la culata.

Para los piñones, ya que el método de cálculo que emplearemos es fiable y tiene mucha información basada en la experiencia, podremos emplear valores de par transmitido a 14000rpm y no a 15000 como en el caso del cálculo de la cadena dinámica alternativa. Tendremos entonces que el par de accionamiento máximo para el árbol de levas de escape es de 9,45N·m por leva, y para el de admisión, 8,80 N·m por leva.

Los tres piñones en culata, tendrán los mismos dientes, ya que es necesario mantener una relación de transmisión de 2 entre la velocidad de giro de los árboles de levas, y la velocidad de giro del cigüeñal.

Tendremos entonces, que la hipótesis de cálculo a llevar a cabo para concebir un sistema fiable, se basa en calcular la rueda dentada del centro (la que manda las otras dos). Esto es debido a que la tensión que deberán soportar sus dientes, será alternativa, y además se trata de una rueda intermedia. Por ello, si la rueda central resiste el par pico del sistema, automáticamente el resto de ruedas lo harán. Querrá decir entonces que solamente necesitamos un cálculo de verificación, en lugar de tres.

Emplearemos el método de cálculo propuesto por Decker en su manual de diseño de elementos de máquinas [77], tal y como hemos hecho en el Anejo F, y emplearemos exactamente las ecuaciones y tablas empleadas en el mismo. Los datos de partida que tenemos, son los siguientes:

- Distancia entre ejes: 51mm
- Diámetro primitivo de la rueda: 51mm
- Tipo de dientes de la rueda: Rectos
- Número de dientes de la rueda: 17
- Módulo de los dientes: 3
- Anchura de los dientes: 10mm
- Relación de transmisión: 1
- Par pico: 18,9 N·m
- Paso nominal: 2π
- Material: Acero DIN17210 17 Cr Ni Mo 6 con Sh=1630MPa, Sf=500MPa y Re=1700MPa

Podemos calcular la fuerza periférica nominal, en base a los datos proporcionados, de la manera siguiente:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} = \frac{18{,}9}{0{,}001 \cdot \frac{51}{2}} = 741{,}17N$$

El factor de trabajo K_1, será de 2,25 porque tanto rueda conductora como conducida tienen par fluctuante. La fuerza específica de trabajo, será entonces:

$$w = \frac{F_t}{b} K_1 = \frac{741{,}17}{10} 2{,}25 = 166{,}76 N/mm$$

Con una calidad de dentado de 5, según DIN 867, tendremos una c_q=17N/mm, y podemos calcular la velocidad periférica en la circunferencia primitiva como:

$$v = d \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 0{,}051 \cdot \pi \cdot \frac{7000}{60} = 18{,}69\ m/s$$

Recordemos que los árboles de levas giran a ½ del régimen motor, por tanto para régimen motor máximo, 14000rpm, éstos giran a 7000rpm. Será entonces la suma de $w+c_f$=184N/mm, y mediante la tabla 130 de la bibliografía, obtendremos un coeficiente de carga C_F de 0,021. Podremos entonces calcular el factor dinámico Kv como:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \cdot v = 1 + \left(1 + \frac{17}{166{,}76}\right) \cdot 0{,}021 \cdot 18{,}69 = 1{,}432$$

Y entonces la fuerza específica de la carga, será la calculada a continuación:

$$w_t = w \cdot K_v = 166{,}76 \cdot 1{,}432 = 239\ N/mm$$

Deberemos entonces calcular la fuerza periférica específica, pero antes necesitaremos conocer el factor de distribución de carga normal, el cual necesitamos hallar. Sabiendo que si ponemos dos ruedas dentadas de acero la una engranada en la otra, tenemos:

$$f_e = 1 \cdot f_{pe} = 1 \cdot 4\mu m = 4\mu m$$

Para una calidad de dentado de 5 según DIN 867, entonces si calculamos F_t/b=92,7N7mm, podremos hallar el factor auxiliar q_L, que será igual a 0,5.

El paso de engrane, será calculado de la manera siguiente:

$$p_e = m \cdot \pi \cdot \cos\alpha = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20 = 8{,}856mm$$

El radio de base de la rueda será entonces:

$$r_b = 0{,}5 \cdot d \cdot \cos\alpha = 0{,}5 \cdot 51 \cdot \cos 20 = 23{,}96mm$$

Sabiendo que hf=1,2m, y que el factor de holgura x=0,8mm para buscar una buena robustez en los dientes, tendremos el diámetro del círculo del pie como:

$$d_f = d + 2x \cdot m - 2 \cdot h_f = 51 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 3 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 3 = 48{,}6mm$$

El radio "a" será, de ésta manera, y sabiendo que el juego necesario en cabeza (o bien "c") es de 0,2mm [77]:

$$r_a = 0{,}5 \cdot (2a - d_F - 2c) = 0{,}5 \cdot (2 \cdot 51 - 48{,}6 - 2 \cdot 0{,}2) = 26{,}5mm$$

Podremos entonces, obtener el recubrimiento del perfil tal y como sigue, ya que disponemos del valor de todas las variables:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{2 \cdot \sqrt{r_a^2 - r_b^2} - \mathrm{a} \cdot \cos\alpha}{p_e} = \frac{2 \cdot \sqrt{26{,}5^2 - 23{,}96^2} - 51 \cdot \sin 20}{8{,}856} = 1{,}174$$

Y por tanto, según la tabla 132 de la bibliografía, tendremos un factor de distribución de la carga frontal $K_{F\alpha}$ de 1,00. Podemos entonces hallar la fuerza periférica específica como:

$$w_{Ft} = w_t \cdot K_{F\alpha} = w_t \cdot 1 = w_t = 239\ N/mm$$

Podremos calcular la tensión a flexión del diente, de la siguiente manera:

$$\sigma_F = \frac{239}{3} \cdot 2{,}01 \cdot \frac{1}{1{,}174} \cdot 1 = 137\ MPa$$

No se supera el valor admisible, que es 1700MPa. Sabiendo que la fuerza periférica específica va dividida por el módulo, multiplicada por el factor de forma de los dientes, que se halla para 17 dientes y x=0,8 mediante la tabla 133 de la bibliografía. Posteriormente se multiplica por la inversa del valor del recubrimiento del perfil, y finalmente por 1 ya que los dientes son rectos.

La seguridad contra la rotura a fatiga, recordemos que se calcula mediante una tensión de fatiga admisible de referencia, que para el acero a emplear en la aplicación presente, tiene un límite de fatiga de 430MPa. Dicho límite, en la rueda intermedia, deberá multiplicarse por 0,7 para incluir los efectos de una carga alternativa en los dientes. Tendremos entonces:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FD1} \cdot Z_{R1} \cdot Y_S}{\sigma_{F1}}$$

Tendremos entonces, que el factor de seguridad contra fatiga de la rueda intermedia será de:

$$S_{F1} = \frac{0{,}7 \cdot 500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{137} = 2{,}31$$

Y para las ruedas de los árboles de levas, al no ser intermedias, la seguridad contra fatiga será entonces:

$$S_{F2} = \frac{430 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{137} = 3{,}29$$

Al superar en ambos casos 1,6, podemos decir que la resistencia a fatiga de las tres ruedas es suficiente, localizándose el elemento crítico en la rueda intermedia.

En cuanto a la formación de picaduras, emplearemos de nuevo el modelo de Presión de Hertz para evaluar la resistencia de los flancos de los dientes:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha}$$

Siendo el factor de distribución de carga frontal, que será hallado mediante el factor intermedio de recubrimiento Zε que para nuestro caso vale 0,97, y mediante q_L hallado anteriormente podremos obtener el valor de dicho parámetro, que será de 1,00. Tendremos entonces que:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} = w_t \cdot 1 = w_t = 239\ N/mm$$

Por tanto, la Presión de Hertz puede hallarse mediante los parámetros correspondientes, hallados de la misma manera que en el Anejo F, capítulo 9, sección 3, de tal manera que:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{239}{51} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot 1{,}53 \cdot 272 \cdot 0{,}97 = 1236\ MPa$$

Sabiendo que la seguridad contra la formación de picaduras puede calcularse con el valor de referencia de 1630MPa para el material de los piñones, tendremos entonces que:

$$S_H = \frac{\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 0{,}95}{1236} = 1{,}25$$

Al tratarse de un engranaje de menos de 20 dientes, el factor de seguridad aceptable para marcha permanente, es de 1,4 o más. Dado que la duración de un motor en horas, hemos dicho que es de 3GP, o sea de unas 4h/gp, con lo cual una vida por encima de las 12h a plena carga sería más que suficiente. Podemos calcular la vida aproximada a plena carga en horas, mediante la ecuación siguiente:

$$L_h \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(\sigma_{HD} \cdot K_L \cdot Z_R)^2}{E \cdot n} S_H^2 \qquad \text{(Ec. G.7)}$$

Siendo E el módulo de elasticidad del acero de las ruedas, 210000MPa, y n el régimen de giro de las mismas, 7000rpm. Por tanto, con todos los parámetros conocidos, tendremos:

$$L_h \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(1630 \cdot 1 \cdot 0{,}95)^2}{210000 \cdot 7000} 1{,}25^2 = 119{,}79h$$

Por tanto vemos que el sistema de engranajes de la culata fallaría eventualmente por picadura en el flanco de los perfiles de los dientes debida a la Presión de Hertz, pero que la vida de las ruedas dentadas, aunque quede limitada por éste factor y no por la resistencia estática ni a fatiga, es muy superior a la necesaria para que el motor cumpla con su cometido, que son unas 12h, y además yendo a plena carga solamente un 60% del tiempo (redondeando al alza).

Por tanto, podemos decir que las ruedas dentadas para la distribución quedan calculadas, ya que al resistir la rueda intermedia, como hemos dicho, resisten todas.

G.6. Cálculo de la fijación de los árboles de levas a la culata:

Los árboles de levas, presentan dos zonas de deslizamiento en forma de cojinete cada uno, y por tanto, en dichas zonas, quedarán abrazados por piezas que los sostendrán en su sitio, previniendo desplazamientos en cualquiera de las direcciones menos en la axial, para lo cual existe una zona especialmente pensada del árbol de levas, que va insertada en uno de los dos cojinetes, como puede verse en la figura siguiente:

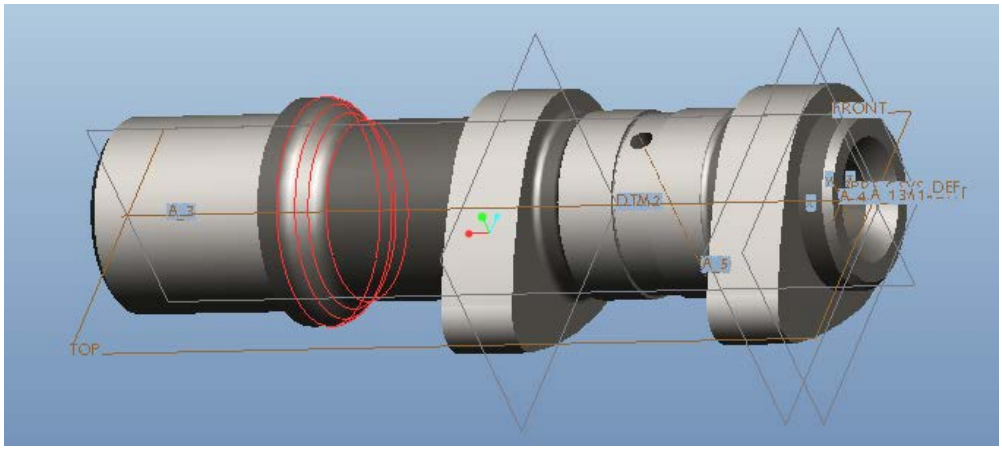


Figura G.24: En rojo, zona del árbol de levas de escape responsable de evitar su desplazamiento axial.

Lo normal en las motocicletas con motores similares, es que una sola pieza de aleación de Aluminio haga de cierre de los cuatro cojinetes del árbol de levas, de tal manera que la estructura sea robusta. Se usan rodamientos en el extremo de los piñones, y cojinete entre las levas. En cada apoyo, habrá dos tornillos encargados de hacer el cierre, a los cuales les llegará una fuerza separadora proveniente de las levas en cada caso. Como en cada apoyo de cada árbol de levas existirá una reacción diferente, dada la posición respecto de las fuerzas externas en cada caso, y lo normal es emplear los mismos tornillos a la misma distancia en todos los casos, buscaremos la peor reacción existente y si el par de tornillos calculados a fatiga resiste en ésa unión, resistirá en todas.

Para calcular los tornillos, vamos a basarnos en el método de cálculo a fatiga por Shigley [61], desarrollado por primera vez en éste proyecto en el Anejo F, capítulo 7, apartado 7. Los tornillos a emplear, en éste caso, serán métricos, según DIN34800, calidad 12.9. La situación de los pernos de cierre, será la siguiente:

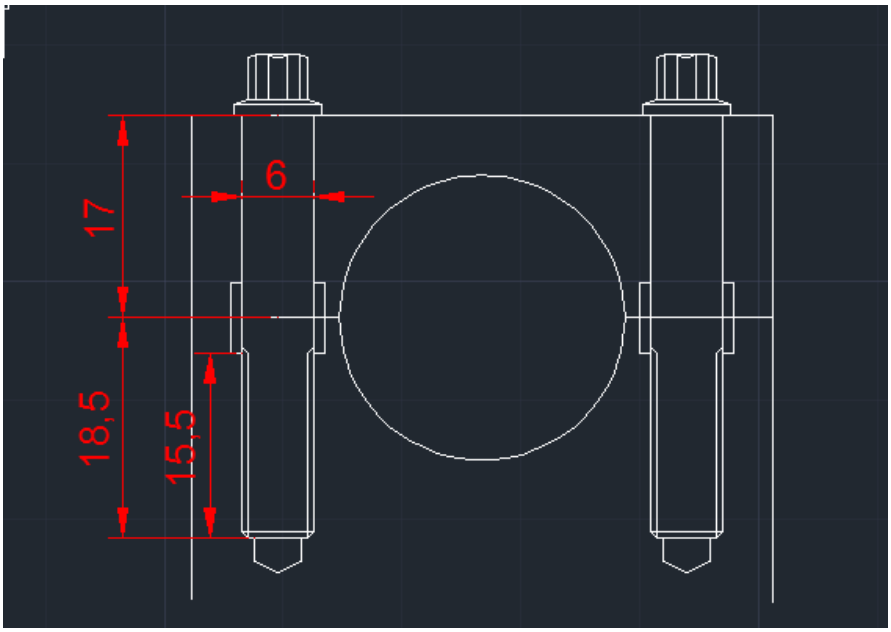


Figura G.25: Situación de los pernos de cierre de los cojinetes de los árboles de levas.

Como hipótesis de cálculo, cogeremos la máxima fuerza neta ejercida contra cada leva por el seguidor de la válvula, que es de 754N, multiplicada por dos al haber dos levas, y la aplicaremos directamente sobre un tornillo, como carga pico a fatiga. El modelo de montaje, es el correspondiente a las figuras F.66 y F.67. Vemos los parámetros de la unión en la siguiente tabla:

Tabla G.12: Parámetros de la unión del cierre de cojinetes de culata.

Pernos	M6x1,0	12.9
Cierre	17mm	E=71GPa
	0,669 pulg	E=10,3Mpsi
Culata	18,5mm	E=71GPa
	0,728 pulg	E=10,3Mpsi

Según las ecuaciones F.15 y F.16, tendremos lo siguiente:

$$l' = h + \frac{d}{2} = 17 + \frac{6}{2} = 20mm$$

Mediante las ecuaciones F.17 y F.18, obtendremos los diámetros D1 y D2 del tronco cónico de presión ejercido por cada tornillo, de manera que:

$$D_2 = D_w = 1{,}5 \cdot d = 6 \cdot 1{,}5 = 9mm$$

$$D_1 = D_w + l' \cdot \tan\alpha \quad < 14mm\ por\ construcción$$

Por ejemplo, para alfa igual a 20º, tendríamos un D1 de 16mm, por tanto nos pasamos. Si despejamos alfa de la ecuación, tendremos:

$$\alpha = \arctan\frac{14 - D_w}{l'} = \arctan\frac{14 - 9}{20} = 14º$$

Por tanto impondremos que D1 son 14mm por construcción, y el ángulo alfa del cono será de 14º. Podremos hallar la rigidez del cono superior, mediante la ecuación F.19, tal y como sigue a continuación:

$$k_1 = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan\alpha}{\ln\frac{(2t \cdot \tan\alpha + D - d)(D + d)}{(2t \cdot \tan\alpha + D + d)(D - d)}} = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 6 \cdot \tan 14}{\ln\frac{(2(10) \cdot \tan 14 + 9 - 6)(9 + 6)}{(2(10) \cdot \tan 14 + 9 + 6)(9 - 6)}} = 482{,}10\ kN/mm$$

De nuevo, en cuanto al cono medio, tendremos:

$$t = h - \frac{l'}{2} = t_1 - \frac{l'}{2} = 17 - \frac{20}{2} = 7mm$$

El diámetro de éste cono, será:

$$D = D_2 + 2(l' - h) \cdot \tan\alpha = 9 + 2(20 - 17) \cdot \tan 14 = 10{,}5mm$$

Y entonces podremos calcular la rigidez de éste tramo de cono mediante la misma ecuación que anteriormente, y por tanto:

$$k_2 = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan\alpha}{\ln\frac{(2t \cdot \tan\alpha + D - d)(D + d)}{(2t \cdot \tan\alpha + D + d)(D - d)}} = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 6 \cdot \tan 14}{\ln\frac{(2(7) \cdot \tan 14 + 10{,}5 - 6)(10{,}5 + 6)}{(2(7) \cdot \tan 14 + 10{,}5 + 6)(10{,}5 - 6)}} = 872{,}85\ kN/mm$$

En cuanto al tercer y último cono, tendremos que:

$$t = l - h = 20 - 17 = 3mm$$

$$D = D_2 = 9mm$$

Será entonces la tercera rigidez, la calculada mediante la ecuación de los dos casos anteriores, de tal manera que:

$$k_2 = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan\alpha}{\ln\frac{(2t \cdot \tan\alpha + D - d)(D + d)}{(2t \cdot \tan\alpha + D + d)(D - d)}} = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 6 \cdot \tan 14}{\ln\frac{(2(3) \cdot \tan 14 + 9 - 6)(9 + 6)}{(2(3) \cdot \tan 14 + 9 + 6)(9 - 6)}} = 1078{,}12\ kN/mm$$

Mediante la ecuación F.22, sumaremos rigideces en serie, para obtener la rigidez total de la unión, y por tanto:

$$k_m = \left(\frac{1}{k_1} + \cdots + \frac{1}{k_n}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{482{,}10} + \frac{1}{872{,}85} + \frac{1}{1078{,}12}\right)^{-1} = 241{,}08\ kN/mm$$

Sabiendo, mediante la tabla 8-1 de la bibliografía [61], que el área resistente del perno es de 20,1mm^2, para una longitud total de 35,5mm, podemos tomar la rigidez de los pernos como:

$$k_b = A_t \cdot \frac{E}{l} = 20{,}1 \cdot \frac{210}{35{,}5} = 118{,}9\ kN/mm$$

Será entonces la constante de la unión C, calculada mediante la ecuación F.23, la siguiente:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{118{,}9}{118{,}9 + 241{,}08} = 0{,}33$$

La precarga, puede obtenerse mediante la resistencia de prueba de un tornillo de calidad métrica 12.9, encontrada en la tabla 8-11 de Shigley [61] con un valor de 970MPa. Según la ecuación F.24, tendremos:

$$F_i = 0{,}75F_p = 0{,}75 \cdot A_t \cdot S_p = 0{,}75 \cdot 20{,}1 \cdot 970 = 14622{,}75N$$

Será el factor de carga, el calculado mediante la ecuación F.25, de tal manera que:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{970 \cdot 20{,}1 - 14622{,}75}{0{,}33 \cdot 2 \cdot 754} = 9{,}79$$

El factor de carga n0, según ecuación F.26, nos dará lo siguiente:

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{14622{,}75}{2 \cdot 754 \cdot (1 - 0{,}33)} = 14{,}47$$

Al tener ambos factores sobradamente por encima de 1, sabemos que la unión no se separará bajo condiciones de carga. En teoría la resistencia de la unión es muy superior a la necesaria, con lo cual podríamos o reducir diámetro, o bien reducir la calidad de los tornillos, para abaratarlos. Con unos tornillos de grado 8.8, según DIN34800 [78], tendríamos que la resistencia de prueba sería de 600MPa, y por tanto:

$$F_i = 0{,}75F_p = 0{,}75 \cdot A_t \cdot S_p = 0{,}75 \cdot 20{,}1 \cdot 600 = 9045\ N$$

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{600 \cdot 20{,}1 - 9045}{0{,}33 \cdot 2 \cdot 754} = 6{,}05$$

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{9045}{2 \cdot 754 \cdot (1 - 0{,}33)} = 8{,}95$$

Por tanto, a nivel de separación de la unión, es preferible en términos económicos, emplear tornillería de grado 8.8, porque estas uniones no requieren de pernos más rígidos para mantenerse unidas.

El punto A del diagrama de fatiga del perno, según figura F.68 y ecuación F.27, será el siguiente:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{9045}{20{,}1} = 450\ MPa$$

El punto B, según la ecuación F.28, será el siguiente:

$$\sigma_A = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} = \frac{0{,}33 \cdot 2 \cdot 754}{2 \cdot 20{,}1} = 12{,}38\ MPa$$

La carga media del perno, será, según la ecuación siguiente:

$$\sigma_M = \sigma_i + \sigma_a = 450 + 12{,}38 = 462{,}38\ MPa$$

Y por tanto, según el Criterio de Goodman, acorde a la ecuación F.29, sabiendo que la resistencia a fatiga de un perno ISO 8.8 es de 129MPa [61, tabla 8-17], la resistencia a fatiga alternativa del material de los pernos corresponderá a:

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = \frac{129(830 - 450)}{830 + 129} = 51{,}11 MPa$$

Será entonces el factor de seguridad a fatiga de los pernos de la unión, el calculado a continuación mediante la ecuación siguiente:

$$n_{fG} = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{51{,}11}{12{,}38} = 4{,}12$$

Por tanto, según el Criterio de Goodman, los pernos de sujeción de los cierres de los rodamientos de culata, no fallan por fatiga en ninguna de las condiciones de carga previstas.

El punto D, corresponde a la comprobación del perno a rotura directa, sin fatiga, y se calcula mediante la ecuación F.30 de la siguiente manera:

$$S_{AP} = \frac{S_p - \sigma_i}{2} = \frac{600 - 450}{2} = 75\ MPa$$

Por tanto, el coeficiente de seguridad frente a rotura del perno, será el calculado mediante la ecuación siguiente:

$$n_{AP} = \frac{S_{AP}}{\sigma_a} = \frac{75}{12{,}38} = 6{,}05$$

Mediante éste coeficiente, demostramos que ninguno de los pernos de los cierres de los cojinetes de culata vayan a romper en caso de solicitaciones de trabajo nominales. Al ser menor el coeficiente de Goodman, sabemos que la rotura prevista del perno se dará por fatiga y no por sobrecarga.

En cuanto al Criterio de Gerber, nos da el punto E, quinto y último, mediante la ecuación F.31, desarrollada a continuación:

$$S_{AG} = \frac{1}{2 \cdot 129}\left[830\sqrt{830^2 + 4(129)(129 + 450)} - 830^2 - 2 \cdot 450 \cdot 129\right] = 76{,}99 \approx 77MPa$$

Y entonces, el factor de seguridad de fatiga para la unión, según el Criterio de Gerber, será el siguiente:

$$n_{fG} = \frac{77}{12{,}38} = 6{,}219$$

Por tanto el resultado del cálculo puede resumirse en los siguientes puntos fundamentales:

- 1: No existe separación de la unión a carga máxima
- 2: Se emplean pernos Torx según DIN 34800, M6.0x1.0, de grado 8.8.
- 3: La vida a fatiga es infinita, al ser los coeficientes de Goodman y Gerber mayores que 1,00.

G.7. Cálculo de la distribución:

La distribución en nuestro motor, está compuesta por los elementos siguientes:

- Piñones de árboles de levas
- Piñón de mando de los árboles de levas
- Piñón mandado de la distribución (es uno con el piñón de mando de los árboles de levas)
- Bulón del piñón de mando, y rodamientos de apoyo si fuese necesario.
- Piñón de mando de la distribución (en cigüeñal)
- Cadena de distribución
- Tensor de distribución

Como sabemos, todos los piñones están ya calculados y dimensionados, a excepción de los piñones que van engranados a la cadena de distribución. Ambos deberán ser calculados, así como la propia cadena y el tensor. La situación de la distribución en nuestro motor, es aproximadamente la siguiente, si la miramos en alzado:

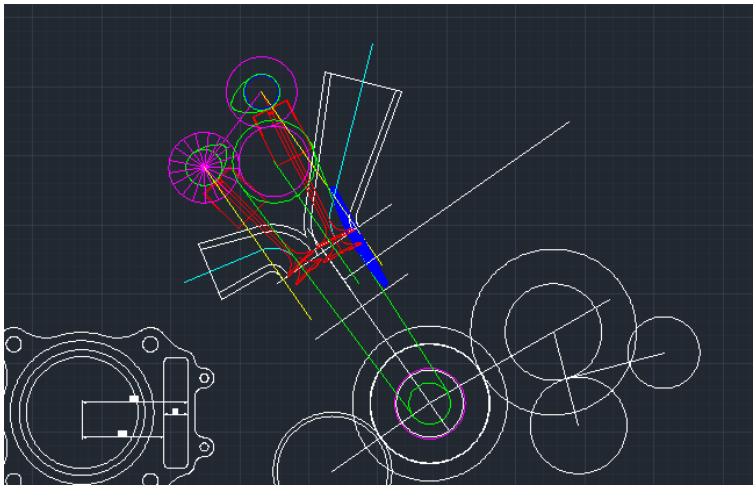


Figura G.26: Situación de la distribución, vista en alzado.

Mediante ésta vista, podremos conocer la distancia entre ejes para la distribución así como la longitud de cadena, y el diámetro primitivo de las dos ruedas dentadas, que quedará limitado por la rueda de mayor tamaño (en culata), y por la relación existente entre los diámetros primitivos de rueda conductora y conducida (1/2). Para calcular la cadena de distribución, emplearemos como referencia el manual de diseño de K.H. Decker, capítulo 8 [77]. La disposición de la cadena, corresponde a la expuesta en la figura 324 del manual, la cual podemos ver a continuación:

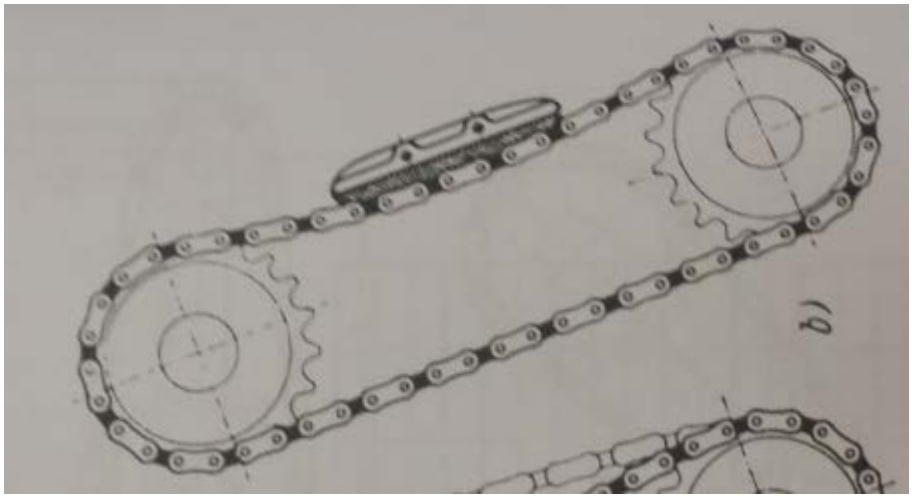


Figura G.27: Vista típica de la disposición a emplear para la cadena de distribución.[77]

El tipo de cadena más típico que se emplea en distribuciones de motocicletas, suele ser el regido por la norma DIN8190, que se engrana en una rueda dentada, porque sus rodillos no entran directamente en contacto con las ruedas dentadas. Sirven para altas velocidades y alta solicitación, que es justamente la aplicación que vamos a realizar en nuestro caso. La resistencia de la cadena va directamente en función de cuántos eslabones empleemos en paralelo, o sea, del ancho de la cadena, siempre dentro de unos límites.

Podemos ver dicho tipo de cadena, en la figura siguiente, extracta directamente de la bibliografía:

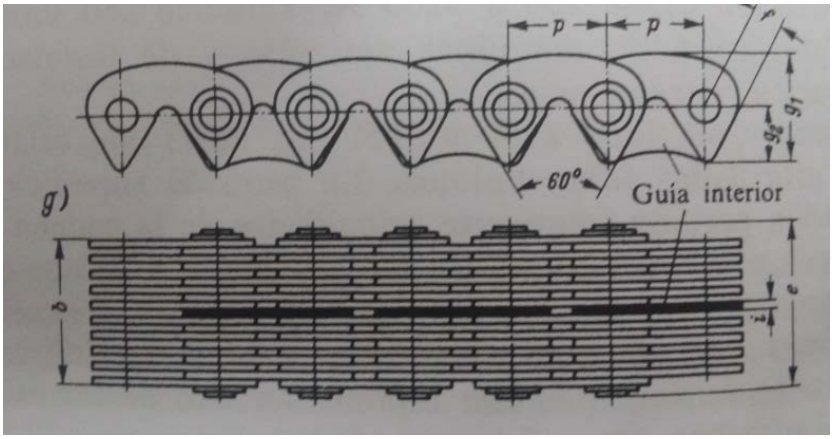


Figura G.28: Dimensiones principales, alzado y perfil de una cadena de distribución según Norma DIN 8190, típica en motores de motocicleta.[77]

La norma DIN8190, nos da todas las dimensiones principales, y por tanto, quedan relacionadas en la tabla siguiente, para nuestro caso concreto:

Tabla G.13: Parámetros de la cadena DIN8190 a emplear.[79]

Paso	Referencia	Anchura Nominal	Tipo di guida	Anchura Entre Guías WBG	Longitud De Perno WH	Ancho Entre Mallas WL	Anchura En Conexión WC	Peso (g/m)	h	d	t
3/16" 4.763mm	SC0305	4	SG	2.4	5.6	4.1	5.6	112			
	SC0307	6	SG	4.0	6.9	5.6	6.9	149			
	SC0309	7	SG	5.6	8.6	7.1	8.6	177			
	SC0311	9	SG	7.1	10.2	8.9	10.2	223			
	SC0315	12	SG	10.3	13.5	12.2	13.5	298			
	SC0315A	12	CG		13.5	12.2	13.5	298	5.1	2.5	0.8
	SC0319	15	CG		16.5	15.5	16.5	400			
	SC0319A	15	SG	13.5	16.5	15.5	16.5	400			
	SC0325	20	CG		21.8	20.6	21.8	502			
	SC0325A	20	SG	18.3	21.8	20.6	21.8	502			
	SC0331	20	CG		26.2	24.9	26.2	623			

Escogemos entonces la cadena SC00315 del fabricante Ramsey [77], con guías laterales, de tal manera que la cadena quedará colocada sobre los piñones de mando, quedando su posición fijada.

Las dimensiones de los dientes para las ruedas conductora y conducida de una cadena DIN8190, están referenciadas en la Norma DIN8191, y pueden obtenerse mediante catálogo para la cadena seleccionada, modelo. Según bibliografía, para velocidades de hasta 24m/s, requerimos de un mínimo de 17 dientes en la rueda pequeña, por lo que en la rueda grande tendremos 34, dientes, siempre y cuando la velocidad se mantenga por debajo de 40m/s, lo cual está dentro de la normalidad.

Mediante la página 405 del manual de diseño de Decker [77], tendremos las ecuaciones y parámetros siguientes para las ruedas dentadas:

$$p = paso = 4{,}763mm \qquad \text{(Ec. G.8)}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{14000}{7000} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{17} = 2 \qquad \text{(Ec. G.9)}$$

Sabiendo que el par pico a transmitir es de 9,45 N·m por leva, tendremos un par total a transmitir de 18,9 N·m. Si se transmiten 18,9 N·m a 7000rpm, podemos calcular la potencia a transmitir por nuestro accionamiento como:

$$P = T \cdot \omega = 18{,}9 \cdot \frac{7000}{60} \cdot 2\pi = 13584W = 13{,}58kW$$

Siendo entonces la potencia de choque a transmitir la cadena la calculada mediante la ecuación siguiente:

$$P_D = \frac{P}{m \cdot k} \qquad \text{(Ec. G.10)}$$

Siendo P la potencia a transmitir en kW, m un factor de carga que para cadenas dentadas es 2,00 [77], y k, que es el factor de potencia de la cadena, obtenible mediante la tabla 113 de la bibliografía, a partir del coeficiente de choque (llamado *c*) según la tabla 112 de la mentada. Dicho coeficiente, para un motor monocilíndrico rápido, tiene un valor de 3,00.

Al emplear la tabla 113, nos devuelve un valor de 0,51 a partir de los dientes de la rueda pequeña, que son 17. Tendremos entonces que:

$$P_D = \frac{13{,}58}{2{,}00 \cdot 0{,}56} = 12{,}125\ kW$$

Podemos calcular el número de eslabones, mediante la siguiente ecuación, sabiendo los números de dientes, la potencia a transmitir, y una distancia aproximada entre ejes llamada a'. Tendremos que:

$$X = 2\frac{a'}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{P}{a'} \qquad \text{(Ec. G.11)}$$

Y por lo tanto, para una distancia entre ejes de 208,38mm, que será a', y teniendo que z_1 es 17 y z_2 es 34 en cuanto a los dientes, para una potencia de 13,58kW, tendremos:

$$X = 2 \cdot \frac{208{,}38}{13{,}58} + \frac{17 + 34}{2} + \left(\frac{34 - 17}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{13{,}58}{208{,}38}\right) = 56{,}66\ eslabones$$

Al pedir el manual de diseño que se redondee al alza, al primer número par disponible, tendremos que la cadena requiere de 58 eslabones, y será tensada mediante un tensor de Teflón colocado en el hueco de la cadena, con el accionamiento sobre el bloque motor, como puede verse en la figura siguiente:



Figura G.29: Tensor de cadena, en una Honda CBR600F. [80]

El requerimiento es de 58 eslabones, pero debemos asegurar el desmontaje de la misma, y por lo tanto, añadiremos 4 eslabones para llegar a 62. Podemos emplear la ecuación siguiente para conocer la longitud de cadena, a partir de la bibliografía:

$$L = p \cdot X \qquad \text{(Ec. G.12)}$$

Sabiendo que el paso es de 4,763mm, y que tenemos 62 eslabones en nuestra cadena, tendremos que su longitud será la siguiente:

$$L = 4{,}763 \cdot 58 = 295{,}3\ mm$$

Podemos ahora conocer los diámetros de los círculos primitivos de las ruedas dentadas, mediante la ecuación siguiente:

$$d = p \cdot n_z \qquad \text{(Ec. G.13)}$$

Siendo el parámetro n_z según la tabla 109 de la bibliografía [77], para la cual el factor vale 5,4422 para 17 dientes, y 10,8380 para 34 dientes. Siendo el paso de 4,763mm, serán entonces los diámetros primitivos los siguientes:

$$d_1 = 5{,}4422 \cdot 4{,}763 = 25{,}92mm$$

$$d_2 = 10{,}8380 \cdot 4{,}763 = 51{,}62mm$$

Con esto, tenemos que aproximadamente 2·d1=d2, que era lo esperado ya que la relación de transmisión del accionamiento así lo requiere. Podemos entonces hallar la velocidad de la cadena como:

$$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \qquad \text{(Ec. G.14)}$$

Aplicando ésta misma ecuación, tendremos que para la cadena la velocidad en metros por segundo va a ser de:

$$v = 0{,}02592 \cdot \pi \cdot \frac{14000}{60} = 19{,}00\ m/s$$

Con el valor de la velocidad exacta de la cadena, podemos entonces hallar la fuerza de tracción existente, como fuerza periférica en las ruedas (lo cual se traduce a fuerza sobre los ejes de soporte de ambas), y por tanto:

$$F = \frac{P}{v} \qquad \text{(Ec. G.15)}$$

Teniendo entonces que dicha fuerza vale, en ambos casos, lo mismo, ya que debe cumplirse tanto la estática como la conservación de la potencia en el mecanismo. De esta manera, tendremos:

$$F = \frac{13580}{19} = 714N$$

Por tanto, sabiendo la velocidad de la cadena, podemos conocer la fuerza centrífuga a la que estará sometida ésta, de la manera siguiente:

$$F_f = q \cdot v^2 \qquad \text{(Ec. G.16)}$$

Siendo q la densidad lineal de la cadena en kg/m, la cual podemos localizar en el catálogo expuesto en la tabla G.13 como 298g/m, equivalentes a 0,298kg/m. Tendremos entonces que el valor de dicha fuerza será:

$$F_f = 0{,}298 \cdot 19^2 = 107{,}58N$$

Será entonces la fuerza total de tracción la suma de ambas, y por lo tanto su valor será:

$$F_G = F + F_f = 714 + 107{,}58 = 821{,}58\ N$$

Podemos obtener entonces la seguridad estática a la rotura, sabiendo cuál es la resistencia estática de la cadena, también llamada F_B en la bibliografía. El valor de ésta es de 8,0kN según catálogo, de tal manera que tendremos:

$$S_{est} = \frac{F_B}{F_G} \geq 7{,}00 \qquad \text{(Ec. G.17)}$$

De tal manera, que sabiendo que el factor debería estar por encima de 7,00 para que el cálculo de comprobación sea favorable, tendremos lo siguiente para nuestro caso concreto:

$$S_{est} = \frac{8000}{821{,}58} = 9{,}737 > 7{,}00$$

Y por tanto sabemos que la cadena está bien dimensionada a carga estática. Para carga dinámica, las condiciones son las siguientes:

$$S_{din} = \frac{F_B}{F_G \cdot c} \geq 3{,}00 \qquad \text{(Ec. G.17)}$$

De tal manera, que si calculamos para nuestro caso explícito, tendremos lo siguiente:

$$S_{din} = \frac{8000}{821{,}58 \cdot 3} = 3{,}247 \geq 3{,}00$$

Y de ésta manera, la cadena queda totalmente verificada a esfuerzos estáticos y dinámicos para la aplicación a la que la vamos a destinar. Una particularidad de las cadenas dentadas, es que la fuerza en el eje se incrementa a 1,5 veces el valor de F calculado mediante la ecuación G.15, por lo tanto:

$$F' = 1{,}50 \cdot F = 1{,}50 \cdot 714 = 1071N$$

Por lo tanto, tendremos el valor de fuerza en cada eje de soporte de las ruedas dentadas conductora y conducida. Dicha fuerza, deberá ejercerla de forma inherente el tensor que vamos a colocar, para que la cadena no se desengrane bajo ninguna solicitación prevista.

El siguiente paso, es calcular la duración de los rodillos de cadena, ya que según bibliografía, en campos de velocidad altos (nuestro caso), la duración de la cadena no viene determinada por una eventual rotura de los eslabones, sino que el factor limitante es la resistencia a rotura de los rodillos. Podemos calcular la fuerza de tracción que soporta un rodillo como:

$$F_R = F_r \cdot \lambda_r \cdot t_r \qquad \text{(Ec. G.18)}$$

Siendo los parámetros, en orden respectivo, F_R la fuerza admisible en el rodillo, en kN, y F_r en kN la fuerza nominal sobre el rodillo, según el número de dientes y la velocidad de la rueda pequeña en rpm, mediante la tabla 119 del manual [77]. Por otro lado, lambda r corresponde al factor de duración según la tabla 120, y tr al factor de construcción según la tabla 121.

El valor de fuerza nominal, para 17 dientes a 14000rpm, será de 0,01 kN. En cuanto al factor de duración, escogemos 250h, porque ésta cadena va montada en un motor cuya duración estimada es de 12h, y 250h es el valor mínimo tabulado. Tendremos entonces que lambda r vale 240,72 para una cadena de 62 eslabones. El factor constructivo según nuestro paso y tipo de cadena, da 1,50. Tendremos entonces:

$$F_R = 0{,}01 \cdot 240{,}72 \cdot 1{,}5 = 3{,}61\ kN$$

Aunque sabemos que una reducción de la vida esperada en horas, haría incrementarse el coeficiente lambda, y que podríamos ajustar aún más el cálculo dimensionando para menos vida en cuanto a tiempo. Sabemos que la cadena aguantará su vida en las horas calculadas si se da lo siguiente:

$$F_R \geq \frac{F}{y} \qquad \text{(Ec. G.19)}$$

Sabiendo que y es el coeficiente de choque, que en nuestro caso, será de 0,63 mediante la tabla 116 de la bibliografía empleada. Sabiendo que F es de 714N, tendremos lo siguiente:

$$\frac{F}{y} = \frac{714}{0{,}63} = 1134N = 1{,}134\ kN < 3{,}61kN$$

Y por tanto, podemos garantizar la duración de los rodillos por 250h o más, siempre y cuando la lubricación de la cadena sea correcta, que en nuestro caso lo será porque irá regada por aceite del motor. Podremos entonces ver la duración de las articulaciones, de la manera siguiente:

$$p_v = \frac{F_G}{A \cdot y} \qquad \text{(Ec. G.20)}$$

Teniendo en cuenta que A puede encontrarse mediante la tabla 106 de la bibliografía, y corresponde a 0,12cm^2. Recordando que y es igual a 0,63, tendremos:

$$p_v = \frac{821{,}58}{0{,}63 \cdot 0{,}12} = 10867\ N/cm^2$$

Tendremos, según la figura 337 de la bibliografía, que el coeficiente de duración w, para nuestra presión y lubricación de la cadena, vale 12,5. Deberemos de calcular el valor característico de la articulación como:

$$w_D = t_v \cdot \lambda_v \qquad \text{(Ec. G.21)}$$

Y por tanto, sabiendo que el factor t_v sale de la tabla 122 de la bibliografía, y que lambda v lo hace de la 123, tendremos un valor de 3,9 para el factor t_v, y de 0,91 para lambda v. Por ello, resolveremos la ecuación como sigue:

$$w_D = t_v \cdot \lambda_v = 3{,}9 \cdot 0{,}91 = 3{,}549$$

Y entonces, sabremos que el coeficiente w/w_D será de 12,5/3,549=3,522. Sabiendo que la duración en horas de la cadena, acorde al desgaste de las articulaciones, tiene que ver de manera directa con las relaciones empíricas siguientes:

Tabla G.14: Vida de una cadena dentada acorde al desgaste de los rodillos. [77]

w/wD	0,67	0,8	1	1,15	1,44	2,01
Lh	50000	30000	15000	10000	5000	2000

Sabemos que la vida en horas va a estar por debajo de las 2000h, eso está claro, pero si queremos obtener un resultado algo más certero de la vida esperada, podemos graficar ambas variables para ver si su evolución se ajusta a alguna ley matemática básica, de tal manera que:

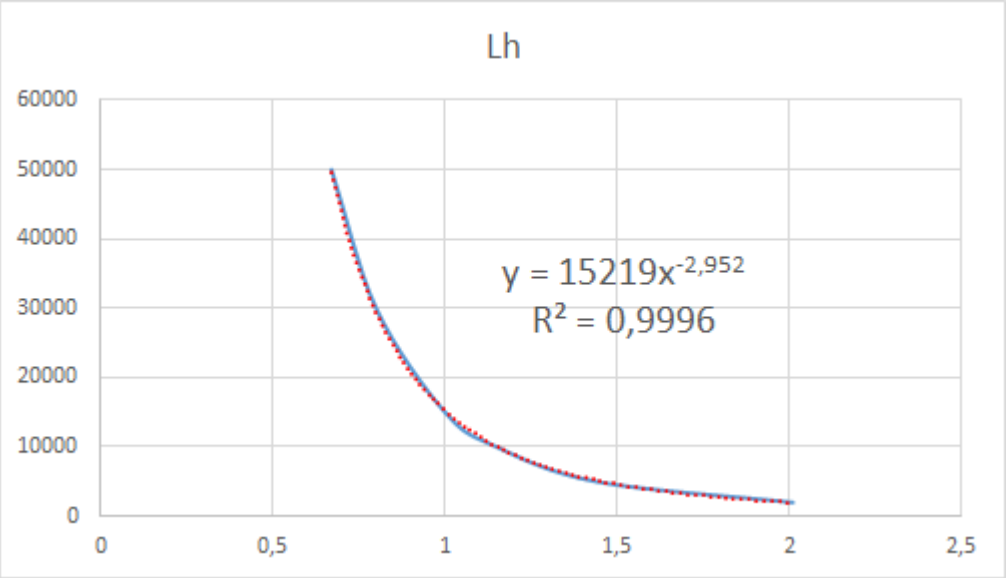


Figura G.30: Vida de los rodillos de una cadena en horas, acorde a los datos disponibles en bibliografía [77] con ajuste mediante ecuación potencial y coeficiente de correlación.

Podemos ver una correlación casi perfecta para una ecuación de tipo potencial, donde *y* son las horas de vida esperadas, y *x* es el coeficiente w/wD.

Para nuestro caso, tendremos lo siguiente:

$$y = 15219 \cdot 3{,}522^{-2{,}952} = 370h$$

Vemos que la vida prevista será de unas 370h. En el caso de la vida de los rodillos, era de más de 250h, y en el caso de los eslabones, vida infinita porque se igualan o superan los coeficientes de seguridad empíricos que la garantizan. Por tanto, sabemos que en nuestra cadena el fallo se producirá o por desgaste, o por rotura de un rodillo, pero en ambos casos la vida prevista de la cadena es muy superior a la vida esperada para el motor. De todas maneras, es justificable que la cadena sea robusta, ya que no podemos predecir del todo los choques que sufrirá, o las cargas imprevistas (como el sobrerrégimen producido por un cambio de marcha errado), y por tanto deberemos irnos siempre del lado de la seguridad.

La tensión que deberá ejercer el tensor, será tal que el desplazamiento que realice el patín en horizontal, deberá provocar en la cadena una tensión en su eje longitudinal igual a la fuerza de tracción calculada mediante la suma de las ecuaciones 15 y 16.

El hecho de añadir eslabones de más a la cadena, es debido a que ésta debe poder montarse y desmontarse aflojando el tensor, dado que los ejes de los piñones extremos no son desplazables. La sobremedida en longitud permite extraer la cadena sacándola por el piñón de cigüeñal, hecho más que común en motores de éste tipo.

G.8. Cálculo de las ruedas dentadas de la distribución:

Las ruedas dentadas de la distribución, no olvidemos que no dejan de ser engranajes cuyo ángulo de presión es de 30º, y su paso, el definido para la cadena. Sabiendo que el ancho de los dientes es el admisible para la propia cadena, ya que ésta presenta guías laterales, y que conocemos la fuerza que se ejerce sobre el diente de ambas ruedas de mando porque conocemos el par pico en el árbol de levas más desfavorable, podremos calcular la vida de ambos componentes. Buscaremos la relación de transmisión deseada, mediante una combinación de 17 y 34 dientes, a igual módulo.

En cuanto a la rueda dentada que va en el cigüeñal, será insertada mediante eje dentado, para evitar giro relativo entre el cigüeñal y ella. De tal manera, que dividiremos éste capítulo en dos cálculos, uno por rueda, comenzando por la rueda que va en el cigüeñal, porque es la más crítica a nivel de resistencia y de desgaste. Una vez calculada la rueda superior, deberá calcularse tanto la unión entre el piñón de mando del árbol de levas, que va junto al conducido de la cadena, unidos ambos mediante tornillos, como también la unión entre los piñones de cada uno de los árboles de levas y el propio soporte en cada árbol, para terminar los cálculos mecánicos de éste Anejo.

G.8.1: Cálculo del piñón inferior de la distribución:

Para calcular éste piñón, conocemos lo siguiente:

- p=4,763 mm
- d=25,92 mm
- b=10 mm (anchura entre guías de cadena)
- α=30º

Como los dientes en el caso de las cadenas dentadas según norma DIN 8190 se trabajan mediante su paso, pero éste se da en pulgadas, deberemos obtener el módulo del engranaje mediante la ecuación que relaciona el paso con éste, de tal manera que:

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{4{,}763}{\pi} = 1{,}516$$

Podemos calcular la fuerza periférica nominal como la relación entre el par pico a transmitir por el engranaje, y su radio primitivo. Sabiendo que:

$$P = T \cdot \omega$$

Y que la potencia transmitida por la distribución se conserva entre rueda conductora y conducida, tendremos que se cumple la relación siguiente:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = T_2 \cdot \omega_2 = P_2$$

El desarrollo de ésta ecuación nos lleva a obtener el valor de par transmitido por la rueda conductora, sabiendo el par pico consumido por la conducida, y que será el siguiente:

$$T_1 = \frac{T_2 \omega_2}{\omega_1} = \frac{T_2 n_2}{n_1} = 18{,}9 \cdot \frac{7000}{14000} = 9{,}45\ N \cdot m$$

La fuerza periférica nominal, será entonces la calculada mediante la siguiente ecuación, dados todos los parámetros necesarios:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} = \frac{9{,}45}{0{,}5 \cdot 0{,}001 \cdot 25{,}92} = 729{,}17N$$

Será entonces la fuerza específica de trabajo, para una anchura de diente b de 10mm y un factor de trabajo de 1,75, acorde a la tabla 125 de la bibliografía empleada para calcular engranajes y cadenas [77], la siguiente:

$$w = \frac{F_t}{b} K_1 = \frac{729{,}17}{10} 1{,}75 = 127{,}6\ N/mm$$

Sabiendo que la velocidad de la cadena es de 19m/s, y que la calidad del dentado es de 5, tendremos que c_q=17N/mm y que w+c_q=144,6 N/mm. Por tanto, el factor de carga C_F será de 0,019 y entonces calcularemos el factor dinámico como:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \cdot v = 1 + \left(1 + \frac{17}{144{,}6}\right) 0{,}019 \cdot 19 = 1{,}403$$

Entonces, la fuerza específica de la carga sobre el diente será la siguiente:

$$w_{Ft} = w_t = w \cdot K_v = 127{,}6 \cdot 1{,}403 = 179{,}07 \frac{N}{mm}$$

Y entonces, ya que el siguiente paso es hallar la tensión total en la base del diente, deberemos primero de realizar el cálculo de ajuste del piñón al cigüeñal, el cual debería trabajar a unos 100ºC en la zona de la inserción del piñón. Conociendo el diámetro primitivo del mismo, podremos calcular el diámetro de base como:

$$d_f = d + 2x \cdot m - 2h_f = 25{,}92 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}516 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}516 = 24{,}71mm$$

El diámetro de cabeza del engranaje, o bien el diámetro exterior, puede calcularse como:

$$d_a = d + 2x \cdot m + 2h_a = 25{,}92 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}516 + 2 \cdot 1{,}516 = 31{,}38mm$$

Para el diámetro del círculo del pie, tendremos:

$$d_b = d \cdot \cos\alpha = 25{,}92 \cdot \cos 30 = 22{,}447\, mm$$

Calcularemos el recubrimiento del diente como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{2\sqrt{15{,}69^2 - 11{,}23^2} - \sin 30 \cdot 38{,}77}{4{,}763 \cdot \cos 30} = 1{,}226$$

Superamos 1,1, y por tanto el engrane es correcto. Empleando la ecuación para le tensión nde fatiga, tendremos entonces:

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{179{,}07}{1{,}516} \cdot 2{,}01 \cdot \frac{1}{1{,}226} \cdot 1 = 194\, MPa$$

Sabiendo que la seguridad a fatiga es calculable mediante una ecuación ya usada anteriormente, y que la resistencia a fatiga del material es de 500MPa, tendremos:

$$S_F = \frac{500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{194} = 2{,}32$$

Al ser el coeficiente de seguridad superior a 1,40, podemos decir que la rueda dentada aguantará a fatiga en cuanto a rotura por el pie del diente. Tampoco se supera la tensión de límite elástico del material, y con lo cual podemos descartar la rotura por sobrecarga en el diente. Por último, estudiaremos la resistencia de los flancos de los dientes, de tal manera que:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha}$$

El factor de distribución de carga frontal, se obtiene a partir del factor de recubrimiento Ze, que sale de la tabla 135 y vale 0,82. qL vale 0,52 y por tanto el factor que buscamos valdrá 1,06. Tendremos entonces:

$$w_{Ht} = 1{,}06 \cdot 179{,}07 = 189{,}81\, N/mm$$

Por tanto, vamos a calcular la presión de Hertz sobre los flancos de la manera típica según el manual de diseño empleado [77], con lo cual:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{189{,}81}{25{,}92} \cdot \frac{2+1}{2}} \cdot 1{,}60 \cdot 272 \cdot 0{,}82 = 1182{,}74\ MPa$$

Tendremos en cuanto a la seguridad contra la formación de picaduras, lo siguiente:

$$S_H = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 1}{1182{,}74} = 1{,}378$$

Necesitamos de un coeficiente de seguridad de más de 1,40 en el caso de engranajes menores a 20 dientes para garantizar vida infinita en cuanto a formación de picaduras, de tal forma que podremos calcular la vida del componente en horas mediante la ecuación siguiente:

$$L_h = 4{,}7 \cdot 10^4 \frac{(1630 \cdot 1 \cdot 1)^2}{205000 \cdot 14000} \cdot 1{,}378^2 = 826h$$

Vemos que la vida del engranaje será muy superior a su vida esperada en horas, y por tanto podemos dar por válido el componente. El siguiente paso, será pues, calcular el engranaje conducido por la cadena de distribución.

G.8.2: Cálculo del piñón superior de la distribución:

Para calcular éste piñón, conocemos lo siguiente:

- p=4,763 mm
- d=51,62 mm
- b=10 mm (anchura entre guías de cadena)
- α=30º

Como los dientes son iguales que en la rueda conductora, su módulo será de 1,516. De nuevo, podemos calcular la fuerza periférica nominal como la relación entre el par pico a transmitir por el engranaje, y su radio primitivo. La relación de par es directa porque sabemos exactamente el par pico en el árbol de levas más desfavorable, de 18,9 N·m.

La fuerza periférica nominal, será entonces la calculada mediante la siguiente ecuación, dados todos los parámetros necesarios:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} = \frac{18{,}9}{0{,}5 \cdot 0{,}001 \cdot 51{,}62} = 729{,}17N$$

Será entonces la fuerza específica de trabajo, para una anchura de diente b de 10mm y un factor de trabajo de 1,75, acorde a la tabla 125 de la bibliografía empleada para calcular engranajes y cadenas [77], la siguiente:

$$w = \frac{F_t}{b} K_1 = \frac{729{,}17}{10} 1{,}75 = 127{,}6\ N/mm$$

De nuevo, sabiendo que la velocidad de la cadena es de 19m/s, y que la calidad del dentado es de 5, tendremos que c_q=17N/mm y que w+c_q=144,6 N/mm. Por tanto, el factor de carga C_F será de 0,019 y entonces calcularemos el factor dinámico como:

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \cdot v = 1 + \left(1 + \frac{17}{144{,}6}\right) 0{,}019 \cdot 19 = 1{,}403$$

Entonces, la fuerza específica de la carga sobre el diente será (otra vez) la siguiente:

$$w_{Ft} = w_t = w \cdot K_v = 127{,}6 \cdot 1{,}403 = 179{,}07 \frac{N}{mm}$$

Volvemos a hallar la tensión total en la base del diente, conociendo el diámetro primitivo del mismo, lo podremos calcular como:

$$d_f = d + 2x \cdot m - 2h_f = 51{,}62 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}516 - 2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}516 = 50{,}41 mm$$

El diámetro de cabeza del engranaje, o bien el diámetro exterior, puede calcularse como:

$$d_a = d + 2x \cdot m + 2h_a = 51{,}62 + 2 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}516 + 2 \cdot 1{,}516 = 57{,}08 mm$$

Para el diámetro del círculo del pie, tendremos:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = 51{,}62 \cdot \cos 30 = 48{,}15\, mm$$

Calcularemos de nuevo el recubrimiento del diente como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{2\sqrt{28{,}54^2 - 22{,}35^2} - \sin 30 \cdot 38{,}77}{4{,}763 \cdot \cos 30} = 3{,}91$$

Superamos 1,1, y por tanto el engrane es correcto. Empleando la ecuación G.22 sin la tensión de inserción, tendremos entonces:

$$\sigma_F = \sigma_{ins} + \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = 0 + \frac{179{,}07}{1{,}516} \cdot 2{,}01 \cdot \frac{1}{3{,}91} \cdot 1 = 60{,}72\, MPa$$

Sabiendo que la seguridad a fatiga es calculable mediante una ecuación ya usada anteriormente, y que la resistencia a fatiga del material es de 500MPa, tendremos:

$$S_F = \frac{500 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95}{61} = 7{,}4$$

Al ser el coeficiente de seguridad superior a 1,40, podemos decir que la rueda dentada aguantará a fatiga en cuanto a rotura por el pie del diente. Tampoco se supera la tensión de límite elástico del material, y con lo cual podemos descartar la rotura por sobrecarga en el diente.

Estudiaremos de nuevo la resistencia de los flancos de los dientes, de tal manera que:

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha}$$

El factor de distribución de carga frontal, se obtiene a partir del factor de recubrimiento Ze, que sale de la tabla 135 y vale 0,71. qL vale otra vez 0,52 y por tanto el factor que buscamos valdrá 1,12. Tendremos entonces:

$$w_{Ht} = 1{,}12 \cdot 179{,}07 = 200{,}56\ N/mm$$

Por tanto, vamos a calcular la presión de Hertz sobre los flancos de la manera típica según el manual de diseño empleado [77], con lo cual:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{200{,}56}{51{,}62} \cdot \frac{2+1}{2}} \cdot 1{,}60 \cdot 272 \cdot 0{,}71 = 749\ MPa$$

Tendremos en cuanto a la seguridad contra la formación de picaduras, lo siguiente:

$$S_H = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 1}{749} = 2{,}17$$

Necesitamos de un coeficiente de seguridad de más de 1,25 en el caso de engranajes mayores a 20 dientes, o sea que se garantiza vida infinita en éste engranaje.

G.9. Cálculo de uniones desmontables:

Éste cálculo, tratará la unión de los piñones de la distribución a los árboles de levas, así como la unión entre el piñón conducido de la distribución con el piñón de mando de la distribución. Estas uniones tienen un factor en común, y es que dependen de la adherencia creada entre piezas por la fuerza que ejercen uno o varios tornillos para unirlas.

La fuerza separadora, en lugar de ser una tracción que tiende a separar las piezas, consiste en un deslizamiento entre ellas. Deberemos provocar que la ausencia de desplazamiento relativo entre piezas provenga de la adherencia entre piezas, provocada por la tensión de apriete de los tornillos que las unan, sin que en ningún caso éstos hagan las veces de bulones, trabajando a cortante.

Como marco teórico, emplearemos el capítulo octavo, secciones novena y undécima, del libro “Diseño en Ingeniería Mecánica”, de Shigley [61].

G.9.1: Cálculo de la unión del piñón de distribución con el mando de árboles de levas.

Para ésta unión, los datos de entrada que tenemos, son los siguientes:

- Par a transmitir: 18,9N·m
- Diámetro de pie de dientes del piñón de mando: 47,92mm
- Diámetro de pie de dientes del piñón de distribución: 44,7mm
- Anchura mínima piñón de mando: 10mm
- Anchura mínima piñón distribución: 10mm

Dado que el montaje que vamos a realizar consiste en que tenemos que crear una fuerza de rozamiento entre ambos piñones que mantenga la adherencia entre ellos, tendremos que considerar un coeficiente de rozamiento entre acero y acero, que será de 0,15. Conociendo la ley del rozamiento, tendremos que:

$$F_{fr} = \mu \cdot N \quad y\ por\ tanto \quad N = \frac{F_{fr}}{\mu}$$

Realizaremos un primer cálculo de comprobación en el cual vamos a emplear tornillos de cabeza Allen de M6 según DIN 912. Es típico que la cabeza mida 6mm de largo, y por tanto el hecho de emplear 6mm de espesor como zona de apriete, y 4mm como zona de inserción de parte de la cabeza, hará que éstas sobresalgan 2mm del piñón de distribución, que es el que llevará los tornillos. Será necesario entonces tener en cuenta la existencia de los tornillos en cuanto a interferencias entre elementos. El diámetro de la cabeza del tornillo es de 10mm, o sea que si empleamos un eje con un diámetro de 10mm para soportar ambos piñones, tendríamos que una disposición podría ser la siguiente:

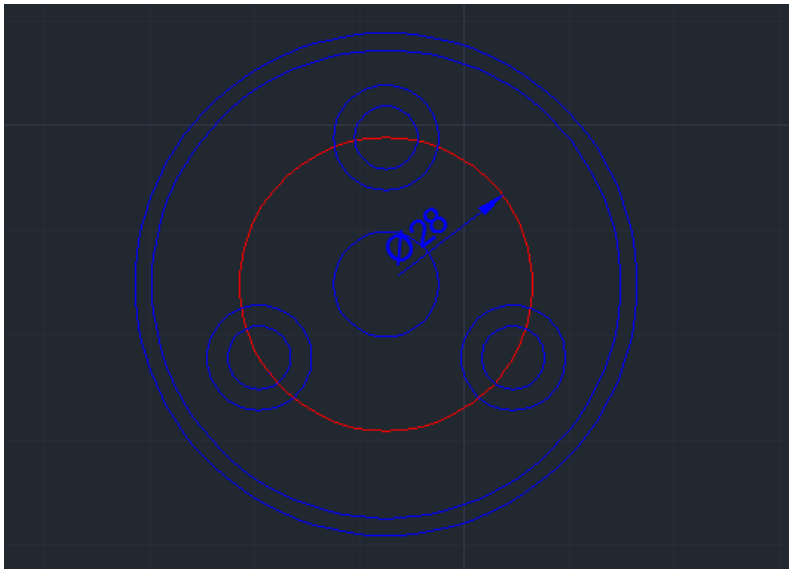


Figura G.35: Vista en AutoCAD de la disposición de tornillos para la unión entre el piñón conducido de la distribución, y el piñón de mando de los árboles de levas.

Sabiendo que en el piñón de mando de los árboles de levas, los 10mm son roscados, tendremos que la longitud efectiva de agarre, según ecuaciones F.15 y F.16 será:

$$l' = h + \frac{d}{2} = 6 + \frac{6}{2} = 9mm$$

Mediante las ecuaciones F.17 y F.18, tendremos los diámetros D1 y D2 de la unión como:

$$D_2 = D_w = 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 6 = 9mm$$

$$D_1 = D_w + l' \cdot \tan\alpha = 9 + 9 \cdot \tan 20 = 12{,}27mm$$

En éste caso, con un cono de 20º el diámetro D1 es válido porque existe material real como para que todo el cono esté compuesto de material. Mediante la ecuación F.19, obtenemos la rigidez del primer cono de la manera siguiente, dada la rigidez del acero AISI4150 como 205GPa:

$$k_1 = \frac{\pi \cdot 205 \cdot 6 \cdot \tan 20}{\ln\frac{(2 \cdot 4{,}5 \cdot \tan 20 + 9 - 6)(9 + 6)}{(2 \cdot 4{,}5 \cdot \tan 20 + 9 + 6)(9 - 6)}} = 2601\ kN/mm$$

En cuanto al cono medio, tendremos lo siguiente:

$$t = h - \frac{l'}{2} = t_1 - \frac{l'}{2} = 6 - \frac{9}{2} = 1{,}5mm$$

El diámetro superior del cono medio, es igual a D1, y de ésta manera tendremos:

$$k_2 = \frac{\pi \cdot 205 \cdot 6 \cdot \tan 20}{\ln\frac{(2 \cdot 1{,}5 \cdot \tan 20 + 12{,}27 - 6)(12{,}27 + 6)}{(2 \cdot 1{,}5 \cdot \tan 20 + 12{,}27 + 6)(12{,}27 - 6)}} = 13722\ kN/mm$$

El diámetro del tercer cono, vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$D = D_1 - 2(l' - h)\tan\alpha = 12{,}27 - 2(9 - 6)\tan 20 = 10{,}08mm$$

La longitud, corresponde al restante, o sea a 3mm, y entonces, podemos evaluar la rigidez como:

$$k_3 = \frac{\pi \cdot 205 \cdot 6 \cdot \tan 20}{\ln \frac{(2 \cdot 3 \cdot \tan 20 + 10{,}08 - 6)(10{,}08 + 6)}{(2 \cdot 3 \cdot \tan 20 + 10{,}08 + 6)(10{,}08 - 6)}} = 4667\ kN/mm$$

La rigidez de las piezas, será entonces:

$$k_m = \left(\frac{1}{2601} + \frac{1}{13722} + \frac{1}{4667}\right)^{-1} = 1489\ kN/mm$$

La rigidez de los tornillos, puede evaluarse como la suma en serie de rigideces del vástago hasta la rosca, y de la zona de la rosca, y por lo tanto:

$$k_v = A \cdot \frac{E}{l} = \pi \cdot 3^2 \cdot \frac{205}{6} = 966\ kN/mm$$

$$k_r = \frac{A_t E}{l} = 20{,}1 \cdot \frac{205}{10} = 412\ kN/mm$$

Y la rigidez del tornillo, será entonces la siguiente:

$$k_b = \left(\frac{1}{966} + \frac{1}{412}\right)^{-1} = 289\ kN/mm$$

Tendremos pues que la constante de la unión se podrá calcular mediante la ecuación F.23 de la manera siguiente:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{289}{289 + 1489} = 0{,}162$$

Sabemos que la precarga recomendada para pernos de métrica 6 es de 14622N para calidad 12.9, de tal manera que podremos calcular el factor de carga de la unión mediante la ecuación F.25.

Sabiendo que el par a transmitir es de 18,9 N·m, lo cual equivale a 18900 N·mm, podemos calcular la fuerza que se está ejerciendo sobre la circunferencia de los pernos como:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{18900}{14} = 1350N$$

Si tenemos tres tornillos, sabemos entonces que la fuerza de rozamiento por tornillo será de 1/3 de la fuerza que ejerce el par sobre su línea de acción, y por tanto, por tornillo tendremos una fuerza de 450N. Mediante la ecuación que relaciona la normal con la fuerza de rozamiento, tendremos que:

$$N = \frac{F_{fr}}{\mu} = \frac{450}{0{,}15} = 3000N$$

Por tanto, si imponemos la normal como fuerza separadora para la unión, querrá decir que si el factor de carga es igual a 1, la unión estaría en deslizamiento inminente, ya que la fuerza que estaría ejerciendo el perno entre ambas piezas sería exactamente de 3000N. Si aumentamos el valor de la fuerza separadora a 2 veces su valor (por la naturaleza impulsiva de la carga), tendremos entonces que la fuerza separadora de la unión puede virtualizarse como 6000N. Tendremos entonces:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{970 \cdot 20{,}1 - 14622}{0{,}162 \cdot 6000} = 5{,}01$$

Lo cual quiere decir, que la unión no se va a separar bajo carga de 6000N. Esto quiere decir, que la unión, montada con dicha precarga, ejerce una fuerza entre ambas piezas más que suficiente como para mantenerlas en contacto sin deslizamiento. Se emplean 3 tornillos por una cuestión de equilibrado, y porque la repercusión económica de incorporarlos no es reseñable. Además, el uso de tornillos de una métrica menor, podría provocar que se pasaran de rosca si no se manipulan correctamente.

G.9.2: Cálculo de la inserción de los piñones de árboles de levas a los árboles.

Para éste caso, vamos a suponer que si calculamos una sola unión, la más desfavorable, podremos extrapolar las conclusiones a ambas, ya que la geometría es la misma y además la carga sobre la unión es muy parecida, por lo que no estaremos sobredimensionando en exceso. La unión se trata de una inserción por interferencia térmica o bien por prensa, que deberá resistir el par que se le aplica a los árboles de levas sin deslizar. Tenemos exactamente 14mm de apoyo para cada piñón, y por tanto, si tomamos la hipótesis de que el árbol de levas es rígido (que lo es en comparación al piñón), entonces podemos calcular la tensión que se produce en el piñón, así como también, conociendo la presión resultante entre ambos elementos, podremos entonces verificar que ante condiciones de carga, no existirá el deslizamiento que hemos mentado anteriormente. Debe quedar claro, que los árboles de levas son un elemento que no está pensado para ser reparado, sino que por la corta vida útil del motor, se cambiaría el árbol completo con su rodamiento y su piñón. De todas maneras, es posible realizar la sustitución de los elementos explicados si se cortan, y acto seguido se montan unos nuevos.

Si mantenemos al árbol de levas con un diámetro nominal de 25mm, y calentamos el piñón a 125ºC (temperatura ambiente más 100ºC, incremento de 100ºC, se inserta la pieza y se enfría 100ºC), tendremos que:

$$\varepsilon_{cir} = 0 = \frac{1}{E}\sigma_{cir} + \alpha\Delta T$$

Y por tanto, para los datos del acero AISI4150, E=205GPa y α=12,2·10^{-6} ºC^{-1}, tendremos, que para dicho incremento térmico, la tensión circunferencial en la zona del inserto, será:

$$\sigma_{cir} = 205000 \cdot (-12{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot -100) = 250{,}1MPa$$

Al estar la tensión por debajo del límite elástico del material, podemos decir que ante un criterio de resistencia la unión aguantará. Entonces, conociendo la siguiente relación entre la tensión circunferencial en el anillo de soporte, y la presión entre ambos elementos, podremos calcular ésta última de la manera siguiente (ecuación G.23):

$$\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_O = P \cdot \frac{1}{2} S_{int}$$

Entonces, asumiendo que el espesor del anillo de soporte es de 2mm, y la longitud de 14mm, tendremos una superficie a tensión de 28mm^2. Lo cual querrá decir que:

$$P = \frac{\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_O}{\frac{1}{2} S_{int}} = \frac{250{,}1 \cdot 2 \cdot 28}{\frac{1}{2} \pi \cdot 25 \cdot 14} = 25{,}47\ MPa$$

Dada ésta presión, y si sabemos que el coeficiente de rozamiento acero-acero es de 0,18, podremos hallar la fuerza de deslizamiento a partir del par máximo a transmitir, de 18,9N·m, de la manera siguiente:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{18900}{12{,}5} = 1512N$$

La normal que ejerce la unión puede hallarse mediante la relación entre la presión entre elementos y la superficie, como:

$$N_{est} = P \cdot S_{int} = 25{,}47 \cdot \pi \cdot 25 \cdot 14 = 28006\ N$$

Por lo que la fuerza que deberemos realizar para provocar deslizamiento en la unión, transmitida a la zona de adherencia, será:

$$F_{adh} = \mu \cdot N_{est} = 0{,}18 \cdot 28006 = 5041N$$

Al estar realizando 1512N como fuerza separadora, podemos ver que el coeficiente de seguridad que tenemos para la unión será el siguiente:

$$c_s = \frac{F_{adh}}{F} = \frac{5041}{1512} = 3{,}33$$

Con lo cual, podemos dar por calculada y definida la unión entre los piñones y los árboles de levas, ya que hemos visto que los piñones soportan la tensión de montaje y además la unión no deslizará bajo condiciones de trabajo. Podemos entonces pasar a calcular el eje que soportará al doble piñón del cual hemos calculado la unión en la sección G.9.1.

G.9.3: Cálculo del eje y los rodamientos de soporte del piñón doble:

Para calcular éste eje, que tendrá un diámetro de 10mm, será primero necesario conocer tanto su longitud, como las fuerzas externas que le afectan. La longitud, viene impuesta por la anchura del propio piñón doble, así como por la anchura de los rodamientos que lo soportarán. Dicho eje deberá ser desmontable totalmente, lo cual quiere decir que tendrá ajuste deslizante tanto con el piñón doble, como con las pistas interiores de ambos rodamientos. Éstos últimos, serán o bien rectos de bolas o rodillos según la carga que les llegue (si la carga excede un cierto valor, necesitaremos emplear rodamientos de rodillos).

Como la carga sobre el eje es conocida, se pueden calcular los rodamientos en primer lugar, para luego calcular al primero, ya que su longitud depende del ancho de los rodamientos.

El momento de carga máxima se da cuando el par motor necesario para mover los árboles de levas es máximo. Éste caso se da para 18,9 N·m a 14000rpm, y tal y como hemos calculado para la cadena y sus ruedas conductora y conducida, produce una fuerza de 1071N sobre el eje, así como una fuerza de 741N sobre sendos piñones cuando alcanzan sus respectivos máximos.

De ésta manera, dado que la fuerza ejercida sobre el eje por los piñones de árboles de levas, depende de la geometría de la disposición de los elementos, tendremos que dichos picos de par para cada árbol de levas, producirán una fuerza con naturaleza alternativa en el eje de soporte del piñón, así como la fuerza producida por la tensión de la cadena también fluctuará en cuanto a magnitud, pero no cambiará de dirección.

Podemos ver las líneas de acción de las fuerzas comentadas, en la figura siguiente:

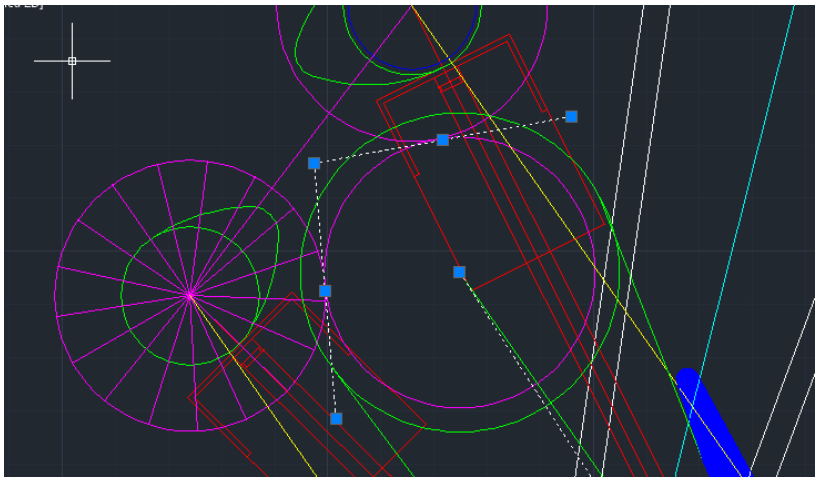


Figura G.36: Vista en AutoCAD de las líneas de acción de las fuerzas externas sobre el eje de soporte del piñón doble del mecanismo de distribución.

Tendremos entonces que la fuerza máxima que soportará el eje será la vista en la siguiente figura:

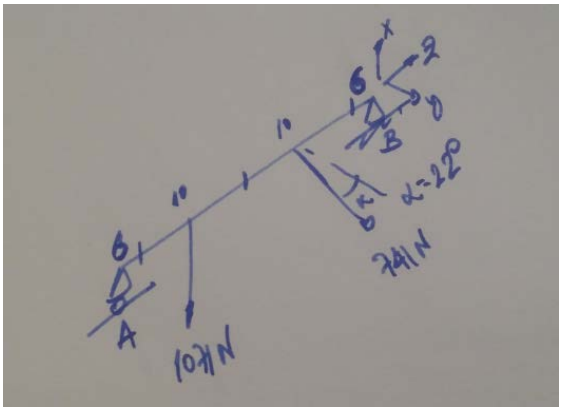


Figura G.37: Vista en croquis de las fuerzas máximas sobre el eje de soporte del piñón doble de distribución.

Tomando momentos respecto de A, la resultante sobre el apoyo B será de:

$$\sum M_y = 0 \qquad 1071 \cdot 11 + 741 \cdot \sin 22 \cdot 21 = B_x \cdot 32 \qquad B_x = 551N$$

$$\sum M_x = 0 \qquad 741 \cdot \cos 22 \cdot 21 = B_y \cdot 32 \qquad B_y = -451N$$

Entonces, sacando sumatorios de fuerzas respecto del modelo, tendremos que las fuerzas de reacción en A serán las siguientes:

$$\sum F_x = 0 \qquad -1071 - 741 \sin 22 + 551 + A_x = 0 \qquad A_x = 799N$$

$$\sum F_y = 0 \quad 741 \cos 22 - 451 + A_y = 0 \qquad A_y = -236N$$

Entonces, los módulos de las fuerzas de reacción en los apoyos serán los siguientes:

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{551^2 + 451^2} = 712N$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{799^2 + 236^2} = 833N$$

Por tanto, la carga de cálculo para los rodamientos, que serán iguales, será de 833N. Podemos tomar dicha carga como radial pura, porque la componente axial será negligible en comparación. Las ecuaciones que rigen el cálculo de la vida de los rodamientos, se extraen directamente del catálogo técnico del fabricante Timken, ya que su Anejo de cálculos se basa directamente en la ISO 281 [81]. Tendremos, que fundamentalmente, la vida de un rodamiento se define como:

$$L_{na} = a_1 \left(\frac{C}{P_r}\right)^e 10^6 \quad (revs) \qquad \text{(Ec. G.24)}$$

Donde los factores a1, a2 y a3 modifican la vida calculada en función de la fiabilidad, la vida del material, y el factor de condiciones de operación. Para una vida del 99%, el coeficiente a1 vale 0,25 de acuerdo con la siguiente ecuación:

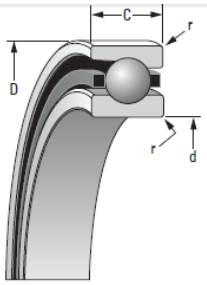
$$a_1 = 4{,}26 \cdot (\ln \frac{100}{R})^{2/3} + 0{,}05 \qquad \text{(Ec. G.25)}$$

Por tanto, sabiendo que la carga radial sobre el rodamiento es de 833N y que es de carácter dinámico, tendremos, que para un rodamiento Timken, modelo 9300WI, tendremos:

ULTRA-LIGHT ISO 19 SERIES
2(3)MM9300WI

SUPER PRECISION MM

Running accuracy and performance meet ABEC 9 (ISO P2) levels.
Other features conform to ABEC 7 (ISO P4) requirements.



Bearing Number 2MM or 3MM	d Bore	D O.D.	C Width(1)	Ball Qty. x Dia.	Bearing Wt.	(2MM) LOAD RATINGS						(3MM) LOAD RATINGS					
						Steel Ball			Ceramic Ball			Steel Ball			Ceramic Ball		
						C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating(Ng)	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating(Ng)	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating(Ng)	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating(Ng)
	mm/in.			mm/in.	kg/lbs.	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM
9300WI	10	22	6	12 x 3.2	0.010	1640	3510	77500	1460	3510	93000	1580	3380	69800	1410	3380	83760
	0.3937	0.8661	0.2362	12 x 1/8	0.02	370	790	77500	330	790	93000	360	760	69800	320	760	83760

Figura G.38: Características fundamentales de un rodamiento Timken 9300WI de bolas y con 10mm de diámetro interior.[81]

La vida del rodamiento, para bolas cerámicas, podrá calcularse como:

$$L_{na} = a_1 \left(\frac{C}{P_r}\right)^e 10^6 = 0{,}25 \cdot \left(\frac{3510}{833}\right)^3 \cdot 10^6 = 18{,}7 \cdot 10^6 \, revs$$

Si el motor girase siempre a plena carga y máxima velocidad, o sea a 7000rpm en el caso del piñón doble, el rodamiento duraría:

$$L_{min} = \frac{L_{na}}{n} = \frac{18{,}7 \cdot 10^6}{7000} = 2672 \, min$$

Por tanto, podemos traducir dicha cantidad a horas, como sigue:

$$L_h = \frac{L_{min}}{60} = 44{,}5\ h$$

Vemos que la vida de los rodamientos calculados es más que suficiente, ya que estamos estimando una duración para unas condiciones que solamente se van a dar el 55,7% del tiempo (véase Tabla F.29). De ésta manera, una vez calculados los rodamientos, podemos pasar entonces al eje de soporte del piñón doble. Dicho eje, es recto, hueco, y tiene las dimensiones ya especificadas, que serán 10mm de diámetro, y 38mm de longitud. Podremos optimizar su masa regulando el diámetro interior.

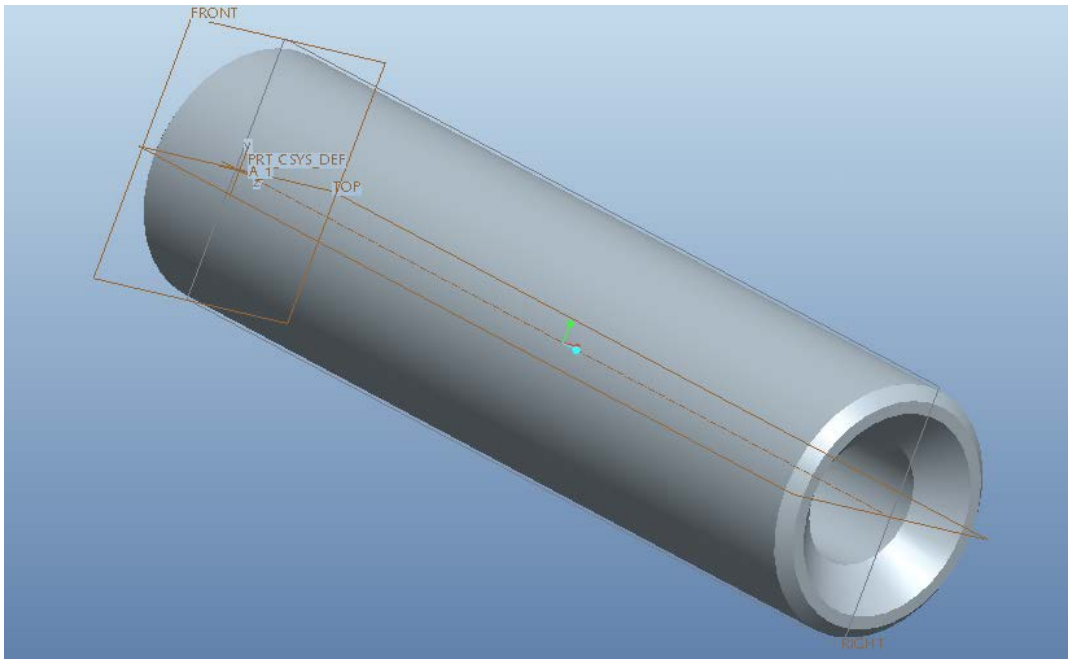


Figura G.39: Vista en ProE del modelo 3D del eje de soporte del piñón doble de distribución.

Tendremos entonces que mallar la pieza y que ensayarla mediante MEF, en busca de la tensión crítica del modelo, y de su emplazamiento. De ésta manera, podremos realizar rápidamente un cálculo de fatiga para estimar la vida del elemento. La carga computada, será la suma vectorial de las cargas de los piñones, o sea, 1492N.

Vemos la pieza mallada y lista para el MEF en la imagen siguiente:

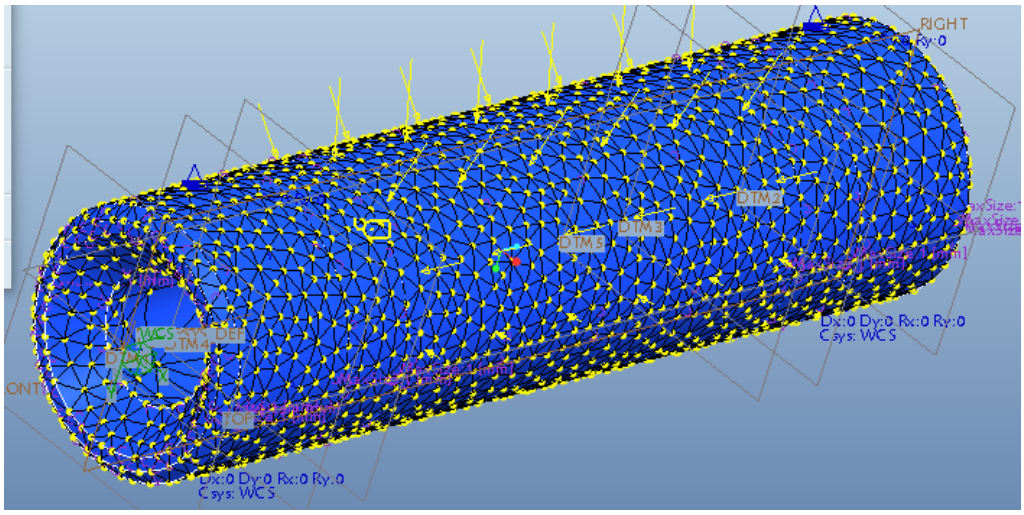


Figura G.40: Vista en ProE del mallado del eje, listo para el MEF.

Los resultados de tensión sobre el componente, son los que podemos ver en la figura a continuación:

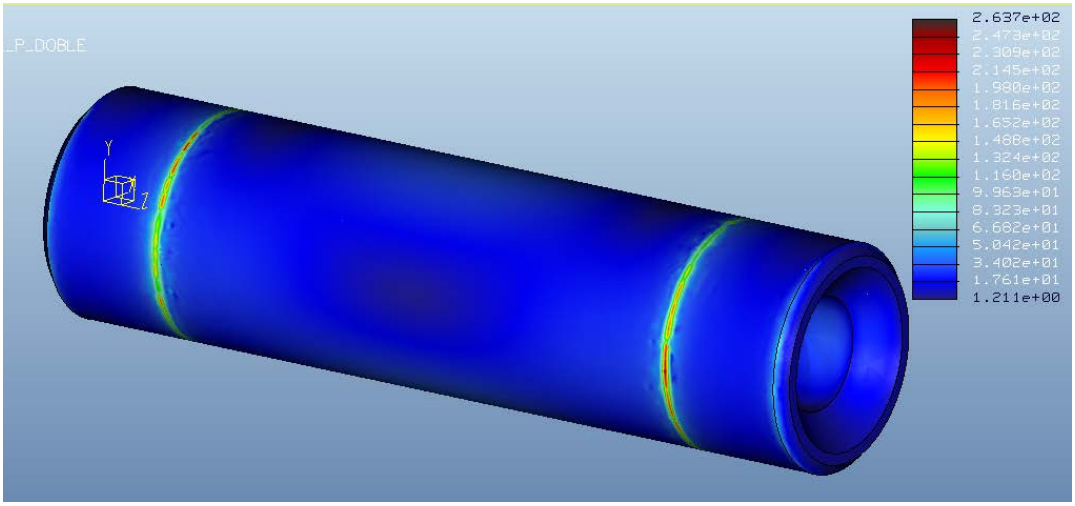


Figura G.41: Vista en ProE de la distribución de tensiones en el modelo de estudio.

Podemos ver una tensión máxima de Von Mises de 264 MPa, los cuales serán computados como carga a fatiga. Sabiendo que la carga mínima sobre el eje son los 1071N debidos a la tensión de la cadena, tendremos una tensión mínima de 190MPa.

De tal manera, que mediante las ecuaciones empleadas en el resto de estudios de fatiga, tendremos que la resistencia a fatiga del acero AISI4150 será la siguiente:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \cdot \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{\frac{1095}{2}}{1} = 296MPa$$

Entonces, podremos hallar los siguientes parámetros para el sistema:

Tabla G.15: Características y parámetros del eje de soporte del piñón doble, a fatiga.

MODO	Tens m (MPa)	Tens M (MPa)	σA	σMED	Sf	Sa (Gerber)	σA>Sa?	σMED<0?	VIDA N
1	190	264,00	37,00	227,00	38,87	96,01	NO	NO	INFINITA

Podemos ver que el eje resiste tanto la tensión estática por límite elástico, como la vida infinita a fatiga, ya que la tensión alternativa no supera el límite de fatiga alternativo del material según Gerber y la bibliografía consultada para el empleo de dicho modelo de cálculo [61]. Por tanto, ésta zona de la culata queda calculada, y los cálculos mecánicos inherentes a la culata, concluídos.

G.9.4: Cálculo de los rodamientos principales de los árboles de levas:

Los rodamientos en los árboles de levas, pueden tratarse de igual manera que los cojinetes que quedan entre cada par de levas, ya que la fuerza separadora máxima de la unión se mantiene. Si tomamos dicha fuerza separadora, definida en el apartado 6, página 44 del presente Anejo, tendremos 754N por dos levas como fuerza sobre ambas uniones, pero trasladaremos toda la carga a un rodamiento para verificar su vida en las peores condiciones posibles.

Debemos tener en cuenta que a éste rodamiento apenas le llega carga, porque casi la totalidad de la misma es soportada por el cojinete que hay entre las dos levas. Por construcción, necesitamos un rodamiento con diámetro interior de 25mm, y si miramos el catálogo de Timken, tendremos:

Bearing Number 2MM or 3MM	d Bore	D O.D.	C Width[1]	Ball Qty. x Dia.	Bearing Wt.	(2MM) LOAD RATINGS						(3MM) LOAD RATINGS					
						Steel Ball			Ceramic Ball			Steel Ball			Ceramic Ball		
						C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating[Ng]	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating[Ng]	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating[Ng]	C_o Static	C_e Dynamic	Speed Rating[Ng]
	mm/in.			mm/in.	kg/lbs.	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM	N/lbs.		RPM
9300WI	10	22	6	12 x 3.2	0.010	1640	3510	77500	1460	3510	93000	1580	3380	69800	1410	3380	83760
	0.3937	0.8661	0.2362	12 x 1/8	0.02	370	790	77500	330	790	93000	360	760	69800	320	760	83760
9301WI	12	24	6	13 x 3.2	0.010	1840	3690	67200	1640	3690	80640	1770	3550	66500	1580	3550	79800
	0.4724	0.9449	0.2362	13 x 1/8	0.03	410	830	67200	370	830	80640	400	800	60500	350	800	79800
9302WI	15	28	7	13 x 3.6	0.020	2370	4560	55600	2110	4560	66720	2280	4360	50000	2030	4360	60000
	0.5906	1.1024	0.2756	13 x 9/64	0.04	530	1030	55600	470	1030	66720	510	980	50000	460	980	60000
9303WI	17	30	7	14 x 3.6	0.020	2800	4970	50100	2500	4970	60120	2680	4740	45100	2380	4740	5120
	0.6693	1.1811	0.2756	14 x 9/64	0.04	630	1120	50100	560	1120	60120	600	1070	45100	540	1070	54120
9304WI	20	37	9	14 x 4.8	0.040	4560	8080	42100	4050	8080	50520	4360	7700	41600	3880	7700	49920
	0.7874	1.4567	0.3543	14 x 3/16	0.08	1020	1820	42100	910	1820	50520	920	1730	37900	870	1730	49920
9305WI	25	42	9	17 x 4.8	0.040	5750	9040	34800	5120	9040	41760	5470	8590	31300	4860	8590	37500
	0.9843	1.6535	0.3543	17 x 3/16	0.10	1290	2030	34800	1150	2030	41760	1230	1930	31300	1090	1930	37560

Figura G.42: Vista del catálogo de Timken, para el rodamiento a emplear, modelo 9305WI.[81]

Tendremos entonces que la vida del rodamiento en revoluciones puede calcularse mediante la ecuación G.24, mediante el ajuste de la vida nominal por el coeficiente de confiabilidad, que según la ecuación G.25 para una fiabilidad del 99%, vale 0,25.

Tendremos entonces, que si tomamos rodamientos de bolas cerámicas, su capacidad de carga dinámica es de 9040N. Ante una carga dinámica pico de 1508N, la vida prevista para el rodamiento, será la siguiente:

$$L_{na} = 0{,}25 \cdot \left(\frac{9040}{1508}\right)^3 \cdot 10^6 = 53{,}85 \cdot 10^6 \ revs$$

Para máximo régimen, o sea 7000rpm, tendremos que la vida en minutos del rodamiento puede traducirse como:

$$L_{min} = \frac{L_{na}}{n_{max}} = \frac{53{,}85 \cdot 10^6}{7000} = 7693 \ mins$$

Y por tanto, traduciendo dicho resultado a horas, tendremos:

$$L_h = \frac{L_{min}}{60} = 128{,}23 \ h$$

De tal manera que la vida de los rodamientos calculados, no quedará comprometida ante condiciones de funcionamiento, porque supera con creces la vida prevista para el motor, que es de unas 12 o 15h, y además no se va a desarrollar a máximo régimen todo el rato sino que éste tipo de carga representa aproximadamente el 50% del tiempo de vida del motor.

G.10. Criterios constructivos en el diseño de la culata:

Para diseñar éste elemento, se han tomado en cuenta ciertos criterios constructivos que afectan a que éste elemento debe fabricarse, y por lo tanto se debe tener en cuenta que las geometrías que se desarrollen en la pieza deben ser realizables desde el punto de vista de los procesos de fabricación disponibles.

La culata, es un elemento que, si se diseña de manera ajustada, puede presentar ciertos problemas de diseño a la hora de colocar en ella todos los elementos que debe portar en sí, y uno de los mayores retos reside en hacer circular agua de refrigeración para enfriar la cámara de combustión y las válvulas, y además hacer que dicho sistema no interfiera ni con los conductos, ni con la bujía, ni con las conducciones ascendentes de aceite. La bajada del mismo, se realiza de manera sencilla por el hueco de la cadena de distribución, de tal manera que ésta se lubrica de paso. Podemos ver en la siguiente imagen, el modelo para la culata que se ha desarrollado, tras conocer todos los criterios geométricos necesarios:

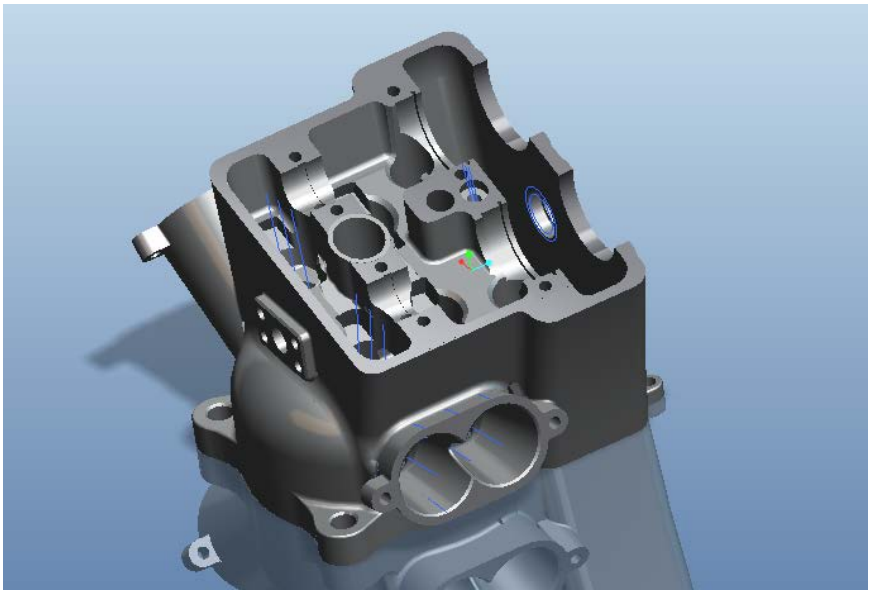


Figura G.43: Vista en ProE del diseño de la culata.

Podemos ver en el modelo, que vamos a emplear una subida de aceite única, y que la pieza encargada de regar toda la zona superior, será el cierre de los árboles de levas. Podemos encontrar ejemplos de dicha pieza, en motores similares, como en el siguiente ejemplo:



Figura G.44: Cierre de culata de una Yamaha YZ250F, donde pueden verse las conducciones de aceite para los cojinetes y elementos a lubricar.

La refrigeración, se ha realizado mediante ocho entradas desde el bloque motor, hacia dos salidas, una por la parte superior de la culata, y otra por el lateral. En la siguiente imagen, puede verse resaltada en azul la refrigeración:

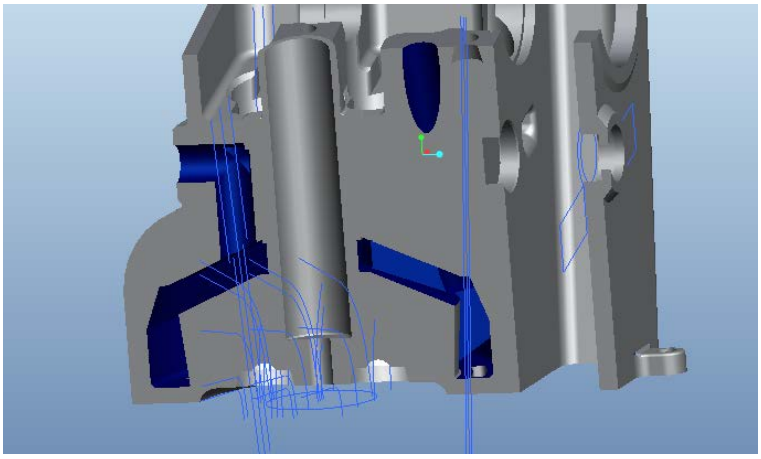


Figura G.45: Conductos de refrigeración de la culata.

En la siguiente imagen, puede verse en detalle el cierre de los árboles de levas, que hace las veces además de distribuidor de aceite, y de soporte para la tapa de la culata.

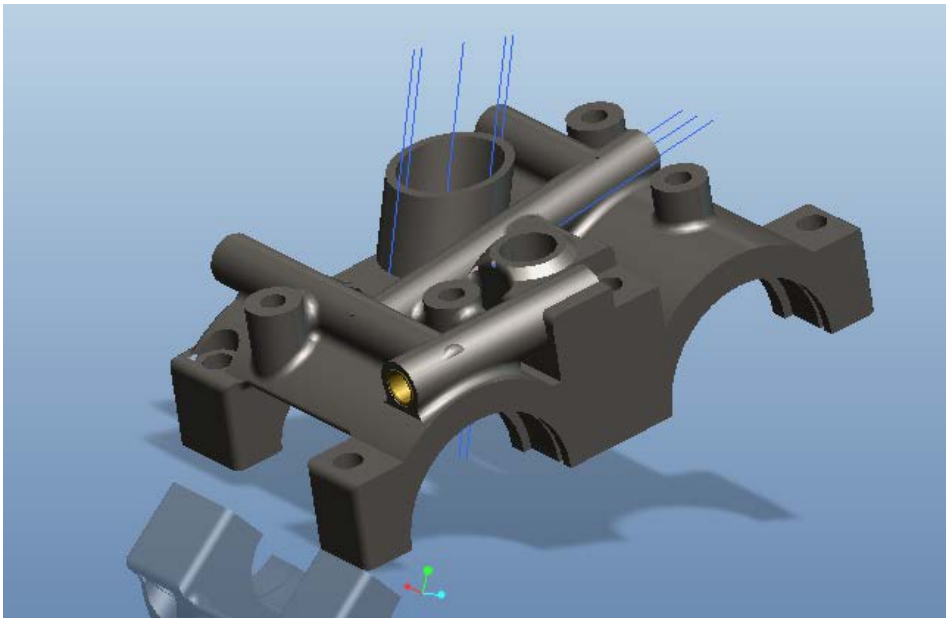


Figura G.46: Cierre de árboles de levas en culata.

Tras la integración de todos los componentes en la culata, salvo la bujía, las juntas y la tapa, tenemos lo siguiente:

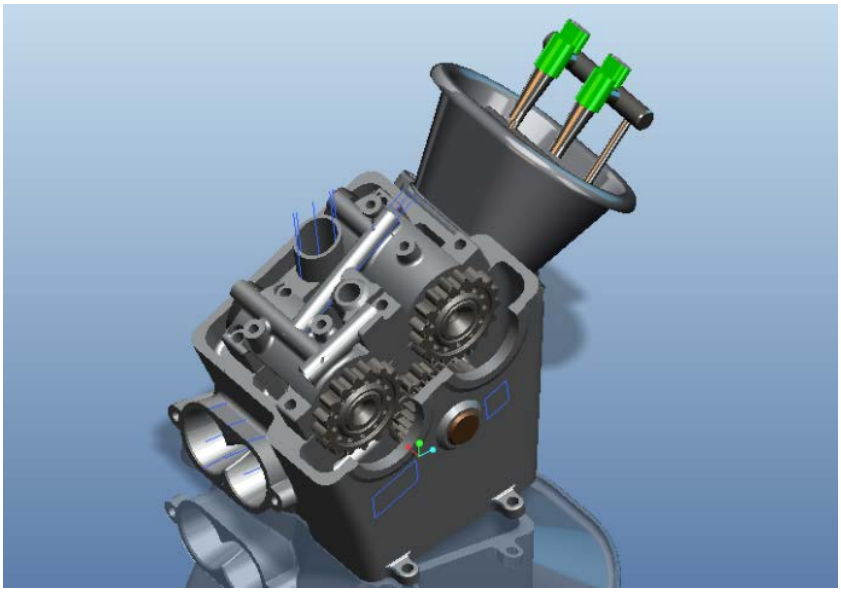


Figura G.47: Vista en ProE de la culata sin la tapa ni las juntas.

Se ha comprobado que las levas no interfieren con el cierre de la culata, y con lo cual puede diseñarse tanto la tapa como la junta. Tras el diseño, el aspecto del conjunto montado es el siguiente:

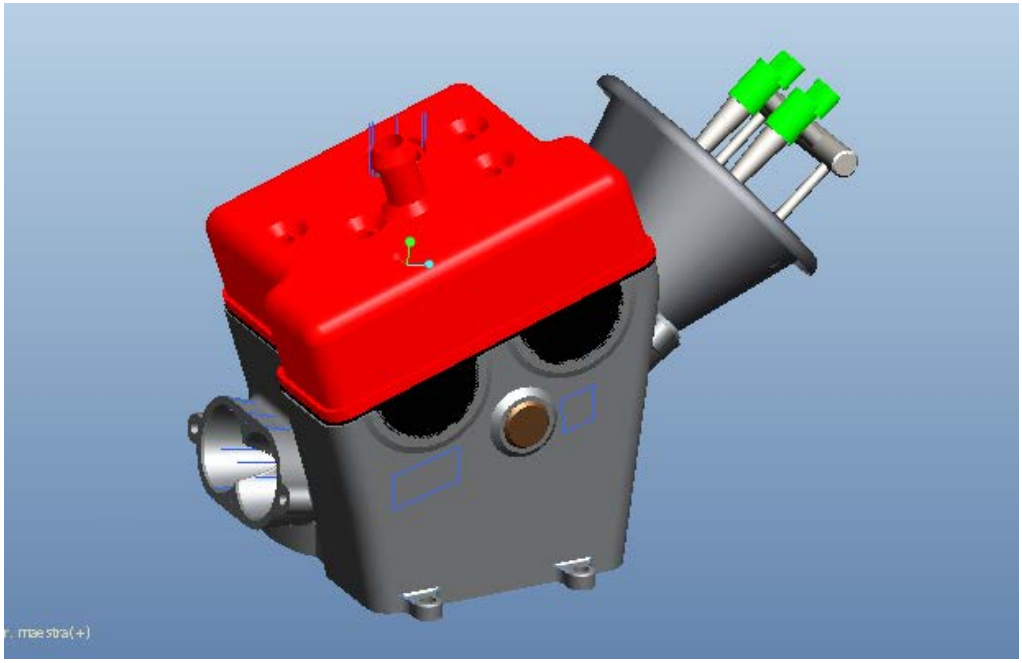


Figura G.48: Vista en ProE de la culata completa, sin tornillos.

Tras la conclusión del diseño de la culata, puede pasar a estudiarse la refrigeración y la lubricación, ya que las presiones y caudales dependen de la geometría que hemos impuesto en éste diseño y en el diseño del resto de elementos encargados de conducir agua y aceite.

G.11. Estudio de resistencia de la culata:

Para saber si la culata aguantará las solicitaciones a las que estará sometida, será necesario, al menos para la presión generada por la explosión, realizar un ensayo mediante MEF que nos permita conocer el estado tensional del elemento.

Hemos preparado el modelo con las cargas y restricciones siguientes:

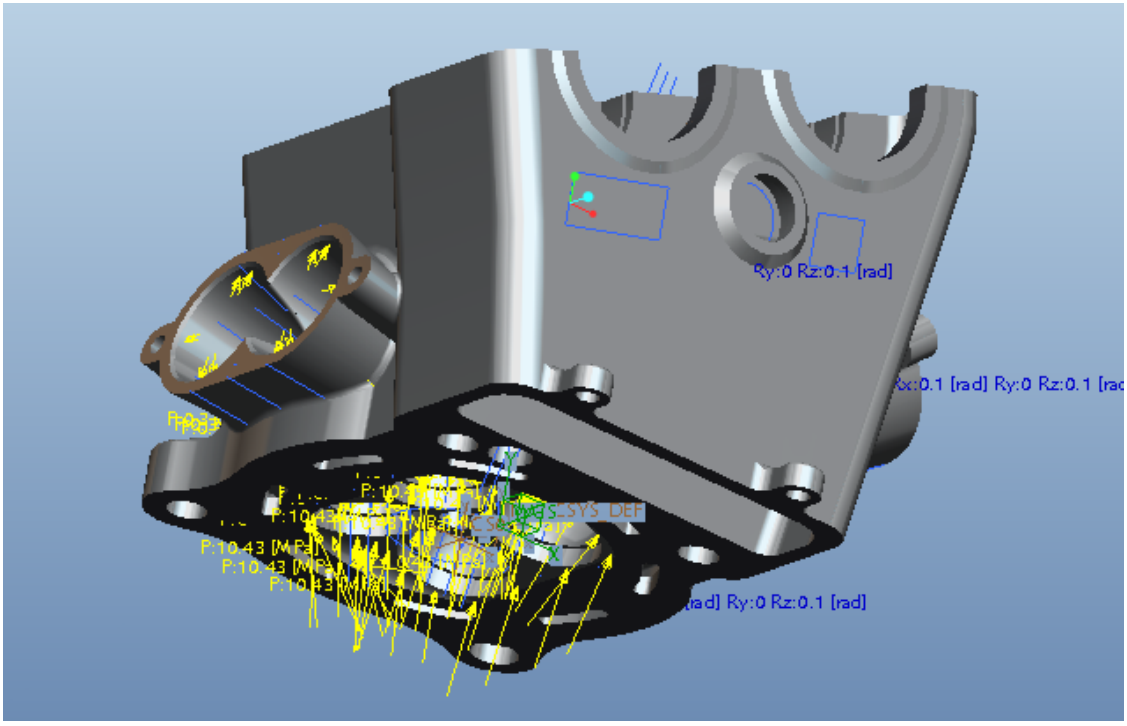


Figura G.49: Vista en ProE de la culata con presiones y restricciones.

Realizaremos una malla mediante AutoGEM, con un control de tamaño de elemento máximo a 7mm, de tal manera que la malla se escale bien al componente. Los resultados son sensibles de la medida de los elementos, porque influimos de manera muy crítica sobre los valores de tensión, sobre todo en zonas donde la tensión se concentra.

Tendremos que la malla resultante para el modelo, será la siguiente:

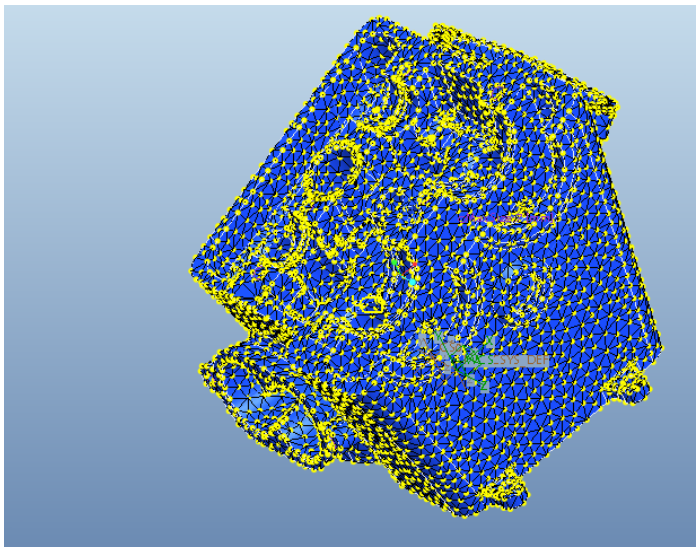


Figura G.50: Vista en ProE de la culata mallada mediante Mechanica.

Una vez realizado el análisis MEF del modelo, tendremos que la distribución de tensiones es la siguiente:

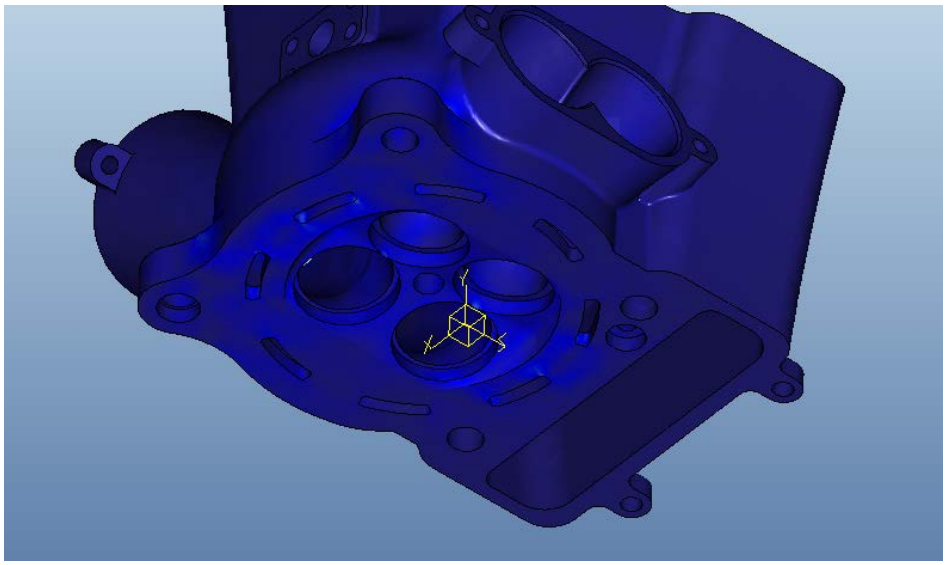


Figura G.51: Vista en ProE de la distribución de tensiones en la culata.

Tenemos una tensión máxima en la zona de la cámara de combustión, de 50MPa, y en la zona de los salientes para los pernos de bloque, la tensión se incrementa a 150MPa porque la sección resistente se estrecha. Por tanto, podemos definir como tensión máxima, 150MPa, y como mínima, 1MPa (para evitar divisiones por cero), con la culata en reposo o sin presión interna, de tal manera que tendremos lo siguiente:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e \cdot \frac{S'_f}{K_f} = 0{,}872 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}620 \cdot \frac{425}{1} = 229{,}77MPa$$

Las tensiones media y alternativa, serán:

$$\sigma_M = 0{,}5(150 - 1) = 74{,}5MPa$$

$$\sigma_A = 0{,}5(150 + 1) = 75{,}5MPa$$

$$r = \frac{\sigma_M}{\sigma_A} = \frac{74{,}5}{75{,}5} = 0{,}99$$

Tendremos que la resistencia a fatiga alternativa por el criterio de Gerber [61], será la siguiente:

$$S_a = \frac{r^2 \cdot S_u^2}{2 \cdot S_e}\left[-1 + \left(1 + \left(\frac{2 \cdot S_e}{r \cdot S_u}\right)^2\right)^{0{,}5}\right]$$

Si sustituimos la tensión de fatiga del Aluminio 7034-T6 como 229,77MPa, y su límite último como 750MPa, tendremos:

$$S_a = \frac{0{,}99^2 \cdot 750^2}{2 \cdot 229{,}77}\left[-1 + \left(1 + \left(\frac{2 \cdot 229{,}77}{0{,}99 \cdot 750}\right)^2\right)^{0{,}5}\right] = 211{,}18\ MPa$$

De tal manera, que como la tensión alternativa existente en la pieza no supera el límite de Gerber, la vida a fatiga del componente es infinita por definición [61].

ANEJO H: DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y LUBRICACIÓN

H.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará el diseño de los sistemas de refrigeración y de lubricación, tratándolos como un problema en el cual tenemos unas premisas de entrada y necesitamos conocer unas directrices para el diseño, que serán proporcionadas por el equipo que realiza el estudio de detalle de cada sistema. De ésta manera, podremos definir el diseño mecánico de los componentes adyacentes a las bombas, o bien aquellos cuyo diseño implique conocer detalles sobre los circuitos de refrigeración o de lubricación. Si recuperamos la figura C.24, podemos ver el sistema de lubricación de una BMW:

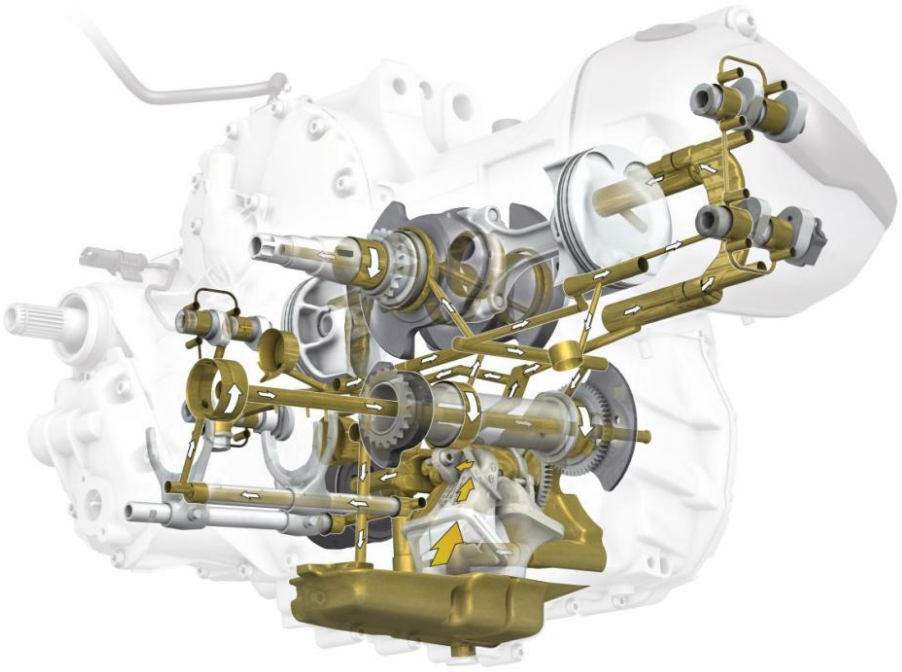


Figura C.24: Esquema de lubricación en un motor de una BMW K1200R. [40]

Puede verse que el circuito consiste básicamente en una toma principal desde la bomba de aceite, un rack principal que hace ascender el aceite a la culata, y por fin los conductos de culata, desde los cuales rezuma aceite que vuelve al cárter por el hueco de la cadena de distribución. Es normal ver sistemas en los cuales se emplean grifos desde el rack principal para refrigerar el pistón desde abajo, lo cual puede ser una solución muy útil en nuestro caso concreto, donde se requiere de mucho caudal hacia el pistón para evitar su sobrecalentamiento. La lubricación por aspersión suele ser la más extendida para los cojinetes del pistón y del pie de la biela.

En cuanto al sistema de refrigeración, se han tallado en el bloque y en la culata conductos para que pueda fluir refrigerando tanto la zona del bloque que ocupa la carrera del pistón, como también por la parte superior e inferior de la culata, con el fin de evacuar calor, sobre todo de las válvulas de escape y de la zona más adyacente a la cámara de combustión. Existe una única entrada por el bloque motor, que puede ser vista en la figura F.101, y dos salidas por la culata, una por la tapa (superior) y otra lateral, como puede verse también en el Anejo G, figura G.45.

Por tanto, el reto se encuentra en localizar la mejor ubicación para colocar ambas bombas, y en regular la presión, sobre todo de aceite, mediante agujeros de alivio por tramos, y además mediante válvula de descarga en el conducto principal de la impulsión.

Según las medidas previstas, la localización de los ejes principales del motor será la que podemos ver en la imagen siguiente:

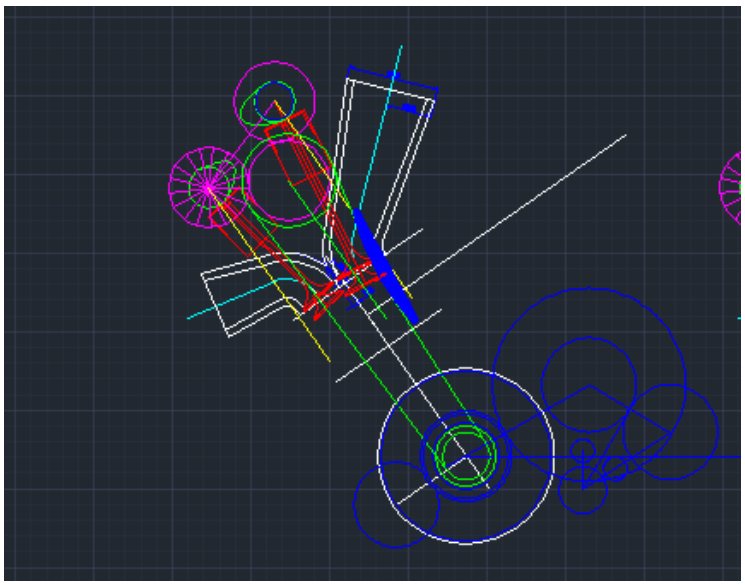


Figura H.1: Esquema zonal de la ubicación de los ejes principales del motor.

Vemos que el punto más idóneo para situar la bomba de aceite, se encuentra engranándola al engranaje de mando del contrarrotante, ya que la podremos situar en el punto más bajo del motor. Sabiendo que la distribución va a la izquierda del motor, entonces podemos ver que el mando del contrarrotante y del embrague estarán a la derecha. Queda claro entonces que la bomba de aceite debería ir montada a la derecha del motor, ya que además, el aceite sube por la izquierda y si pusiéramos la bomba del mismo lado, el rack principal de lubricación del pistón y los cojinetes de cigüeñal podría no recibir presión suficiente. Lo óptimo es provocar que el aceite siga un recorrido en serie, sin ramales ciegos. Se puede entonces situar tanto la bomba de aceite como el filtro a la derecha del motor, y la bomba de agua, mediante un eje pasante, a la derecha, por cuestiones de espacio, engranada al piñón de la campana del embrague.

La situación aproximada que tendríamos para la situación de dichos componentes (en lila), sería la siguiente:

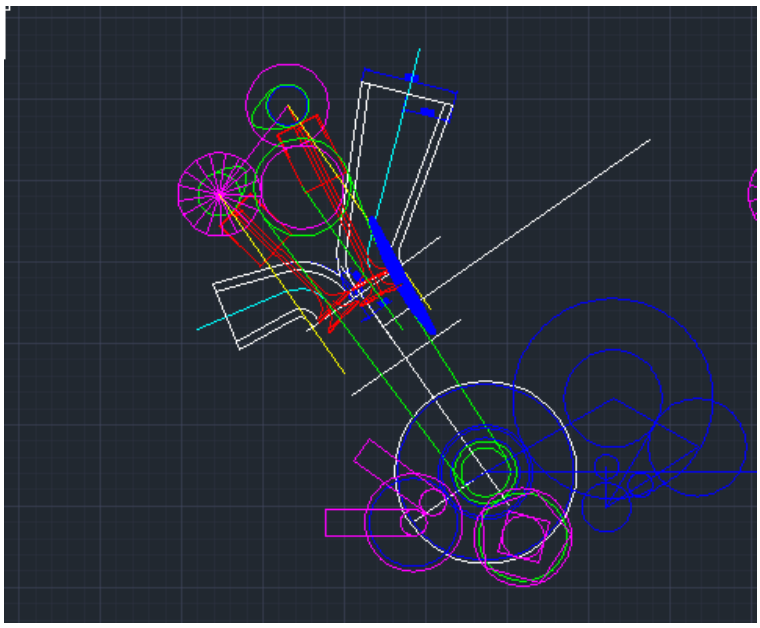


Figura H.2: Vista en AutoCAD de la posición aproximada de los piñones de mando de las bombas de agua y de aceite para nuestro motor.

Con éstos criterios de diseño, podremos pasar a exponer las especificaciones de entrada y de salida para cada uno de los dos sistemas.

H.2. Especificaciones del sistema de lubricación:

Para el sistema de lubricación, se va a tener en cuenta que es necesario que en las condiciones de diseño, puedan lubricarse todos los componentes de manera correcta. Eso implica que deberemos hacer llegar aceite a los cojinetes del cigüeñal, así como además al pistón por su parte inferior, y a la culata y caja de cambios. Por tanto, las especificaciones que tenemos para las conducciones tras el estudio de detalle realizado por el equipo de diseño asignado, son las siguientes:

- Diámetro de la impulsión y del rack primario: 12mm
- Diámetro de los racks del mecanismo principal: 10mm
- Diámetro del rack de caja de cambios: 10mm
- Diámetro de subida hacia la culata: 6mm
- Diámetro de las conducciones de culata: 8,5mm

Además, los diámetros de los agujeros en los cojinetes serán:

- Diámetro de cojinetes de árboles de levas: 5mm
- Diámetro de cojinetes de cigüeñal: 6mm
- Diámetro de cojinete de biela: 5mm
- Diámetro de taladros de conducción del cigüeñal: 5mm

La presión máxima en el rack principal, no debe exceder los 6,5 bares a caudal máximo por emergencia, siendo su valor nominal de 5,5 bares, y por tanto, si aplicamos la ecuación de Bernouilli para un flujo incompresible, podremos obtener el caudal máximo para la salida de la bomba.

Si tenemos una presión normal para condiciones de trabajo de 5,5 bares, podemos pasar la MPa, teniendo un valor de 0,55MPa. Por tanto, Según la ecuación de Bernoulli, que es la siguiente:

$$P = P_0 + \frac{\rho V^2}{2} \qquad \text{(Ec. H.1)}$$

Y la relación entre caudal volumétrico y velocidad, que es la siguiente:

$$Q = V \cdot A \qquad \text{(Ec. H.2)}$$

Tendremos que si la presión de la aspiración es despreciable, podemos aislar la velocidad del flujo como:

$$V = \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$$

Si la densidad del aceite en condiciones de trabajo es de 811kg/m^3, atendiendo a que dilata de forma volumétrica con un coeficiente de 6 ºC^{-1} y su salto térmico es de 100ºC, de tal manera, que si ajustamos unidades para obtener la velocidad en mm/s, tendremos:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}55\ N/mm^2}{\frac{811kg}{m^3} \cdot \frac{1m^3}{10^9 mm^3}}} = \frac{1164mm}{s} = 1{,}164m/s$$

Lo cual quiere decir, que el caudal volumétrico a máximas rpm es de:

$$Q = V \cdot A = 1164 \cdot \pi \cdot 6^2 = 131715\ mm^3/s$$

Querrá decir entonces que si la bomba de lóbulos tiene un paso determinado en mm^3, podemos saber automáticamente cuál deberá ser la velocidad de giro de la misma.

Podemos ver la bomba a emplear, en la figura siguiente, proveniente de la memoria del proyecto:

En la siguiente imagen, podemos ver una bomba de aceite de una Yamaha YZ450F:



Figura H.3: Bomba de aceite de una Yamaha YZ450F. [83]

Si nos fijamos con detenimiento, veremos que la bomba tiene 4 pasos por vuelta, de tal manera que si un paso supone 171,72mm^3 según la geometría de la misma, tendremos que el caudal por vuelta es de 686.88mm^3. Atendiendo a que necesitamos 131715mm^3 por segundo, entonces podemos calcular las vueltas por segundo de la manera siguiente:

$$f_b = \frac{Q}{q} = \frac{131715}{806.88} = 191{,}76\ vueltas/s$$

Lo cual quiere decir que la bomba deberá girar a:

$$n_b = f_b \cdot 60 = 191{,}76 \cdot 60 = 11505\ rpm$$

Sabiendo que la bomba de aceite debería ir engranada al piñón del contrarrotante, pero si éste gira a la misma velocidad que el cigüeñal, tendremos que necesitamos un piñón más grande que éste para impulsarla, lo cual nos hace darnos cuenta de que no podemos engranarla directamente a éste piñón.

Otra opción que se nos plantea, es engranarla al cigüeñal, de tal manera que mediante un piñón más grande consigamos que la relación de transmisión de ambos sea aproximadamente de:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{14000}{9794} = 1{,}217$$

De tal manera, que sabiendo que vamos a engranar la bomba de aceite al cigüeñal justo por detrás de la distribución (para facilitar su desmontaje y mantenimiento), si empleamos un módulo de 2, tendremos que una relación de dientes de 21:25 nos daría una relación de transmisión de:

$$i = \frac{25}{21} = 1{,}217$$

Con lo cual vamos a un valor válido para el funcionamiento de la bomba. Si tenemos módulo de 2, los diámetros primitivos serán de 42mm para la rueda de 21 dientes, y de 50mm para la rueda conducida, de 25 dientes. De tal manera, que si evaluamos la potencia de la bomba como:

$$W = P \cdot Q \qquad \text{(Ec. H.3)}$$

De tal manera que la potencia transmitida al fluido es de:

$$W = 5{,}5\ bar \cdot \frac{100000\,\frac{N}{m^2}}{1bar} \cdot 131715\,\frac{mm^3}{s} \cdot \frac{1m^3}{10^9 mm^3} = 72{,}44\ W$$

Asumiendo un rendimiento de 0,7 en la bomba, tendremos que la potencia necesaria para hacerla funcionar será de 103,5W. Sabiendo la relación existente entre el par motor y la potencia, podemos calcularlo de la manera siguiente:

$$T_b = \frac{P}{\omega_b} = \frac{103{,}5}{11505 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 0{,}0858\ N \cdot m = 85{,}9\ N \cdot mm$$

De tal manera, que mediante la ecuación F.52, podemos saber la fuerza sobre los dientes, conociendo el par en la rueda conducida, de la manera siguiente:

$$F_t = \frac{T_b}{r_1} = \frac{85{,}6}{21} = 4{,}09N$$

Con lo cual vemos que al haber verificado dientes del mismo módulo para cargas mucho mayores, podemos ver que no es necesario verificar los dientes de éstas ruedas porque su carga es muy pequeña en comparación a las calculadas anteriormente y, por otro lado, validadas. Quedará entonces definido el sistema de lubricación en cuanto a presiones y caudales.

Si deseamos realizar un bypass en el rack principal de 12mm de diámetro, mediante una válvula de descarga corrediza con un bulón deslizante, por tanto la presión sobre el bulón será de 0,65 N/mm^2, y se traducirá en una fuerza de 73,51N sobre el resorte de cierre, que deberá estar comenzando a abrir la lumbrera de alivio cuando se haya llegado a esa presión. Si cogemos un muelle de 60mm de largo del catálogo de OldisFer, el cual es el siguiente:

OldisFer

MUELLES COMPRESIÓN 3

MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	Bloque
12,00	1,60	60	11,0	5,45	23041	CA	0,5628	8,441	45,00	22,510	20,00	23042	CB	0,5296	7,945	45,00	21,186	20,00
12,00	1,60	65	12,0	5,42	23043	CA	0,5159	8,383	48,75	22,388	21,60	23044	CB	0,4855	7,890	48,75	21,071	21,60
12,00	1,60	70	13,0	5,38	23045	CA	0,4762	8,333	52,50	22,285	23,20	23046	CB	0,4482	7,843	52,50	20,974	23,20
12,00	1,60	75	14,0	5,36	23047	CA	0,4422	8,291	56,25	22,197	24,80	23048	CB	0,4162	7,803	56,25	20,891	24,80
12,00	1,60	80	15,0	5,33	23049	CA	0,4127	8,254	60,00	22,120	26,40	23050	CB	0,3884	7,768	60,00	20,819	26,40

Figura H.4: Catálogo de muelles de OldisFer, y muelle seleccionado.

Cuya referencia es la 23042 y está realizado en AISI302, tendremos una constante k de 5,654 N/mm, y de ésta manera, ante presión de emergencia el bulón habrá desplazado 13mm respecto de su posición de reposo cuando se empiece a abrir la lumbrera de descarga. En cuanto al filtro de aceite, se empleará un filtro de cartucho de papel, insertado en un alojamiento.

Por último, el juego entre eje y rodamiento para las condiciones de trabajo, deberá estar como mínimo entre 0,2mm, y como máximo en 0,4mm según los datos existentes.

En cuanto a la posición de la bomba de aceite, tendremos:

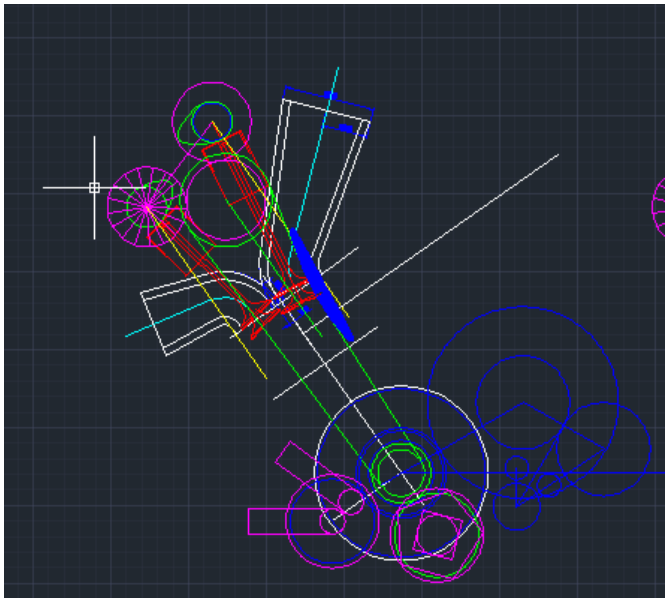


Figura H.5: Vista en AutoCAD de la posición de los piñones de la bomba de aceite, en color verde los piñones, y en lila la propia bomba.

En la siguiente imagen, podemos ver la bomba de aceite con su piñón de mando ya montado:

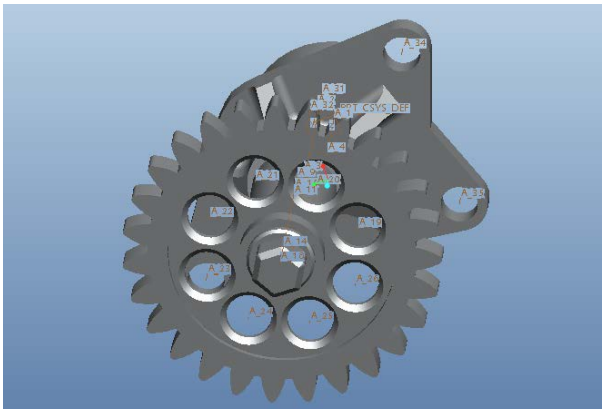


Figura H.6: Vista en ProE de la bomba de aceite, con su piñón ya montado.

H.3. Especificaciones del sistema de refrigeración:

El caudal necesario de agua de refrigeración, va en función de la energía que le aportamos al ciclo, y se puede calcular mediante bibliografía [4]. El análisis desarrollado por Giacosa, se basa en subdividir la cámara de combustión en 3 zonas, que son las siguientes:

- S1: Paredes de la cámara de combustión.
- S2: Superficie interna del cilindro.
- S3: Superficie de los conductos de escape, que es refrigerada por contacto con el agua de refrigeración.

Dichas superficies, para nuestro motor, pueden obtenerse mediante medición en el bloque motor y en la culata, y son las siguientes:

- S1=1566,13 mm^2=1566,13·$10^{-6}m^2$.
- S2=12341,74 mm^2=12341,74·$10^{-6}m^2$.
- S3=1375,04mm^2=1375,04·$10^{-6}m^2$.

Podemos ver la obtención de la tercera superficie en la imagen siguiente:

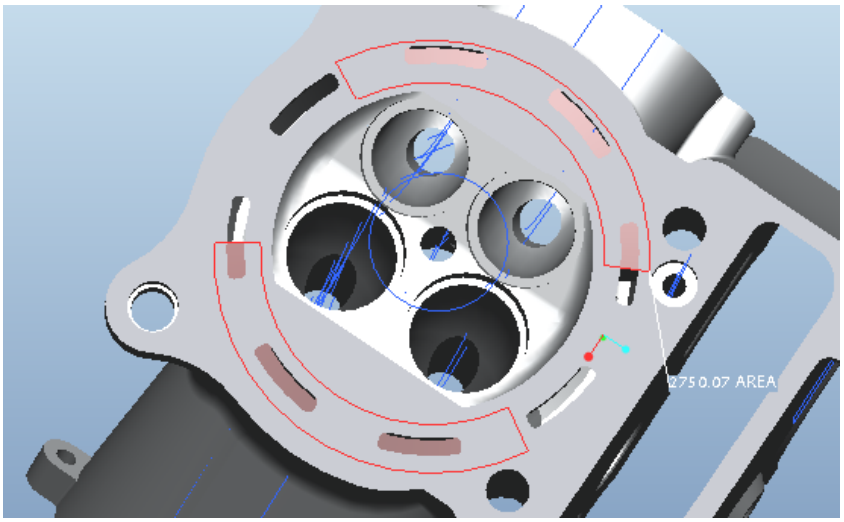


Figura H.7: Vista en ProE del cómputo del área en contacto con los conductos de escape.

Tendremos entonces, que los saltos de temperatura que recomienda la bibliografía para motores de gasolina rápidos, será la siguiente, por zonas:

- dT1=700K.
- dT2=250K.
- dT3=250K.

Los coeficientes de transmisión de calor estipulados para cada zona, son por último los siguientes:

- k1=920kJ/m2·K·h.
- k2=730kJ/m2·K·h.
- k3=1100kJ/m2·K·h.

Podemos entonces calcular el flujo de calor en kJ/h de la manera siguiente [4]:

$$Q = \left(1 + \frac{u}{7}\right)[k_1 \Delta T_1 \Delta S_1 + k_2 \Delta T_2 \Delta S_2 + k_3 \Delta T_3 \Delta S_3] \quad \text{(Ec. H.4)}$$

$$u = C \cdot \frac{n}{30} \cdot 10^{-3} m/s \quad \text{(Ec. H.5)}$$

Siendo C la carrera del pistón en mm, entonces tendremos que la velocidad media u del pistón será la siguiente:

$$u = 48{,}5 \cdot \frac{14000}{30} \cdot 10^{-3} = 22{,}63 m/s$$

Y entonces, el flujo térmico a máximo régimen, será el siguiente:

$$Q = \left(1 + \frac{22{,}63}{7}\right)[920 \cdot 700 \cdot 1566{,}13 \cdot 10^{-6} + 730 \cdot 250 \cdot 12341{,}74 \cdot 10^{-6} + 1100 \cdot 250 \cdot 1375{,}04 \cdot 10^{-6}] = 15403{,}75\ kJ/h$$

Tendremos entonces, que el caudal de agua necesario en L/s, puede calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$G = \frac{Q}{\Delta T \cdot 3600 \cdot 4{,}1868} \qquad \text{(Ec. H.6)}$$

Donde Q es el caudal calorífico a extraer a máximo régimen, y delta T es el salto térmico deseado en el agua de refrigeración, entre la entrada y la salida del radiador. Según bibliografía, se suelen tener saltos de unos 8ºC en el radiador, de tal manera que:

$$G = \frac{15403{,}75}{8 \cdot 3600 \cdot 4{,}1868} = 0{,}1277\ dm^3/s$$

Tendremos entonces, que para mantener una velocidad por debajo de 2m/s en los manguitos, lo cual es lo habitual, tendremos que el área del conducto deberá ser de:

$$A_c = \frac{G}{v} = \frac{0{,}1277}{2} \cdot 10 = 0{,}638\ cm^2$$

Por lo que el diámetro mínimo de los conductos deberá ser de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}638}{\pi}} = 0{,}901\ cm \approx 9mm$$

Sabemos que en motores de moto, lo normal es que la velocidad pueda reducirse hacia valores inferiores a 2m/s porque el radiador está más cerca que en los motores de coche, y es más pequeño, de tal manera que si adoptamos un diámetro de 15mm para los conductos que van a la bomba, tendremos un buen equilibrio. Adoptaremos, por otro lado, 12mm de diámetro en los conductos de salida ubicados en la culata.

Tras consultar catálogo, obtenemos que para la bomba a emplear, correspondiente al modelo 41192 de Gates, que se obtiene el caudal necesario a 13000rpm en la bomba, rodando el motor a 14000rpm. Tendremos entonces una relación de transmisión de aproximadamente 1 y podremos engranar la bomba de agua directamente al eje del contrarrotante.

Teniendo definidos estos parámetros, podemos pasar a establecer las premisas de diseño para la caja de cambios, de tal manera que podamos posteriormente realizar el diseño de los dos semicárteres y de las tapas de motor.

Podemos ver la bomba de agua a emplear, en la siguiente imagen:

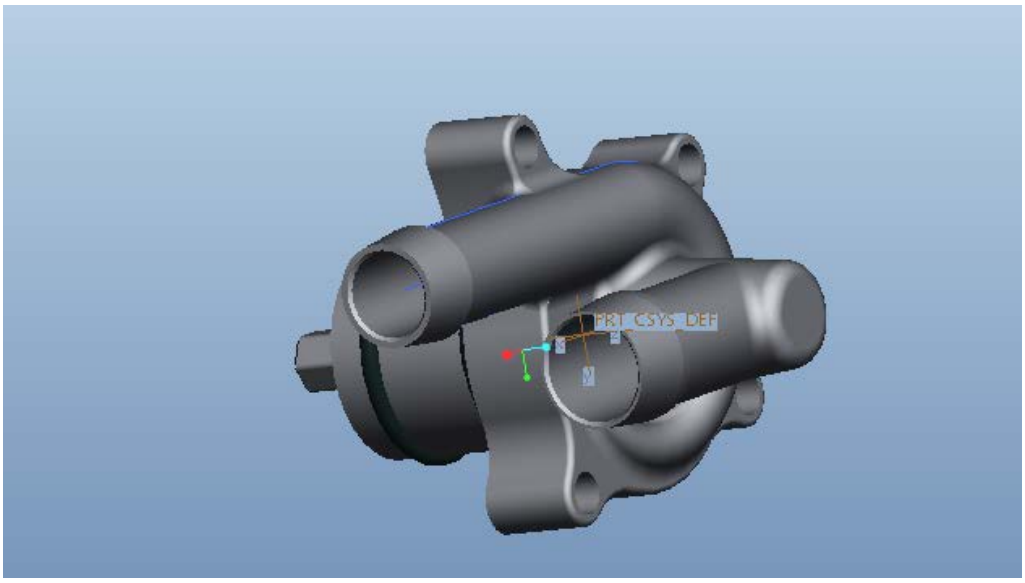


Figura H.8: Vista en ProE de la bomba de agua de nuestro motor.

ANEJO I: DISEÑO DE LA CAJA DE CAMBIOS

I.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará el establecimiento de las condiciones de diseño a desarrollar para que el equipo de ZeroShift pueda realizar el diseño de detalle de la caja de cambios, que será de tipo *casette* e irá directamente atornillada con todos sus mecanismos al semicárter derecho del motor. Si recuperamos la figura C.14, podemos ver una caja de cambios similar:



Figura C.14: Caja de cambios tipo casette extraída del motor de una Aprilia RSV4. [31]

Tal y como tenemos establecido por el diseño preliminar, vamos a imponer una distancia entre ejes de 57mm, limitando el diámetro primitivo máximo a 55mm. Los dientes, serán de módulo 2, ya que es lo típico para motores de motocicleta.

Asumiendo que la velocidad punta de la motocicleta será de 230km/h, podemos estimar el ratio de la 6ª velocidad, ya que conocemos el diámetro exterior de la rueda, y podemos proponer un ratio típico entre el piñón y la corona de la rueda trasera. Atendiendo a datos facilitados por Dunlop, que es el fabricante oficial de neumáticos, la rueda trasera es de las medidas normalizadas 115/70-R17. Esto quiere decir que la altura del flanco será la siguiente:

$$h_f = t * \% = 115 \cdot \frac{70}{100} = 80{,}5mm$$

Lo cual quiere decir que el diámetro exterior, con el neumático nuevo, será de 17 pulgadas más 2 veces el perfil de rueda, siendo entonces:

$$D = 17 \cdot 25{,}4 + 2 \cdot 80{,}5 = 592{,}8mm$$

De tal manera, que la circunferencia que hace el mismo, será por definición:

$$C = \pi \cdot D = 1862{,}3mm = 1{,}862m$$

Y por tanto, si tenemos que la velocidad lineal es de 230km/h como máximo, tendremos que la velocidad en m/s se traduce a:

$$v = V \cdot \frac{1000}{3600} = 63{,}88m/s$$

Lo cual quiere decir, que la rueda trasera deberá dar las vueltas por segundo calculadas a continuación:

$$f_{RW} = \frac{v}{C} = 34{,}31\ rev/s$$

Si hacemos la equivalencia, tendremos que la frecuencia angular de la rueda trasera equivale a:

$$\omega_{RW} = f_{RW} \cdot 2\pi = 216\ rad/s$$

Sabiendo que el cigüeñal gira a 14000rpm, y que el ratio primario es de 29:71, tendremos que el embrague girará a 5718rpm, que equivalen por definición a 598,82 rad/s.

Según Renthal, proveedor oficial de coronas y piñones del Mundial de Motociclismo, el ratio más empleado en Moto3 es de 17 dientes en el piñón y de 38 dientes en la corona, con cadena de 415. Lo cual quiere decir, que para que la rueda trasera gire a 216 rad/s, es necesario que el piñón de arrastre lo haga a:

$$\omega_{PA} = \omega_{RW} \cdot \frac{38}{17} = 482{,}82 rad/s$$

Y sabiendo éste último dato, podemos conocer el ratio para la sexta velocidad, que será el siguiente:

$$i_6 = \frac{\omega_{PA}}{\omega_C} = \frac{482{,}82}{598{,}82} = 0{,}806$$

De la misma manera, si limitamos la velocidad punta para cada marcha, podemos hallar el ratio necesario para cada una. Teniendo las especificaciones establecidas en el Anejo F para el cálculo a fatiga mediante la Regla de Miner, tendremos que la velocidad de la moto al corte de encendido es, para cada marcha, la siguiente:

- 1ª: 105km/h
- 2ª: 145km/h
- 3ª: 175km/h
- 4ª: 195km/h
- 5ª: 210km/h

Si desarrollamos una herramienta mediante Excel, es posible repetir el cálculo que hemos llevado a cabo, sin necesidad de volver a escribir todo el desarrollo, por lo tanto, mostraremos a continuación los ratios hallados como óptimos para la distribución de caja de cambios deseada.

La herramienta desarrollada mediante una hoja de cálculo, es la siguiente:

Vfin	105	km/h	w neu	98,4208225	rad/s
Vfin	29,1666667	m/s	w PA	219,999486	rad/s
Z corona	38	dientes	RATIO	0,36738834	
Z piñon	17	dientes			
w clutch	598,82	rad/s			
cuerda neu	1,862	m			

Figura I.1: Calculadora de ratios de caja de cambios, desarrollada mediante Excel.

Tendremos entonces que los ratios indicados para cada velocidad, teniendo en cuenta la velocidad lineal que queremos desarrollar al corte de encendido (14000rpm) son los siguientes:

- 1ª: 0,367
- 2ª: 0,507
- 3ª: 0,612
- 4ª: 0,682
- 5ª: 0,734
- 6ª: 0,804

Por tanto, conociendo la distancia entre ejes, podemos jugar mediante combinaciones de dientes en el primario y en el secundario, de tal manera que consigamos ajustar la caja de cambios a los requerimientos deseados, y de tal manera que podamos realizar un cálculo preliminar de los pares de engranajes para pasarle los datos a ZeroShift y que éstos nos devuelvan la caja de cambios diseñada.

Es muy importante que la distancia entre ejes siempre coincida, de tal manera que todas las marchas puedan engranarse de manera correcta. Por tanto, se asignará una casilla de comprobación en la herramienta desarrollada.

Tras realizar el análisis, tenemos los siguientes datos como resultado del mismo, expuestos en una tabla de Excel:

Tabla I.1: Ratios y números de dientes calculados para la caja de cambios.

	dist ejes	57	mm						
	MODULO	2							
VEL	d1	d2	z1	z2	RATIO	CONSIGNA	DIFERENCIA	d1+d2	DE
1ª	34	80	17	40	0,43	0,37	0,06	114	57
2ª	38	76	19	38	0,50	0,51	0,01	114	57
3ª	44	70	22	35	0,63	0,61	0,02	114	57
4ª	46	68	23	34	0,68	0,68	0,01	114	57
5ª	48	66	24	33	0,73	0,73	0,01	114	57
6ª	52	62	26	31	0,84	0,80	0,03	114	57

Podremos entonces pasar a calcular los pares de engranajes de cada marcha, que será el último paso a desarrollar antes de remitir los datos a Zeroshift. Vemos que hemos mantenido un número de dientes mínimo aceptable, por encima de 14 dientes, que es lo recomendado, y además se ha respetado la distancia entre ejes que pretendíamos emplear, de tal manera que las velocidades engranadas al eje primario, son más pequeñas que 30mm en radio primitivo, así como en el caso de las velocidades engranadas al secundario, hemos excedido los 60mm de dp hasta 80mm, aunque no es del todo importante porque se respeta la distancia entre ejes, alargando la carcasa por el lado contrario al cigüeñal, sin problemas de espacio.

Los pares de engranajes, se calcularán comprobando el más pequeño de ambos, con un ancho base de 7 u 8mm, siempre que los dientes aguanten. La herramienta empleada, será el Excel desarrollado para el capítulo 14 del Anejo F.

El par máximo que desarrolla el motor, es de unos 30N·m según cálculo, de tal manera, que sabiendo que la potencia se conserva, podemos trasladar ése par al embrague como:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = P_2 = T_2 \cdot \omega_2$$

Y entonces, aislando T_2, y conociendo la relación de velocidades a 14000rpm (vale cualquiera, porque es fija), tendremos que el par al embrague es el siguiente:

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = 30 \cdot \frac{14000}{5718} = 73{,}45\ N \cdot m$$

Éste valor de par, es el visto por el eje primario de la caja de cambios, de tal manera que si lo operamos al calcular engranajes, como siempre se calcula la rueda dentada más pequeña y en éste caso es la del primario siempre, podremos emplear el valor de forma directa. Por tanto, para la primera velocidad, los resultados del cálculo de comprobación son los siguientes:

Tabla I.2: Datos y resultados del par de engranajes de la 1ª velocidad.

DATOS 1ª			RESULTADOS 1ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	4320,58824	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	15,9747746	mm
Móculo	2		ra	20,3	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	17	dientes	Sigma F	200,717158	MPa
Z2	40	dientes	SF1	1,68614135	OK
Dp1	34	mm	HERTZ		
Dp2	80	mm	Sigma H	1468,31347	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,52730566	MT (0,4 a 1)
R/T	2,35294118		LH1	26,7329647	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	62,9010935	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Para el par de engranajes de la segunda velocidad, tendremos:

Tabla I.3: Datos y resultados del par de engranajes de la 2ª velocidad.

DATOS 2ª			RESULTADOS 2ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	3865,8	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	17,85	mm
Móculo	2		ra	40,29	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	19	dientes	Sigma F	275,490571	MPa
Z2	38	dientes	SF1	1,6379871	OK
Dp1	38	mm	HERTZ		
Dp2	76	mm	Sigma H	1363,24202	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,56794757	MT (0,4 a 1)
R/T	2		LH1	31,0126417	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	62,0252834	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

En el caso de la segunda velocidad, vemos que la tensión en la base del diente no excede los 1700MPa de límite elástico, pero el hecho de que la fatiga por presión de Hertz limite la vida del flanco del diente, nos hace ver que la vida del elemento estará limitada a 31h. Si nos acordamos de lo dicho en el Anejo F, un engranaje de marcha temporal, puede ser empleado en automoción en una aplicación similar con una vida estimada de 10 a 40h a plena carga y será correcto. En el caso de nuestro motor, vemos que cumplimos el criterio, con lo cual, siempre y cuando la durabilidad dé más de 10h, daremos por hecho que el cálculo valida al par de ruedas dentadas de la marcha en cuestión.

No debemos olvidar que éste es un cálculo preliminar, y que el diseño definitivo está subcontratado, de tal manera que lo que intentamos con el cálculo, es saber si las premisas que vamos a proponer como base, son asumibles desde un principio.

Para el par de engranajes de la tercera velocidad, tendremos lo siguiente:

Tabla I.4: Datos y resultados del par de engranajes de la 3ª velocidad.

DATOS 3ª			RESULTADOS 3ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	3338,63636	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90426287	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	20,6732377	mm
Móculo	2		ra	24,6535247	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	22	dientes	Sigma F	246,124195	MPa
Z2	35	dientes	SF1	1,83342397	OK
Dp1	44	mm	HERTZ		
Dp2	70	mm	Sigma H	1408,70554	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,54961806	MT (0,4 a 1)
R/T	1,59090909		LH1	29,0431855	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	46,2050678	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Para el par de engranajes de la cuarta velocidad, tendremos lo siguiente:

Tabla I.5: Datos y resultados del par de engranajes de la 4ª velocidad.

DATOS 4ª			RESULTADOS 4ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	3193,48	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	21,61	mm
Móculo	2		ra	25,77	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	23	dientes	Sigma F	204,16	MPa
Z2	34	dientes	SF1	2,21	OK
Dp1	46	mm	HERTZ		
Dp2	68	mm	Sigma H	1317,30	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,59	MT (0,4 a 1)
R/T	1,47826087		LH1	33,21	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	49,10	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Para el par de engranajes de la quinta velocidad, tendremos lo siguiente:

Tabla I.6: Datos y resultados del par de engranajes de la 5ª velocidad.

DATOS 5ª			RESULTADOS 5ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	3060,42	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	22,55	mm
Móculo	2		ra	26,89	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	24	dientes	Sigma F	173,15	MPa
Z2	33	dientes	SF1	2,61	OK
Dp1	48	mm	HERTZ		
Dp2	66	mm	Sigma H	1232,29	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,63	MT (0,4 a 1)
R/T	1,375		LH1	37,95	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	52,19	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Por último, para el par de engranajes de la quinta velocidad, tendremos lo siguiente:

Tabla I.7: Datos y resultados del par de engranajes de la 6ª velocidad.

DATOS 6ª			RESULTADOS 6ª		
Distancia entre ejes	57	mm	Ft	2825,00	N
Angulo pres	20	grados	pe	5,90	mm
Angulo pres	0,34906585	rad	rb	24,43	mm
Móculo	2		ra	29,14	mm
Velocidad	5718	rpm	FATIGA		
Z1	26	dientes	Sigma F	131,38	MPa
Z2	31	dientes	SF1	3,43	OK
Dp1	52	mm	HERTZ		
Dp2	62	mm	Sigma H	1105,27	MPa
ANCHURA	8	mm	SH	0,70	MT (0,4 a 1)
R/T	1,19230769		LH1	47,18	Horas
Par pico	73,45	N·m	LH2	56,25	Horas
Sf	1630	MPa			
Sh	500	MPa			
Re	1700	MPa			
E	205000	MPa			

Como era de esperar, las solicitaciones sobre cada velocidad son menores, cuanto mayor es la marcha engranada, básicamente porque el piñón del primario es más grande cada vez. Por tanto, vemos que el cálculo preliminar es correcto a efectos de resistencia de los engranajes. Las premisas de diseño pueden ser enviadas a ZeroShift para que nos devuelva el diseño final de la caja de cambios.

Tendremos que el diseño remitido por Zeroshift es el siguiente:

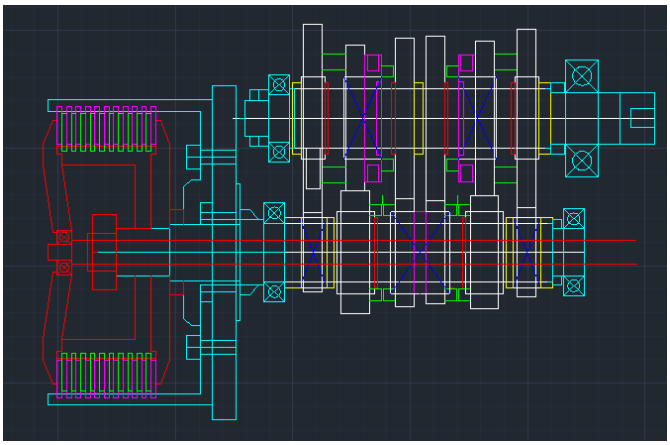


Figura I.2: Caja de cambios tipo *casette* diseñada por Zeroshift para nuestro motor.

Vemos que las posiciones de los ejes principales serán las siguientes:

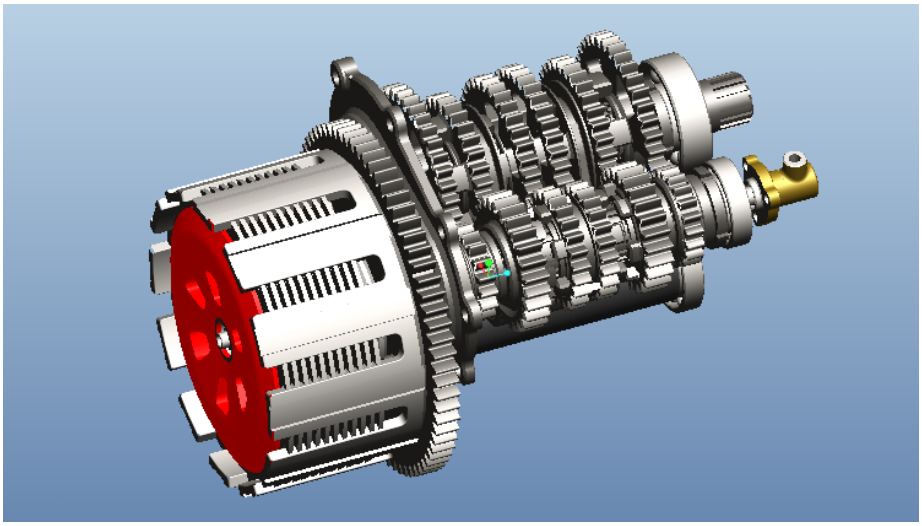


Figura I.3: Caja de cambios tipo *casette* diseñada por Zeroshift para nuestro motor.

Con la caja de cambios definida, tenemos todas las medidas necesarias como para diseñar los semicárteres del motor, y posteriormente las tapas exteriores. Los tamaños de rodamientos indicados, han sido verificados convenientemente por Zeroshift para las solicitaciones existentes en nuestro motor, y por tanto se puede fabricar directamente la cajera en los semicárteres, respetando las medidas proporcionadas por el subcontratista.

Podemos ver un sistema de accionamiento mediante tres horquillas, en la siguiente imagen:

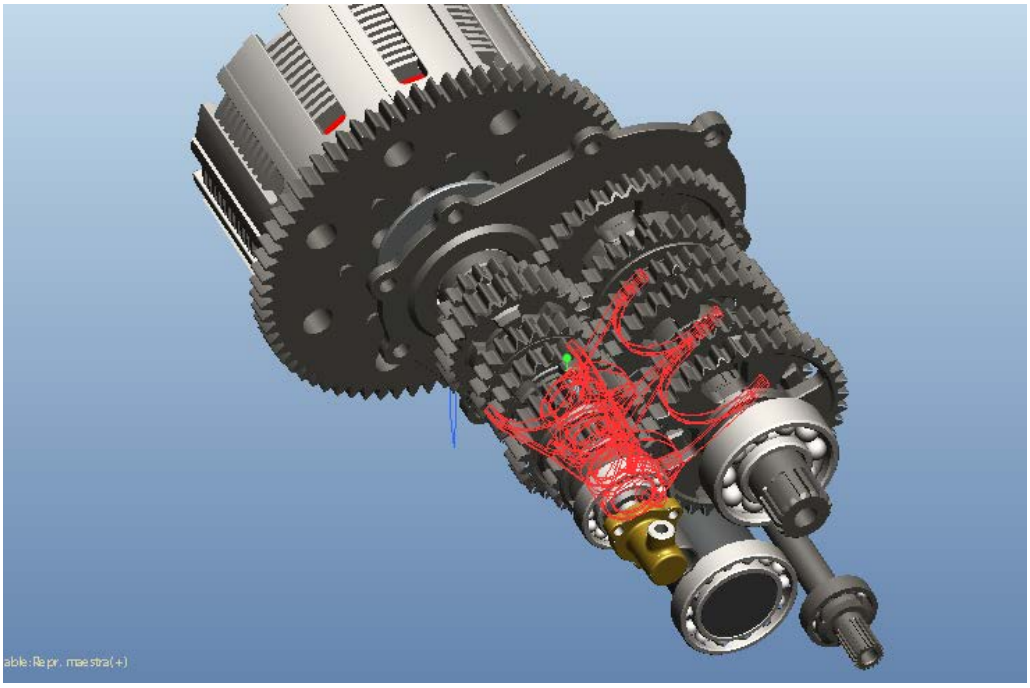


Figura I.4: Vista de las tres horquillas empleadas para el cambio de marchas.

Ésta configuración, aligera el conjunto porque emplea un solo eje de horquillas en lugar de dos, de tal manera que nos interesa a efectos de diseño. Es muy común éste tipo de solución en cajas de cambios similares. También podemos ver el eje acanalado para la inserción del piñón de arrastre (grande) y de la brida de la palanca de cambios (pequeño).

El accionamiento del embrague es mediante un sistema *push-rod*, que emplea una varilla coaxial al eje primario de la caja de cambios, para empujar la campana del embrague hacia afuera, mediante un actuador hidráulico que podemos ver en color dorado en la siguiente imagen:

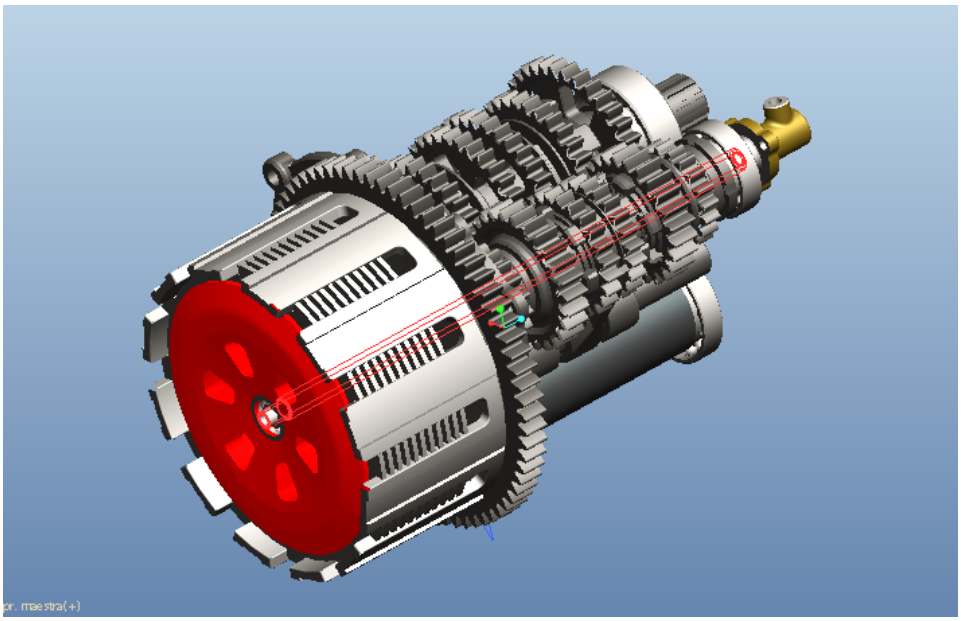


Figura I.5: Vista de la varilla de actuación del embrague.

Dicha varilla, descansa sobre un rodamiento insertado en la campana del embrague, de tal manera que se asegure la integridad de todos los elementos implicados en éste mecanismo. La pletina de soporte para todos los elementos, como en toca caja de cambios de tipo *casette*, lleva los rodamientos con las cajeras por fuera, incorporando una placa de cierre que se asegura mediante dos tornillos M6x0,5.

En el caso de los rodamientos del otro extremo, se han representado junto a la caja de cambios, pero suelen ir encajados por temperatura en el semicárter opuesto a la pletina, de tal manera que a la hora de insertar la caja de cambios en su sitio, ya estarían puestos.

Todos los rodamientos empleados, llevan ajuste deslizante en el eje, y van insertados a prensa (no permiten giro), en la cajera.

Por otro lado, podemos ver en rojo el embrague antirrebote adquirido a Suter, que cumple con las características de par y potencia que le vamos a demandar. Podemos ver la placa de soporte de la caja de cambios, en la siguiente imagen:

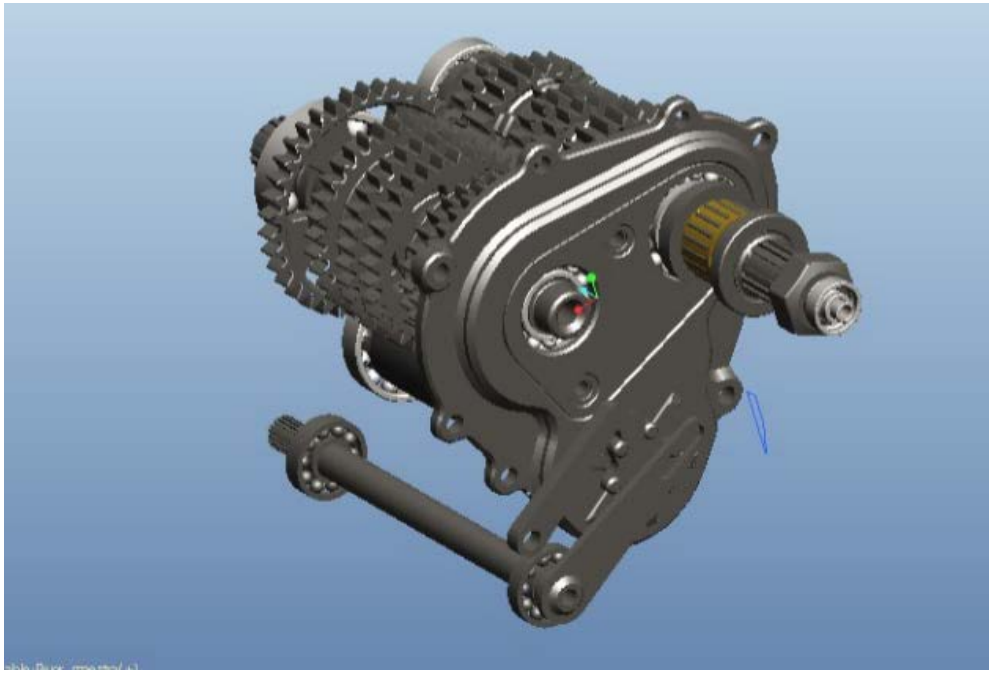


Figura I.6: Vista de la placa portante para la caja de cambios de tipo *casette*.

Tendremos entonces, que conociendo las dimensiones de la placa de soporte, y dónde van los tornillos, podremos diseñar el semicárter en el que encajará, así como el simétrico, ya que conocemos todas las posiciones en el plano longitudinal y transversal, para todos los elementos.

ANEJO J: DISEÑO DE ELEMENTOS ESTÁTICOS

J.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará el diseño de los elementos del motor que permanecen estáticos, o bien aquellos que van montados en los primeros. Serán objeto de cálculo los siguientes elementos:

- Pernos del bloque motor.
- Camisa del bloque motor.
- Rodamientos de la caja de cambios (en los ejes primario y secundario).
- Rodamientos de cigüeñal.
- Semicárteres ante la solicitación máxima para los rodamientos.

Los elementos cuya carga sea cíclica, o sea, el segundo y los tres últimos, deberán estudiarse a fatiga, para evitar la concentración de tensiones y para comprobar la robustez de los mismos, garantizando su vida durante todo el tiempo de uso del motor.

En el caso de los pernos del bloque, también se trata el cálculo de fatiga de los mismos, pero sigue un método bastante particular, como el empleado para el cálculo del resto de uniones atornilladas presentes en el motor.

Para los rodamientos, el método de cálculo es directo ante carga pico de tipo dinámico, y por tanto solamente es necesario conocer las características técnicas del modelo exacto a montar, para conocer la duración prevista de los mismos.

J.2. Cálculo de los pernos del bloque motor:

Para los pernos del bloque motor, viendo la culata, sabemos que vamos a tener dos longitudes diferentes, y por tanto necesitaremos realizar dos cálculos diferentes para comprobar si su resistencia es suficiente ante la solicitación dada. El primer caso, es calcular la tensión pico sobre los pernos.

Si sabemos que el cilindro tiene un diámetro de 81mm, podemos conocer el área del mismo, de la manera siguiente:

$$A_1 = \pi \cdot R^2 = \pi \cdot 40{,}5^2 = 5153\ mm^2$$

Entonces, conociendo la presión máxima, que es de 103 bar, podemos calcular la fuerza ejercida sobre la culata, de la manera siguiente:

$$F = P \cdot A_1 = 103 \cdot \frac{101325}{1000000} \cdot 5153 = 53779\ N$$

Si traducimos ésta carga como centrada, a los pernos, tendremos que cada perno soportaría una fuerza de:

$$F_1 = \frac{F}{4} = 13444N$$

De tal manera, que para asumir la asimetría (que es ligera) de la colocación de los pernos, y la sobrecarga inherente sobre un par de ellos, podemos multiplicar ésta fuerza por 1,1 para asegurarnos de que éstos aguanten:

$$F_{D1} = 1{,}1 \cdot 13444 = 14789\ N$$

Podemos asumir que ésta es la fuerza separadora de la unión, entendida como carga pico a fatiga, para evaluar la resistencia de la unión para los dos casos de estudio. En uno de los casos, los pernos son más largos que en el otro, de tal manera que no varía la resistencia sino la rigidez de las uniones, y debe evaluarse que en ambos casos ni la unión se separe, ni rompan los pernos, ni tampoco fallen por fatiga.

El primer paso, sabiendo que los pernos van insertados mediante temperatura en la parte inferior del bloque motor, será verificar que ante la carga pico no se desplace la unión. Si calentamos el bloque a 225ºC, creando una interferencia térmica de 200ºC entre el perno y el bloque, tendremos que, si asumimos que el perno no deforma (porque es más rígido), tendremos, que para el Aluminio del semicárter donde se inserta el perno, si su coeficiente de dilatación es de $23 \cdot 10^{-6}$ºC^{-1}:

$$d_{125} = 13\ mm = d_{25}(1 + \alpha \Delta T)$$

Por tanto, podemos hallar el diámetro nominal a temperatura ambiente de la manera siguiente:

$$d_{25} = \frac{13}{1 + 23 \cdot 10^{-6} \cdot 200} = 12{,}94\ mm$$

Como la deformación en el semicárter (anillo exterior) está impedida, podemos establecer lo siguiente:

$$\varepsilon_{cir} = 0 = \frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{E}\sigma_{Cir} + \alpha \Delta T$$

Y por tanto:

$$\sigma_{cir} = -\alpha \Delta T \cdot E = -200 \cdot -23 \cdot 10^{-6} \cdot 71000 = 326{,}6 MPa$$

No se supera la tensión del límite elástico para el Aluminio 7034-T6, que es de 730MPa. Entonces, podemos calcular la presión entre el semicárter y el inserto del perno como:

$$P = \frac{\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_A}{\frac{1}{2} S_{int}} = \frac{326{,}6 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 13}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 13 \cdot 13} = 159{,}93\ N/mm^2$$

Sabiendo que la superficie disponible para dicha presión es de 530,92mm^2, podemos calcular la fuerza normal entre superficies multiplicando presión por superficie, y por tanto tendremos:

$$N_1 = P \cdot A = 159{,}93 \cdot 530{,}92 = 84914N$$

Asumiendo que el coeficiente de rozamiento entre acero y Aluminio, en seco, es de 0,47, tendremos que la fuerza separadora máxima que soportará la unión será de:

$$F_{Fr} = \mu_{fr} \cdot N = 0{,}47 \cdot 84914 = 39909\ N$$

Lo cual nos deja un coeficiente de seguridad ante deslizamiento de:

$$n_D = \frac{F_{fr}}{F} = \frac{39909}{14789} = 2{,}69$$

Dicho coeficiente, aplica cuando la unión está a temperatura ambiente, pero debemos de tener en cuenta, que la temperatura de trabajo de un semicárter de moto suele estar alrededor de los 70ºC, de tal manera que es necesario conocer la tensión circunferencial existente para dichas condiciones, que será:

$$\sigma_{cir} = -\alpha \Delta T \cdot E = -155 \cdot -23 \cdot 10^{-6} \cdot 71000 = 253{,}2\ MPa$$

La presión entre superficies será entonces:

$$P' = \frac{\sigma_{cir} \cdot 2 \cdot S_A}{\frac{1}{2} S_{int}} = \frac{253{,}2 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 13}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 13 \cdot 13} = 124\ N/mm^2$$

Y entonces, la fuerza separadora soportable por la unión, para las condiciones anteriores, será:

$$F_{Fr}{}' = \mu_{fr} \cdot N = 0{,}47 \cdot 124 \cdot 530{,}92 = 30930\ N$$

Entonces, podemos ver que el coeficiente de seguridad de la unión ante deslizamiento, se habrá reducido hasta el nuevo valor siguiente:

$$n_D{}' = \frac{F_{fr}{}'}{F} = \frac{30930}{14789} = 2{,}09$$

Por tanto, podemos dar la inserción por temperatura como válida, y tomarla como si se tratara de una tuerca contra la parte inferior del bloque [61]. Tendremos entonces que medir ambos casos de estudio. En los dos, el material será Aluminio 7034-T6, con sus parámetros incluídos.

Ambas uniones tienen como dimensiones comunes las que son inherentes al bloque motor, y son las siguientes:

- Longitud: 63,5mm.
- Diámetro máximo: 24mm.

La dimensión que varía respecto de los dos casos de estudio, es la longitud de material disponible en la culata, que será la siguiente:

- Caso corto: 15mm.
- Caso largo: 50mm.

En éste caso, al ser agujeros pasantes, y no existir zonas roscadas en ninguna de las piezas, podemos obtener las longitudes totales “l” como:

- L1=78.5 mm.
- L2=113.5 mm.

Podemos entonces, comenzar a calcular ambos casos.

J.2.1. Cálculo de los pernos cortos.

Tenemos una longitud de 78,5mm, con un reparto de longitudes de 15mm con 63,5mm. La longitud de apriete será igual a la longitud total, o sea 78,5mm. Tendremos que la rigidez de los elementos será la siguiente:

$$k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan\alpha}{2 \cdot \ln \frac{(l \cdot \tan\alpha + D - d)(D + d)}{(l \cdot \tan\alpha + D + d)(D - d)}}$$

Sabiendo que el diámetro efectivo del agarre superior es de:

$$d_w = 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 12 = 18mm$$

Tendremos que podemos dividir la unión en dos tramos, la primera es el tramo superior, con un diámetro de 18mm, y el tramo inferior, con un diámetro también de 18mm. Podemos calcular el ángulo alfa efectivo como:

$$\alpha' = \arctan \frac{0{,}5(D_2 - D_1)}{l/2} = \arctan \frac{0{,}5(24 - 18)}{78{,}5/2} = 4{,}37º$$

El centro del cono, estará a la mitad de la distancia entre extremos. Por tanto, tendremos, para el primer tramo de material:

$$k_{m1} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 4{,}37}{2 \cdot \ln \frac{(14 \cdot \tan 4{,}37 + 18 - 12)(18 + 12)}{(14 \cdot \tan 4{,}37 + 18 + 12)(18 - 12)}} = \frac{204546}{2 \cdot \ln \frac{212{,}1}{186{,}42}} = 792445\ N/mm$$

Para el segundo tramo, la rigidez será la siguiente, conociendo el diámetro del tronco cónico a 14mm del origen como:

$$D = 18 + \frac{(24 - 18)14}{39{,}25} = 20{,}14\ mm$$

$$k_{m2} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 4{,}37}{2 \cdot \ln \frac{(24{,}25 \cdot \tan 4{,}37 + 20{,}14 - 12)(20{,}14 + 12)}{(24{,}25 \cdot \tan 4{,}37 + 20{,}14 + 12)(20{,}14 - 12)}} = \frac{204546}{2 \cdot \ln \frac{321{,}18}{276{,}70}} = 686083\ N/mm$$

Para el tercer y último tramo, tendremos lo siguiente:

$$k_{m2} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 4{,}37}{2 \cdot \ln \frac{(39{,}25 \cdot \tan 4{,}37 + 18 - 12)(18 + 12)}{(39{,}25 \cdot \tan 4{,}37 + 18 + 12)(18 - 12)}} = \frac{204546}{0{,}62} = 329795\ N/mm$$

Tendremos entonces que la rigidez de las piezas será:

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}}} = 173863\ N/mm$$

Sabiendo que los pernos tendrán una longitud roscada de 10mm antes de llegar a la zona donde asienta la tuerca, y que son de M12x1,25, tendremos que su área resistente en la rosca será de 84,3mm^2, y el área del vástago sin rosca, será de 76,3mm^2. Si los pernos son de calidad 12.9, tendremos que las rigideces pueden operarse como:

$$k_{b1} = A_t \cdot \frac{E}{l} = 76{,}3 \cdot \frac{205000}{68{,}5} = 228343\ N/mm$$

$$k_{b2} = A_t \cdot \frac{E}{l} = 84{,}3 \cdot \frac{205000}{10} = 1728150\ N/mm$$

La rigidez de los pernos será entonces:

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{b2}}} = 201693\ N/mm$$

Tendremos entonces que la constante de la unión será la siguiente:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{201693}{201693 + 173863} = 0{,}537$$

La precarga para un tornillo de clase 12.9, según Shigley [61], será la siguiente:

$$F_i = 0{,}75 \cdot A_t \cdot S_p = 0{,}75 \cdot 76{,}3 \cdot 970 = 55508\ N$$

Por tanto, los factores de carga de la unión serán:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{76{,}3 \cdot 970 - 55508}{0{,}537 \cdot 14789} = 2{,}32$$

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} = \frac{55508}{14789(1 - 0{,}537)} = 8{,}10$$

Ambos coeficientes, nos indican que la unión no se va a separar ante las solicitaciones previstas, y por tanto desde éste punto de vista, puede darse por válida. Ahora, calcularemos los puntos A a E del diagrama de fatiga de los pernos, para detectar si fallan por sobrecarga o por fatiga.

Tendremos que el punto A del diagrama será el siguiente:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{55508}{76{,}3} = 727\ MPa$$

El punto B, corresponderá a:

$$\sigma_A = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} = \frac{0{,}537 \cdot 14789}{2 \cdot 76{,}3} = 54\ MPa$$

Por tanto, la tensión media en los pernos, será:

$$\sigma_M = \sigma_i + \sigma_A = 727 + 54 = 781 MPa$$

El punto C del diagrama de fatiga, correspondiente al criterio de Goodman, corresponderá al valor siguiente de tensión:

$$S_A = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = \frac{190(1220 - 727)}{1220 + 190} = 66{,}43\ MPa$$

El coeficiente de seguridad según Goodman, será entonces:

$$n_G = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{66{,}43}{54} = 1{,}23$$

En cuanto a la fuerza de rotura directa, correspondiente al punto D del diagrama de fatiga, tendremos lo siguiente:

$$S_{AP} = \frac{(S_p - \sigma_i)}{2} = \frac{970 - 727}{2} = 121{,}5\ MPa$$

Y entonces el coeficiente de seguridad ante fallo por rotura directa, será el siguiente:

$$n_{AP} = \frac{S_{AP}}{\sigma_A} = \frac{121{,}5}{54} = 2{,}25$$

Por último, según el Criterio de Gerber, la tensión alternativa asumible, correspondiente al punto E del diagrama de fatiga, será la siguiente:

$$S_{AG} = \frac{1}{2 \cdot S_e}\left[S_{ut}\sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e - \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2 \cdot \sigma_i \cdot S_e\right] = 102{,}22\ MPa$$

Tendremos entonces que éste valor nos da un coeficiente de seguridad de:

$$n_{fG} = \frac{S_{AG}}{\sigma_A} = \frac{102{,}22}{54} = 1{,}89$$

Por tanto, podemos ver que ambas uniones quedan verificadas tanto a separación, como a fallo a sobrecarga, como a fatiga, y podemos darlas por correctas. Pasaremos ahora a calcular las uniones cuyos pernos son los largos.

J.2.2. Cálculo de los pernos largos.

Los pernos largos, se operarán de la misma manera que los cortos, pero al variar las longitudes, variarán de manera inherente las rigideces de todos los elementos. Sabiendo que la longitud total computable es de 113,5mm para el material, manteniendo diámetros, tendremos:

$$\alpha' = \arctan\frac{0{,}5(D_2 - D_1)}{l/2} = \arctan\frac{0{,}5(24 - 18)}{113{,}5/2} = 3{,}02º$$

Y por tanto, para las piezas, las rigideces serán:

$$k_{m1} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 3{,}02}{2 \cdot \ln \frac{(50 \cdot \tan 3{,}02 + 18 - 12)(18 + 12)}{(50 \cdot \tan 3{,}02 + 18 + 12)(18 - 12)}} = \frac{141213}{0{,}56} = 252166\ N/mm$$

$$D = 18 + \frac{50}{56{,}5} \cdot (24 - 18) = 5{,}3 + 18 = 23{,}3$$

$$k_{m2} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 3{,}02}{2 \cdot \ln \frac{(6{,}75 \cdot \tan 3{,}02 + 23{,}3 - 12)(23{,}3 + 12)}{(6{,}75 \cdot \tan 3{,}02 + 23{,}3 + 12)(23{,}3 - 12)}} = \frac{141213}{0{,}62} = 3363731\ N/mm$$

$$k_{m3} = \frac{\pi \cdot 71000 \cdot 12 \cdot \tan 3{,}02}{2 \cdot \ln \frac{(56{,}75 \cdot \tan 3{,}02 + 18 - 12)(18 + 12)}{(56{,}75 \cdot \tan 3{,}02 + 18 + 12)(18 - 12)}} = \frac{141213}{0{,}62} = 227762\ N/mm$$

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}}} = 115560\ N/mm$$

Si los pernos vuelven a tener una sobremedida roscada de 10mm, tendremos que su rigidez podrá calcularse como:

$$k_{b1} = A_t \cdot \frac{E}{l} = 76{,}3 \cdot \frac{205000}{103{,}5} = 151125\ N/mm$$

$$k_{b2} = A_t \cdot \frac{E}{l} = 84{,}3 \cdot \frac{205000}{10} = 1728150\ N/mm$$

Siendo la rigidez total de:

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{b2}}} = 138972\ N/mm$$

Y entonces, la constante de la unión y los factores de carga de la unión serán:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{138972}{138972 + 115560} = 0{,}545$$

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{76{,}3 \cdot 970 - 55508}{0{,}545 \cdot 14789} = 2{,}29$$

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)} = \frac{55508}{14789(1 - 0{,}545)} = 8{,}249$$

Por tanto, sabemos que la unión no se va a separar bajo condiciones de carga.

En cuanto a los cinco puntos fundamentales del diagrama de fatiga, como en el caso anterior, tendremos lo siguiente:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{55508}{76{,}3} = 727\ MPa$$

$$\sigma_A = \frac{C \cdot P}{2 \cdot A_t} = \frac{0{,}545 \cdot 14789}{2 \cdot 76{,}3} = 52{,}81\ MPa$$

$$S_A = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = \frac{190(1220 - 727)}{1220 + 190} = 66{,}43\ MPa$$

El coeficiente de seguridad según Goodman, será entonces:

$$n_G = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{66{,}43}{52{,}81} = 1{,}257$$

En cuanto a la fuerza de rotura directa, correspondiente al punto D del diagrama de fatiga, tendremos lo siguiente:

$$S_{AP} = \frac{(S_p - \sigma_i)}{2} = \frac{970 - 727}{2} = 121{,}5\ MPa$$

Y entonces el coeficiente de seguridad ante fallo por rotura directa, será el siguiente:

$$n_{AP} = \frac{S_{AP}}{\sigma_A} = \frac{121{,}5}{52{,}81} = 2{,}30$$

Por último, según el Criterio de Gerber, la tensión alternativa asumible, correspondiente al punto E del diagrama de fatiga, será la siguiente:

$$S_{AG} = \frac{1}{2 \cdot S_e}\left[S_{ut}\sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e - \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2 \cdot \sigma_i \cdot S_e\right] = 102{,}22\ MPa$$

Tendremos entonces que éste valor nos da un coeficiente de seguridad de:

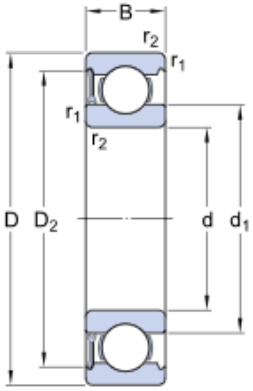
$$n_{fG} = \frac{S_{AG}}{\sigma_A} = \frac{102{,}22}{52{,}81} = 1{,}93$$

Por tanto, podemos ver que ambas uniones quedan verificadas tanto a separación, como a fallo a sobrecarga, como a fatiga, y podemos darlas por correctas. Hemos terminado entonces, el cálculo de los pernos del bloque motor, y podemos pasar a realizar otros ensayos y comprobaciones sobre elementos estáticos.

J.3. Cálculo de los rodamientos del cigüeñal:

Para los rodamientos del cigüeñal, sabiendo que los apoyos presentan un diámetro de 35mm, se han escogido de manera preliminar los rodamientos siguientes, de la marca SKF, modelo Explorer 6007-RZ:

Dimensions



d		35	mm
D		62	mm
B		14	mm
d_1	≈	43.75	mm
D_2	≈	55.61	mm
$r_{1,2}$	min.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	16.8	kN
Basic static load rating	C_0	10.2	kN
Fatigue load limit	P_u	0.44	kN
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		15000	r/min

Figura J.1: Datos para el rodamiento escogido para el cigüeñal.[88]

Podemos ver rápidamente que la velocidad límite para el rodamiento sin lubricar es de 15000rpm, lo cual cumple con nuestras necesidades. En rodamientos de cierto tamaño, muchas veces el límite lo marca la velocidad y no la carga, de tal manera que sabiendo que en nuestro caso el rodamiento además irá lubricado por la presencia de aceite dentro de los semicárteres, no habrá problemas debidos a la velocidad, y el factor limitante será la carga sobre los rodamientos.

Sabiendo que la resultante de todas las fuerzas existentes sobre dichos apoyos, se corresponde con la fuerza alternativa de segundo orden, cuyo valor es el visible en el gráfico siguiente:

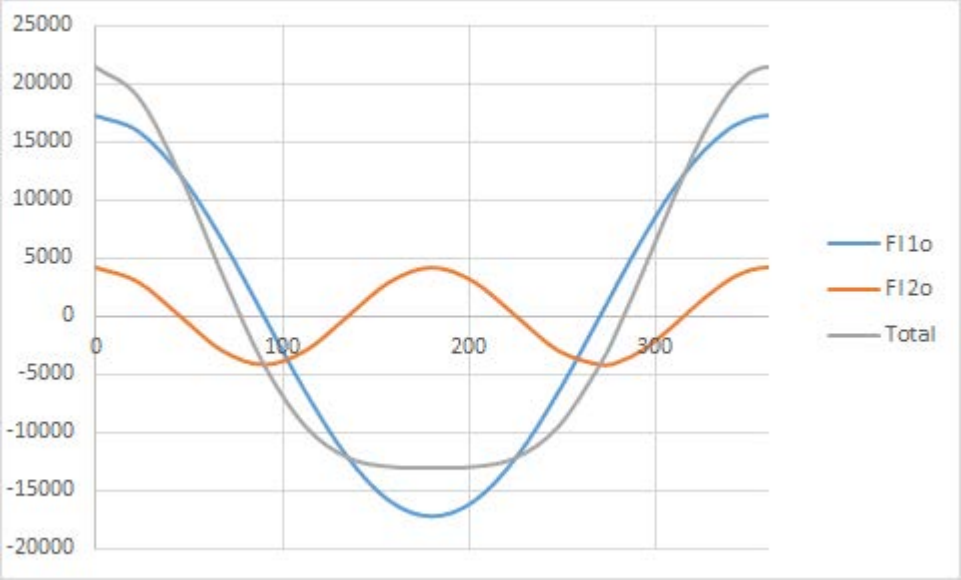


Figura J.2: Fuerzas de inercia sobre el apoyo del cigüeñal, una vez contrapesado.

El máximo valor corresponderá a 4185N, que podrá ser considerado como carga dinámica, de tal manera que al tener dos rodamientos, la carga por rodamiento será de 2093N. El hecho de considerar los cambios de marcha, hace que el motor vaya a una determinada velocidad, y caiga de golpe (corte de encendido por *quickshifter*, funcionamiento en vacío), para volver a acelerar al engranarse la velocidad siguiente. El caso donde tenemos un pico más fuerte, es en el cambio de 5ª a 6ª, porque el motor apenas cae de vueltas y la solicitación es la más alta cuando se engrana la sexta. Podremos entonces considerar la carga como impulsiva, dándole el doble del valor que se ha considerado como estático [61]. Sabiendo que la carga dinámica básica admisible es de 16800N, tendremos que la vida del rodamiento en revoluciones es calculable como:

$$L_{na} = a_1 \left(\frac{C}{P_r}\right)^e 10^6 \quad (revs)$$

Siendo el coeficiente de confiabilidad a1 correspondiente a 0,25 para una fiabilidad del 99%, acorde a lo calculado en el Anejo G, Capítulo 9, Sección 3ª, mediante la ecuación G.24. La vida calculada será de:

$$L_{na} = 0{,}25\left(\frac{16{,}8}{4{,}185}\right)^3 10^6 = 16{,}17 \cdot 10^6\ revs$$

Si estos rodamientos trabajan como mucho a 14000 rpm, podemos ver que la vida a plena carga que esperamos, es de:

$$L_{min} = \frac{L_{na}}{n} = \frac{161700000}{14000} = 1155\ minutos$$

Y si trasladamos la equivalencia a horas, entonces tendremos que la duración será de:

$$L_h = \frac{L_{min}}{60} = \frac{1155}{60} = 19{,}25h$$

Sabiendo que el motor debería tener una durabilidad de entre 12 y 15h de funcionamiento a condiciones nominales estudiadas, entonces podemos ver que los rodamientos aguantarán las cargas y que a nivel de verificación son correctos.

J.4. Cálculo de los rodamientos de la caja de cambios:

J.4.1. Cálculo de rodamientos de caja de cambios:

Para la caja de cambios, sabiendo que el par máximo esperado para el motor es de 30N·m, tendremos que el par al embrague puede calcularse como:

$$T_1\omega_1 = T_2\omega_2$$

Por tanto:

$$T_2 = \frac{T_1\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_1 n_1}{n_2} = \frac{T_1 z_2}{z_1} = 30 \cdot \frac{71}{29} = 73{,}44N \cdot m$$

De tal manera, que si sabemos que la fuerza sobre los rodamientos es directamente proporcional al par que transmiten las velocidades de la caja de cambios, las marchas que quedan en el centro, al ser la tercera y la cuarta y tener los ratios más igualados, estando en el centro de los ejes, reparten muy bien la carga. Sin embargo, para las velocidades que quedan a los lados, al tener poco voladizo respecto de los rodamientos, transmiten virtualmente el 100% de la carga al rodamiento contiguo. Si asumimos que al cambiar de marcha la fuerza que recibe el rodamiento en primer lugar, es de tipo impulsivo, tendremos que ésta puede entenderse como el doble de la fuerza considerada como estática. Podemos ver un corte 2D de la caja de cambios, recuperando la figura I.2:

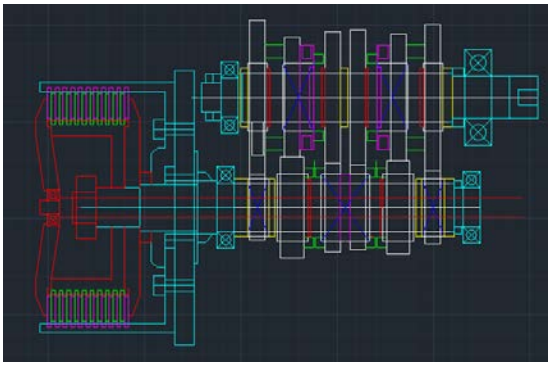


Figura I.2: Caja de cambios tipo *casette* diseñada por Zeroshift para nuestro motor.

Tendremos entonces, que si desarrollamos una hoja de cálculo Excel, podemos calcular las fuerzas sobre cada rodamiento para cada velocidad, imponiendo entonces la fuerza máxima sobre cada uno como magnitud de cálculo. Numeraremos los rodamientos comenzando con el más cercano al embrague como 1 y siguiendo en sentido antihorario. Tendremos entonces, que las características geométricas de la caja de cambios son las siguientes:

Tabla J.1: Características geométricas de la caja de cambios.

	Par	30000	N·mm			
	Lp (mm)	127,5	Ls (mm)	129		
	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO		Engranajes	
Marcha	D1	D2	D3	D4	rp	rs
1	16,5	111	14,5	114,5	17	40
2	107,5	20	105,5	23,5	19	38
3	68,5	59	66,5	62,5	22	35
4	55,5	72	53,5	75,5	23	34
5	89,5	38	87,5	41,5	24	33
6	34,5	93	32,5	96,5	26	31

Podemos entonces conocer la fuerza de contacto entre cada par de ruedas dentadas de cada marcha, porque conocemos el par que deben transmitir, de tal manera que aplicando la regla de la palanca, podemos conocer la fuerza de reacción que realiza cada rodamiento para cada caso de funcionamiento. Tendremos entonces que la fuerza máxima sobre cada rodamiento será la siguiente:

Tabla J.2: Fuerza sobre cada rodamiento de la caja de cambios, para cada marcha engranada. Fuerza máxima en cada caso marcada en color amarillo.

Marcha	F1	F2	F3	F4
1	228,373702	1536,33218	225,718194	1538,98769
2	1331,26935	247,678019	1315,78947	263,157895
3	732,620321	631,016043	724,10148	639,534884
4	567,774936	736,57289	561,172902	743,174924
5	877,45098	372,54902	867,248062	382,751938
6	312,217195	841,628959	308,586762	845,259392

Mediante dichas fuerzas, mayorándolas 2 veces, podremos saber la fuerza de cálculo de cada rodamiento, de tal manera que:

- F1c=2664N
- F2c=3072N
- F3c=2630N
- F4c=1692N

Las características necesarias de cada rodamiento usado, son las siguientes:

Tabla J.3: Características básicas de los rodamientos de la caja de cambios.

	R1	R2	R3	R4	
Marca	TIMKEN	TIMKEN	SKF	TIMKEN	-
Modelo	9305WI	9304WI	62/22-RS	9304WI	-
D	42	37	50	37	mm
d	25	20	22	20	mm
T	9	9	14	9	mm
C	9040	8080	14000	8080	N
vref	41760	50520	19000	50520	rpm

Podemos ver que en ningún caso se sobrepasa la velocidad de referencia, de tal manera que podemos pasar a calcular la vida en horas de cada rodamiento, para una confiabilidad del 99%, mediante el mismo procedimiento desarrollado en el capítulo anterior. Tendremos entonces:

Tabla J.4: Cálculo de la vida prevista en horas para cada rodamiento.

	R1	R2	R3	R4	
Marca	TIMKEN	TIMKEN	SKF	TIMKEN	-
Modelo	9305WI	9304WI	62/22-RS	9304WI	-
Carga	2664	3072	2630	1692	N
Coeficiente	0,25	0,25	0,25	0,25	-
Vida revs	9768831,95	4548942,6	37710029,3	27225321,4	revoluc.
rpm max	5718	5718	4796	4796	rpm
Vida mins	1708,43511	795,547849	7862,80845	5676,67251	mins
Vida Horas	28,4739185	13,2591308	131,046808	94,6112085	h

Vemos que todos los rodamientos tienen una vida prevista en horas superior a la esperada para cada motor, de tal manera que, además sabiendo que el motor no siempre va a máximo régimen ni carga, y que además los rodamientos son lubricados por el baño de aceite del motor, entonces podemos decir que los rodamientos escogidos, son, a nivel de dimensionamiento, correctos. Las fuerzas halladas como máximas, nos permitirán estudiar los semicárteres a solicitación máxima.

J.4.2. Cálculo del rodamiento de agujas de la campana del embrague:

Como podemos ver en la imagen siguiente, la campana del embrague rota respecto del eje primario de la caja de cambios, apoyado en un rodamiento de agujas. Tendremos entonces que dicho rodamiento, marca SKF, modelo K 24x28x17, se encuentra en la siguiente ubicación:

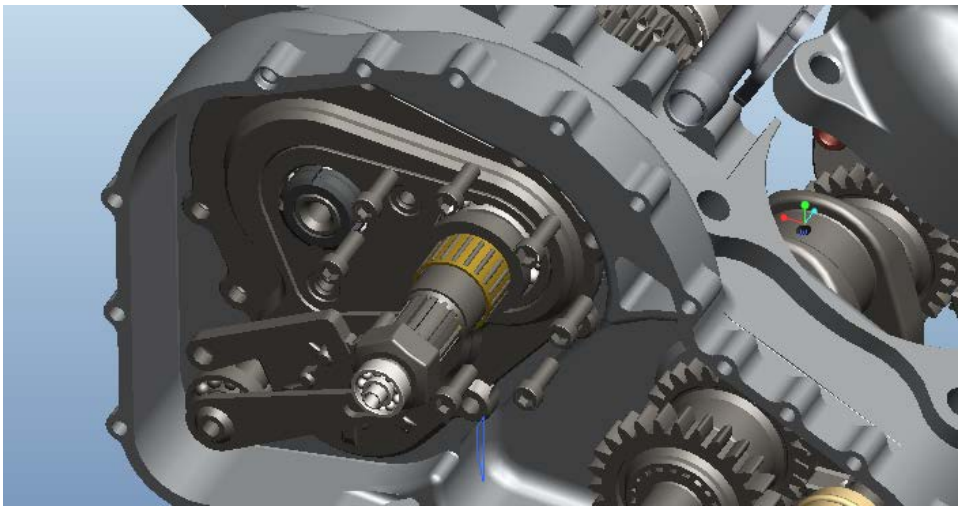


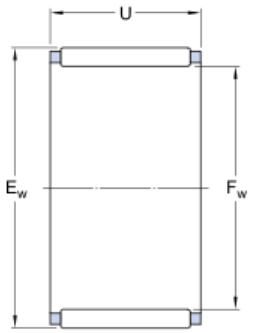
Figura J.3: En color dorado, rodamiento de agujas de la campana del embrague, vista en ProE.

Dicho rodamiento, tiene un diámetro interior de 24mm, exterior de 28mm, y longitud nominal de 17mm según fabricante, de tal manera que su carga máxima dinámica es de 25,5kN, y puede asumir una velocidad máxima de 17000rpm.

En la siguiente imagen, podemos ver las características del rodamiento, extractas directamente del fabricante:

K 24x28x17

Dimensions



F_w	24	mm
E_w	28	mm
U	17	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	14	kN
Basic static load rating	C_0	25.5	kN
Fatigue load limit	P_u	3	kN
Reference speed		17000	r/min

Figura J.4: Características del rodamiento de agujas a emplear en la campana del embrague.[89]

No excedemos la velocidad máxima del rodamiento, que es de 17000rpm, siendo la velocidad máxima esperada para el rodamiento de 5718rpm. Tendremos que para nuestro caso, la vida a un 99% de fiabilidad podrá calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$L_{na} = a_1 \left(\frac{C}{P_r}\right)^e 10^6 \quad (revs)$$

Sabiendo que un rodamiento de agujas es realmente un rodamiento de rodillos sin pistas interior ni exterior, y que su exponente e no es de 3 sino de 10/3. Tendremos entonces que la fuerza que verá el rodamiento será:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{30000}{29} = 1034{,}5N$$

Si doblamos la fuerza teniendo en cuenta la naturaleza impulsiva de ésta ante los cambios de marcha, tendremos que la magnitud de cálculo será de 2069N, y la vida en revoluciones será:

$$L_{na} = 0{,}25\left(\frac{14000}{2069}\right)^{10/3} 10^6 = 77 \cdot 10^6\ revoluciones$$

Tendremos entonces que la vida en minutos a plena carga y máxima velocidad, 5718rpm, será la siguiente:

$$L_{min} = \frac{L_{na}}{n_1} = \frac{77 \cdot 10^6}{5718} = 13466\ minutos$$

Y entonces la vida en horas será:

$$L_h = \frac{L_{min}}{60} = 224h$$

De tal manera, que el rodamiento de agujas no tendrá problemas de durabilidad, ya que supera con creces la vida necesaria en horas. La sobredimensión es consecuencia de que la campana del embrague tiene unas dimensiones dadas por el fabricante del embrague, que es Suter, de tal manera que tenemos que acomodar el rodamiento al cigüeñal y a la campana, siendo dimensionalmente ésta la opción más óptima.

J.5. Cálculo de los rodamientos de los contrarrotantes:

Para el cálculo de estos rodamientos, vamos a suponer que, al estar doblando la carga por ser impulsiva, cada rodamiento deberá resistir la mitad de la fuerza excéntrica ejercida por cada masa que incorporan, de tal manera, que si empleamos rodamientos con las siguientes características:

VV DD - DDU N NR

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)		(kgf)		Factor	Velocidad Límite (rpm) Grasa		Aceite	Números de Rodamiento			
d	D	B	r mín.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Abierto Z · ZZ V · VV	DU DDU	Abierto Z	Abierto	Blindado	Sellado	
10	19	5	0.3	1 720	840	175	86	14.8	34 000	24 000	40 000	**6800**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	22	6	0.3	2 700	1 270	275	129	14.0	32 000	22 000	38 000	**6900**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	26	8	0.3	4 550	1 970	465	201	12.4	30 000	22 000	36 000	**6000**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	30	9	0.6	5 100	2 390	520	244	13.2	24 000	18 000	30 000	**6200**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	35	11	0.6	8 100	3 450	825	350	11.2	22 000	17 000	26 000	**6300**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
12	21	5	0.3	1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	**6801**	**ZZ**	**VV**	**DD**

Figura J.5: Características de los rodamientos de bolas a emplear en los contrarrotantes.[90]

Y sabiendo que el producto masa-distancia desequilibrante de cada contrarrotante es de 1,972 kg·mm, y sabiendo que el radio de acción era de 27,12mm, tenemos una masa desequilibrante de 0,0727kg. Si los contrarrotantes van a 14000rpm, la aceleración normal en el centro de masas de la masa desequilibrante será:

$$a_N = \omega^2 \cdot r = 1466^2 \cdot 0{,}02712 = 58285 m/s^2$$

Y por tanto la fuerza excéntrica que verán los rodamientos, no es más que el producto de la masa desequilibrante por la aceleración de su centro de masas:

$$F_{RC} = a_N \cdot m_D = 58285 \cdot 0{,}0727 = 4238{,}42N$$

En éste caso, a diferencia del embrague, no debemos considerar carga impulsiva, porque mediante un mecanismo *quickshifter* el motor apenas cae de vueltas entre cambio y cambio, y además la fuerza sobre el rodamiento ejercida por el contrarrotante depende de su velocidad y no de si tiene carga o no (no está detrás del embrague en la cadena cinemática del motor), por tanto podemos traducir la carga por rodamiento a 2119,21N.

Tendremos que la vida del rodamiento, será la calculada a continuación:

$$L_{na} = 0{,}25\left(\frac{8100}{2120}\right)^3 10^6 = 13{,}94 \cdot 10^6\ revoluciones$$

Tendremos entonces que la vida en minutos a plena carga y máxima velocidad, 5718rpm, será la siguiente:

$$L_{min} = \frac{L_{na}}{n_1} = \frac{13{,}94 \cdot 10^6}{5718} = 996\ minutos$$

Y entonces la vida en horas será:

$$L_h = \frac{L_{min}}{60} = 16{,}6h$$

De tal manera, que los rodamientos sobrevivirán al período previsto de uso del motor, además debemos volver a tener en cuenta que el motor no siempre irá a 14000rpm, con lo cual la duración esperada es aún mayor a la calculada.

J.6. Diseño de los semicárteres y las tapas motor:

Para el diseño de los semicárteres, se ha partido de la base dimensional 2D que se había perfilado en los Anejos F, G, H e I para el motor, de tal manera que las coordenadas axiales y radiales de todos los planos de referencia del motor, ya están definidos para poder definir las semicarcasas que conformarán la bancada donde irán montados todos los elementos del motor. Se ha partido de la caja de cambios como punto de referencia para comenzar el diseño, porque es el conjunto más complicado de encajar en el interior, de tal manera, que en la vista siguiente tenemos el lateral izquierdo de la misma:

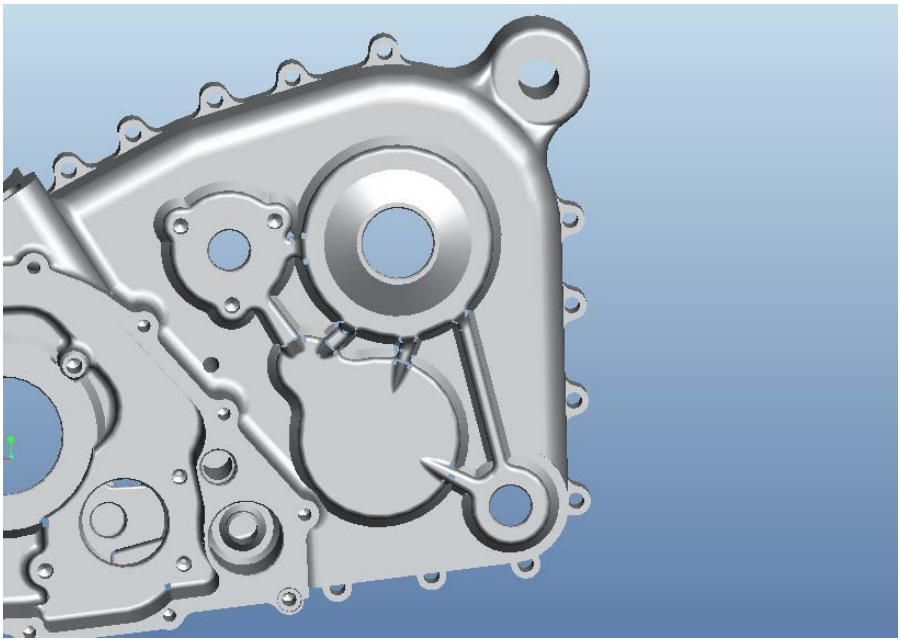


Figura J.6: Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona exterior de la caja de cambios.

Se han previsto tres ejes de salida, que corresponden a la varilla de la palanca de cambios, al eje secundario del cambio, donde se insertará el piñón de arrastre de la moto, y finalmente, la varilla empujadora del embrague. En ésta última, se ha hecho un bridado, de tal manera que se pueda anclar el actuador hidráulico que empujará dicha varilla. En la parte superior izquierda, podemos ver la orejeta para insertar un eje de sujeción del motor al chasis.

En cuanto al interior de la semicarcasa, tenemos:

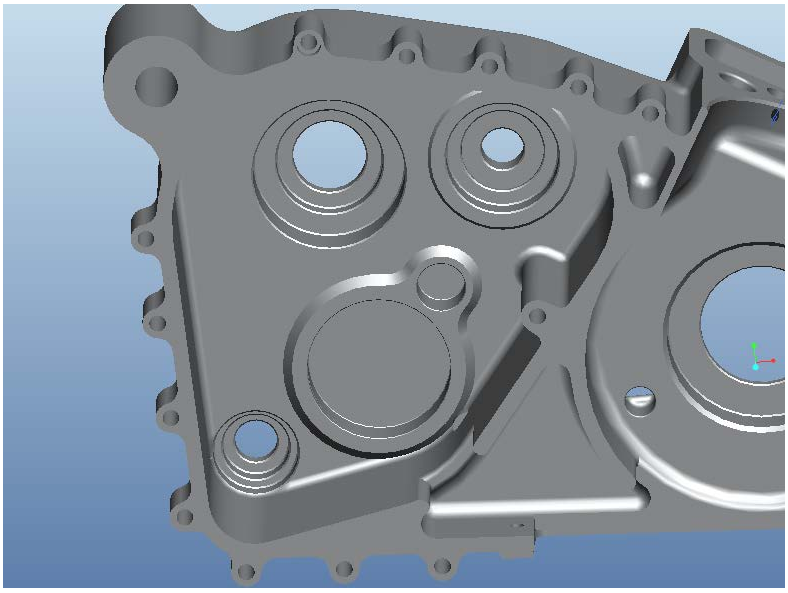


Figura J.7: Vista en ProE del semicárter izquierdo, en la zona interior de la caja de cambios.

Podemos ver en ésta vista, las cajeras hechas para los apoyos de los rodamientos de ambos ejes primario y secundario, el bombín selector, y la varilla de la palanca de cambios. Sobre la cajera ciega, que es el apoyo del rodamiento del bombín, tenemos un pequeño agujero que sirve como apoyo para el eje de las horquillas de cambio.

También se ha tallado un agujero en un cilindro, en la pared derecha, por el que pasa un tornillo de unión con la semicarcasa derecha. En cuanto a la parte inferior de la zona, podemos ver una ranura, que sirve para permitir la libre circulación de aceite entre la zona del cárter, el cigüeñal y la caja de cambios.

La mitad simétrica, que se trata del semicárter derecho, se ha realizado de tal manera que tenga en cuenta que debe apoyarse la pletina de soporte de la caja de cambios tipo *casette*, y además ha habido que hacer un recrecido para tener en cuenta que irá colocada la campana del embrague, que es más grande que el piñón más grande montado en el eje primario.

Tendremos entonces el siguiente resultado:

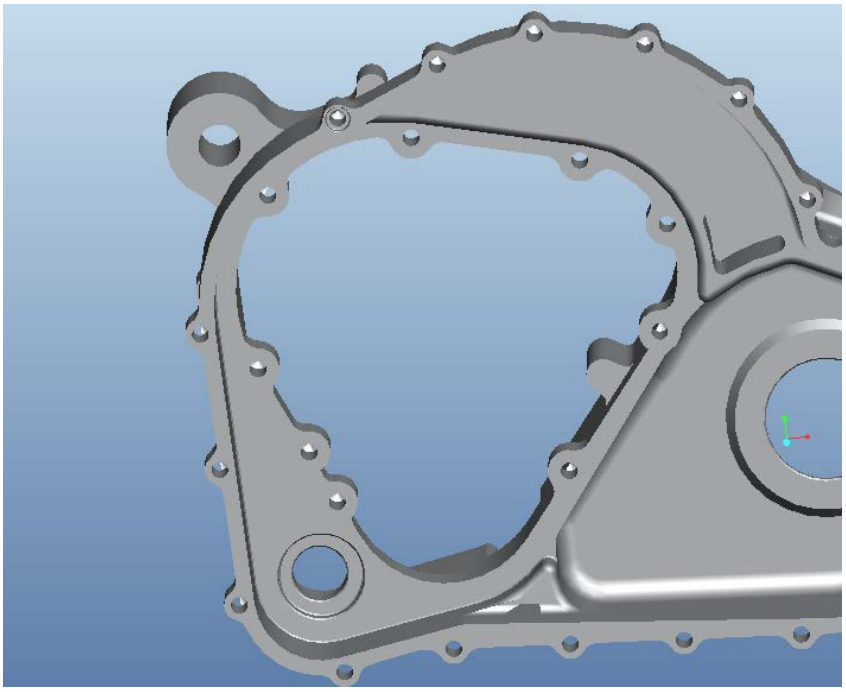


Figura J.8: Vista en ProE del semicárter derecho, en la zona exterior de la caja de cambios.

Podemos ver la zona donde se atornillará la pletina de soporte de la caja de cambios, además de la cajera para el rodamiento de la varilla de la palanca de cambios. Se ha respetado la orejeta del otro semicárter, haciéndola simétrica, así como los tornillos de unión entre ambas piezas, que van pasantes en el semicárter izquierdo, y roscados en el derecho. La forma de la pletina, busca ser lo más triangular posible, de tal manera que la robustez del semicárter no se vea comprometida.

La parte de arriba, sirve para dar cabida al embrague, y de paso añade rigidez estructural a la parte de arriba del semicárter, que queda debilitada por la ausencia de pared transversal en la zona del inserto de la caja de cambios.

Se ha previsto una ranura simétrica para el paso de aceite de la caja de cambios al cigüeñal y al carter, porque no olvidemos, el embrague es multidisco en baño de aceite y se necesita un cierto nivel como para mantenerlo sumergido al menos en una zona que permita bañar todo el volumen de los discos.

En el caso de la bomba de agua, va colocada exteriormente, como se ha previsto anteriormente, y gira solidaria al contrarrotante derecho. Podemos ver su posición en la siguiente imagen:

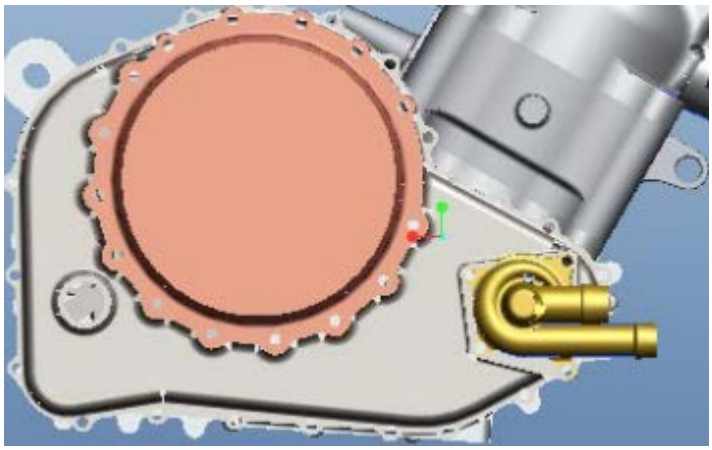


Figura J.9: Vista en ProE del lado derecho del motor, con la bomba de agua.

El circuito de refrigeración, va tallado en el bloque y la culata, sin que los semicárteres jueguen ningún papel más que el de dar soporte a la bomba que la mueve.

En el caso del circuito de lubricación, es diferente, ya que el semicárter izquierdo distribuye el lubricante, además de albergar a la bomba de aceite y al circuito de distribución, como podemos ver en la siguiente imagen:

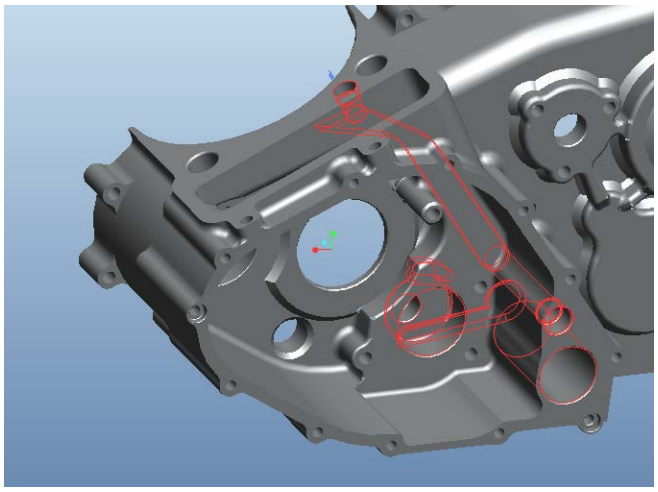


Figura J.10: Vista en ProE del semicárter izquierdo, circuito de lubricación.

El circuito de lubricación, funciona aspirando aceite del cárter, de tal forma que lo bombea al filtro de aceite. Una vez el aceite se limpia a través del filtro, pasa por la tapa izquierda, desde donde se distribuye al cigüeñal para lubricar los cojinetes de biela y el pistón, y además se recircula aceite de nuevo hacia la semicarcasa izquierda para dirigirlo hacia el bloque motor, y de allí hacia la culata. En la zona del inserto del bloque, en la parte inferior, se han tallado dos agujeros que harán las veces de grifos de aceite para lubricar y refrigerar el pistón. Podemos ver la tapa izquierda, con el circuito de lubricación en la siguiente imagen:

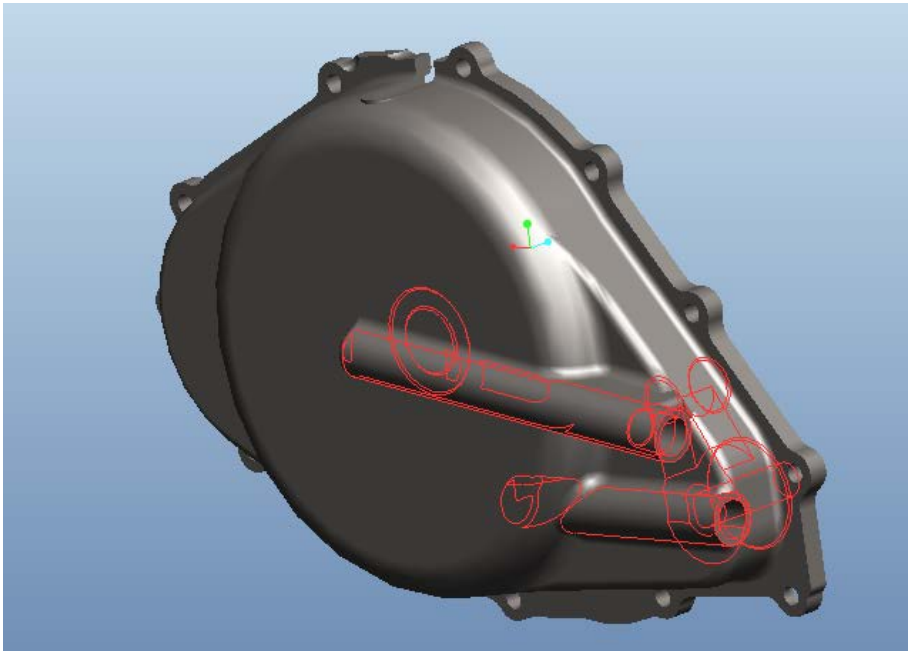


Figura J.11: Vista en ProE de la tapa izquierda, con el circuito de lubricación.

Podemos ver en el centro de la tapa, la zona de inserción del cigüeñal mediante un cojinete de Babbit, para su lubricación a través de su eje de rotación. En cuanto al circuito inferior que vemos, allí va montado el sistema de recirculación en caso de sobrepresión en el circuito, que estará compuesto de un muelle y un bulón que se desplazará por el interior del tubo, abriendo un conducto en caso de desplazarse lo suficiente. Las bocas de los conductos, se sellarán con bulones insertados mediante interferencia térmica, siendo su posición permanente.

En cuanto a la previsión del cigüeñal y los contrarrotantes, podemos ver cómo se ha colocado en el semicárter izquierdo además una zona para atornillar el patín del tensor de cadena:

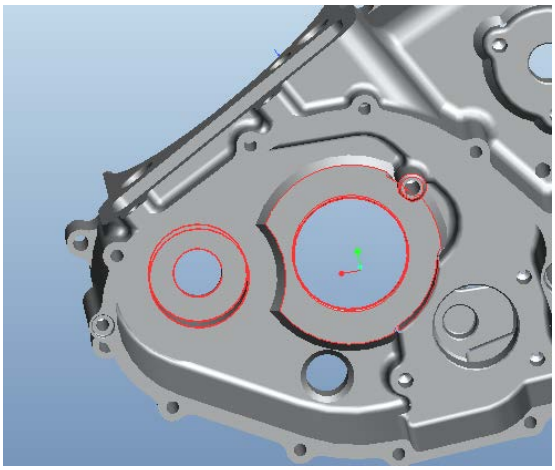


Figura J.12: Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para cigüeñal y anejos.

Podemos ver la cajera para el rodamiento del contrarrotante, siendo las cajeras hechas para los rodamientos del cigüeñal interiores. Todos los rodamientos que van montados en los semicárteres van con apriete mediante interferencia térmica, no permitiendo ni giro ni desplazamiento, ya que se prevé para éste uso la pista interior de los mismos.

Puede verse también cómo se ha previsto el encaje entre ambos semicárteres, y las tapas entre ellas y a éstos, mediante el uso de pares de centradores de 8mm de diámetro por 6mm de alto:

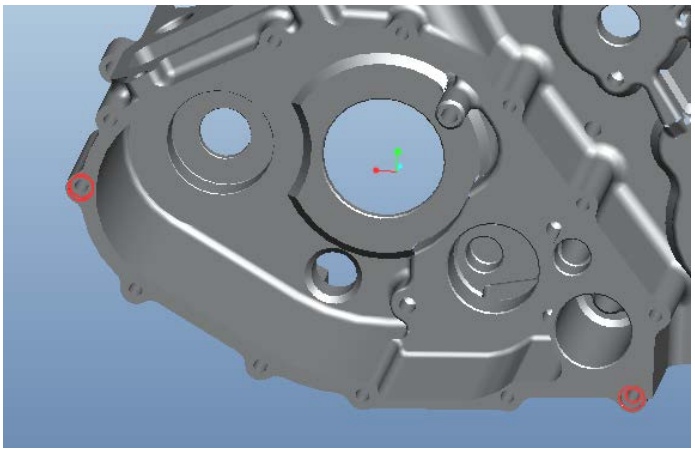


Figura J.13: Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para centradores.

En el caso del plano de apoyo del bloque motor, se ha previsto la inserción de la camisa en su parte inferior, y de los pernos de bloque, que además irán recrecidos (dos de ellos), de tal manera que hagan las veces de centradores (en diagonal). Dicha zona también prevé el hueco para la distribución y dos insertos roscados para los tornillos laterales del bloque al semicárter:

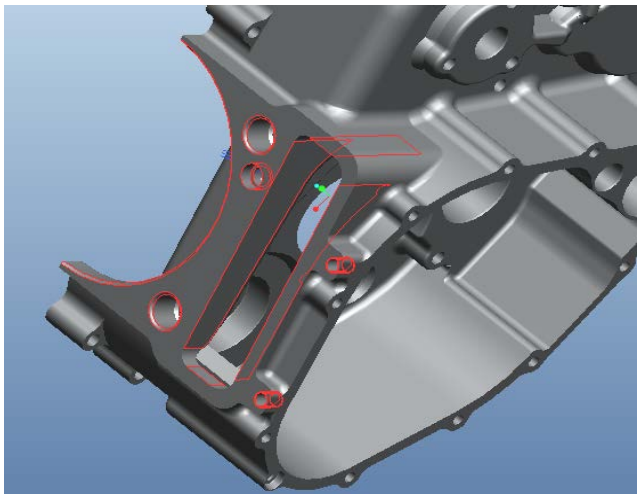


Figura J.14: Vista en ProE del semicárter izquierdo, insertos para bloque motor.

Tendremos entonces, que al conocer todas las fuerzas sobre cada uno de los rodamientos, podremos estudiar las tensiones que se producen en los semicárteres ante carga máxima en su dirección propia para todos los rodamientos. Para el semicárter izquierdo, la situación de fuerzas es la siguiente:

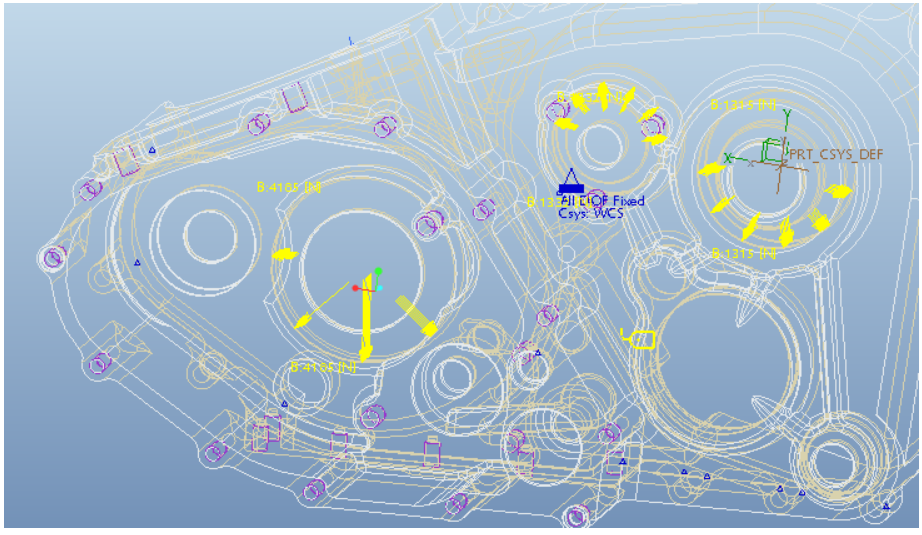


Figura J.15: Vista en ProE del semicárter izquierdo, fuerzas sobre el modelo.

Podemos ver la malla, controlada con AutoGEM para máximo tamaño de elemento a 10mm, en la siguiente imagen:

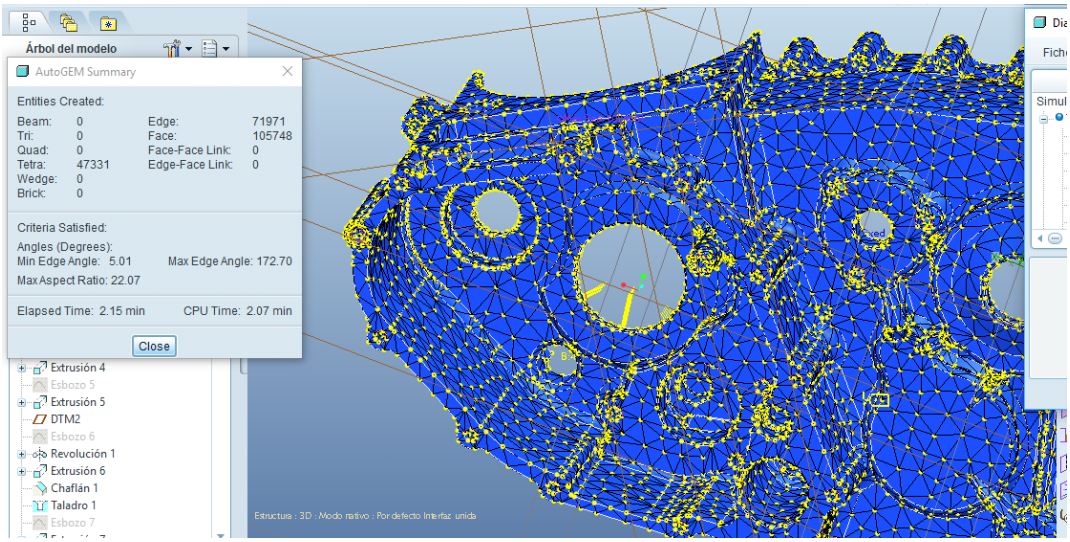


Figura J.16: Vista en ProE del semicárter izquierdo, mallado mediante Mechanica.

Realizaremos un análisis estático en busca de concentración de tensiones y del punto crítico de la pieza, de tal manera que podamos emplear ésa tensión para estudiar la fatiga del elemento ante carga cíclica. Tras el estudio, podemos ver en la siguiente imagen la distribución de tensiones sobre el elemento, en su zona crítica:

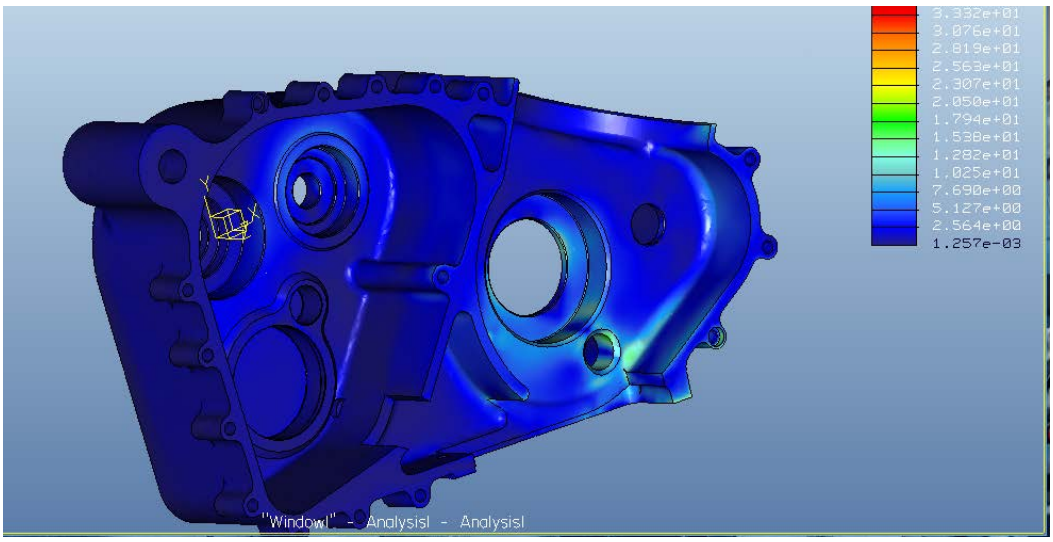


Figura J.17: Vista en ProE del semicárter izquierdo, distribución de tensiones de Von Mises.

Ha podido encontrarse un punto de fuerte concentración de tensiones en la zona de la aspiración de la bomba de aceite, porque es una arista viva. Se ha corregido mediante un radio de 3mm, de tal manera que el fenómeno desaparezca. Vemos tensiones del orden de los 100 a 200MPa en el modelo, con una distribución bastante uniforme, de tal manera que como hemos hecho otros ensayos a fatiga con el mismo Aluminio para tensiones mayores, verificando vida infinita a fatiga, y en un intento de limitar el alcance del proyecto, daremos por verificado el semicárter, y su simétrico, ya que la construcción de ambos es muy similar. En cuanto a la unión de la pletina de la caja de cambios al semicárter, es Zeroshift quien nos proporciona la métrica de los tornillos, y las dimensiones de los apoyos, de tal manera que la unión resista las solicitaciones a las que estará sometida, de tal manera que en el modelo puede verse dicha construcción ya implementada. Se emplean dos centradores para asegurar posición, que podemos ver en la imagen siguiente:

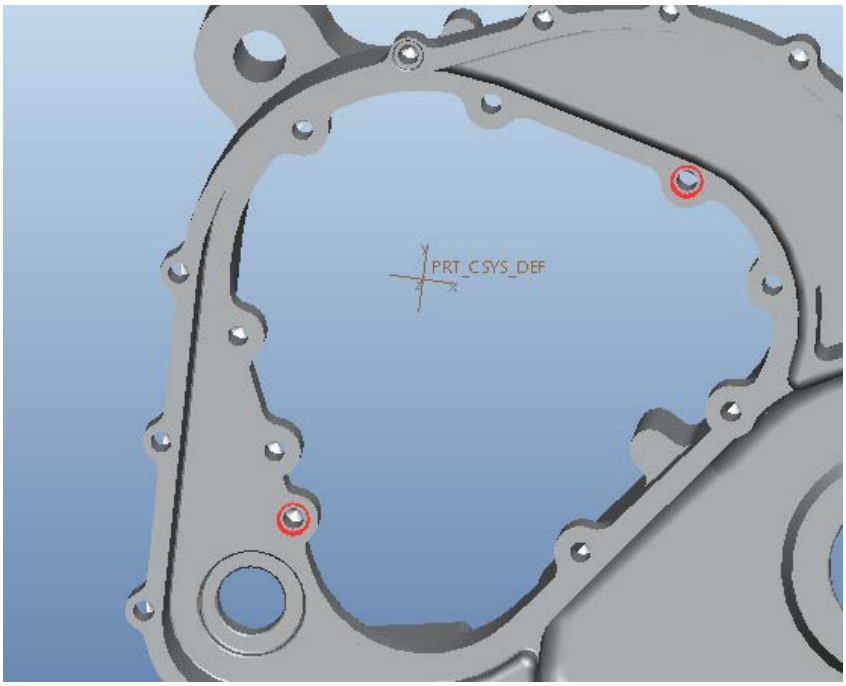


Figura J.18: Vista en ProE del semicárter derecho, centradores de la pletina del cambio.

En la siguiente imagen, puede verse la misma operación pero en la pletina del cambio, de tal manera que la unión queda perfectamente definida:

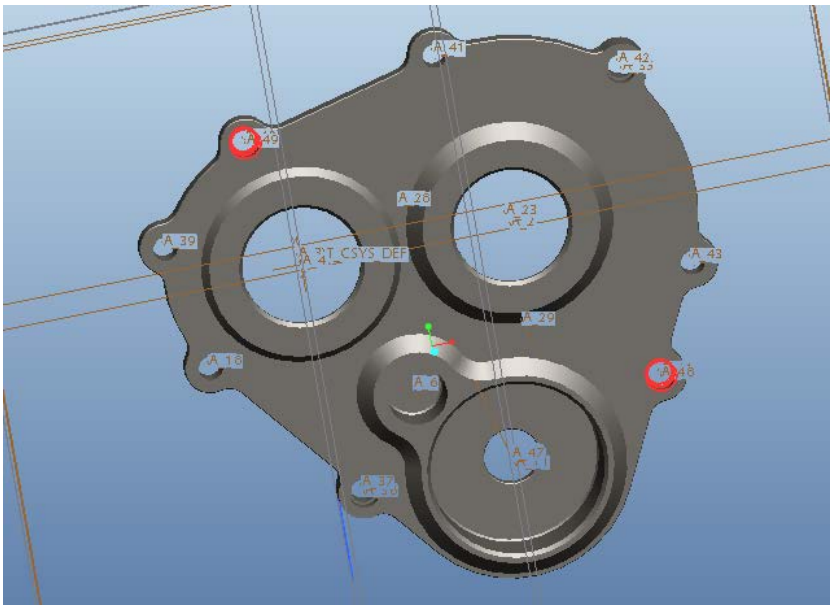


Figura J.19: Vista en ProE de la pletina del cambio, centradores del semicárter derecho.

En cuanto al centrado de todos los piñones, se han encontrado pequeños errores en cuanto a desviaciones axiales, pero una vez corregidas, ha quedado corroborado que todos los piñones, tanto de la caja de cambios, como del motor, engranan correctamente entre sí.

Una correcta definición de los planos de referencia transversales, es fundamental a la hora de que todos los centros y ejes resultantes cuadren una vez se ensamblen unas piezas con otras. Para ello, se han empleado varias secciones conceptuales realizadas mediante AutoCAD con las magnitudes fundamentales a transformar en el 3D definitivo. Dicho 3D, además, nos sirve como un estudio de interferencias entre componentes, a fin de descartar cualquiera de ellas, lo cual ha sido el caso, y mediante pequeñas correcciones se han subsanado.

Tenemos en la siguiente imagen, una vista del conjunto de piñones del motor, ya ensamblados en su lugar:

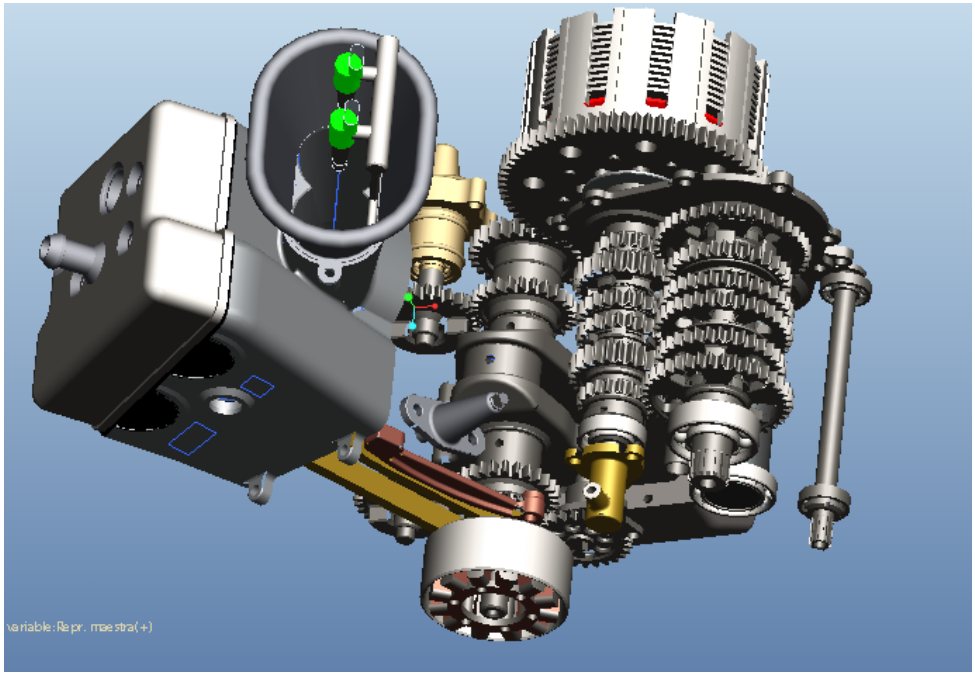


Figura J.20: Vista en ProE de los piñones del motor, colocados en su lugar.

Tenemos un detalle de la zona de la bomba de aceite y del contrarrotante derecho, que es una de las zonas más complejas del diseño, en la siguiente imagen:

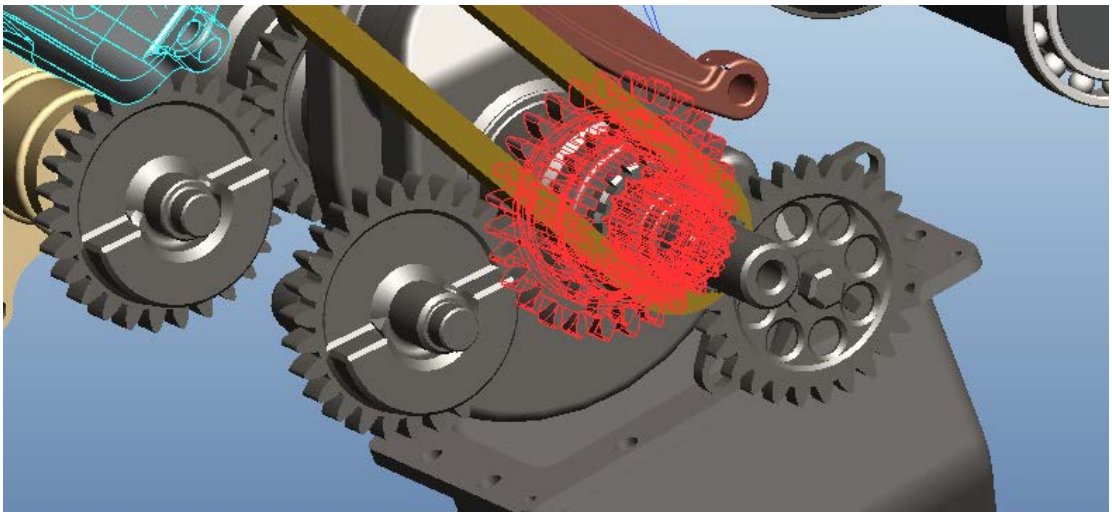


Figura J.21: Vista en ProE de los piñones del motor, zona izquierda.

J.7. Vistas del motor:

Perfil izquierdo:

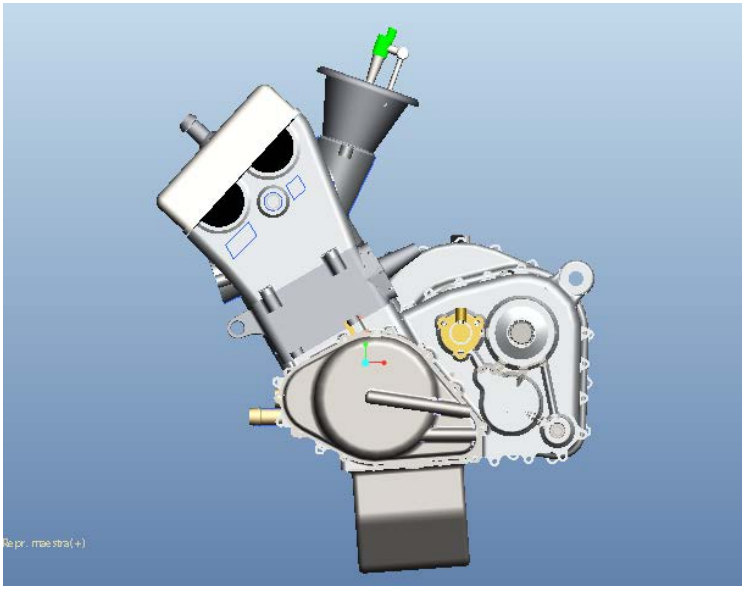


Figura J.22: Vista en ProE del perfil izquierdo del motor.

Perfil derecho:

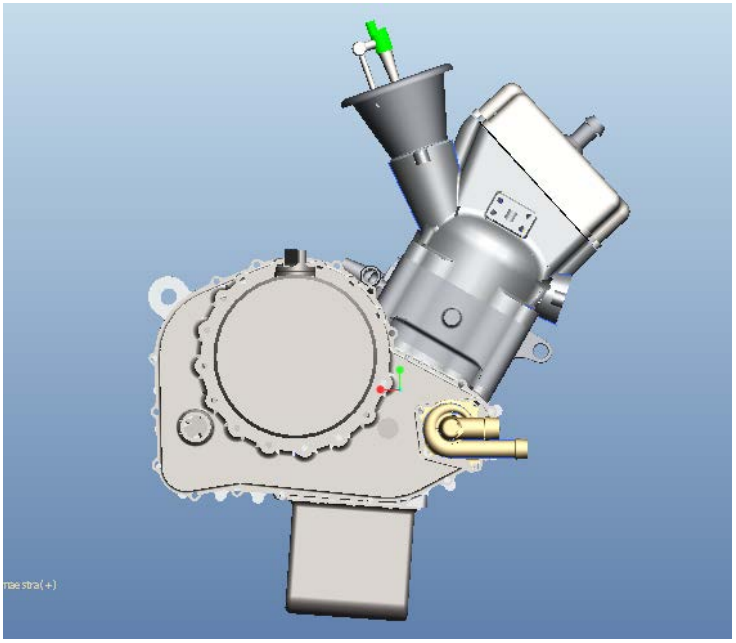


Figura J.23: Vista en ProE del perfil derecho del motor.

Vistas frontal y trasera:

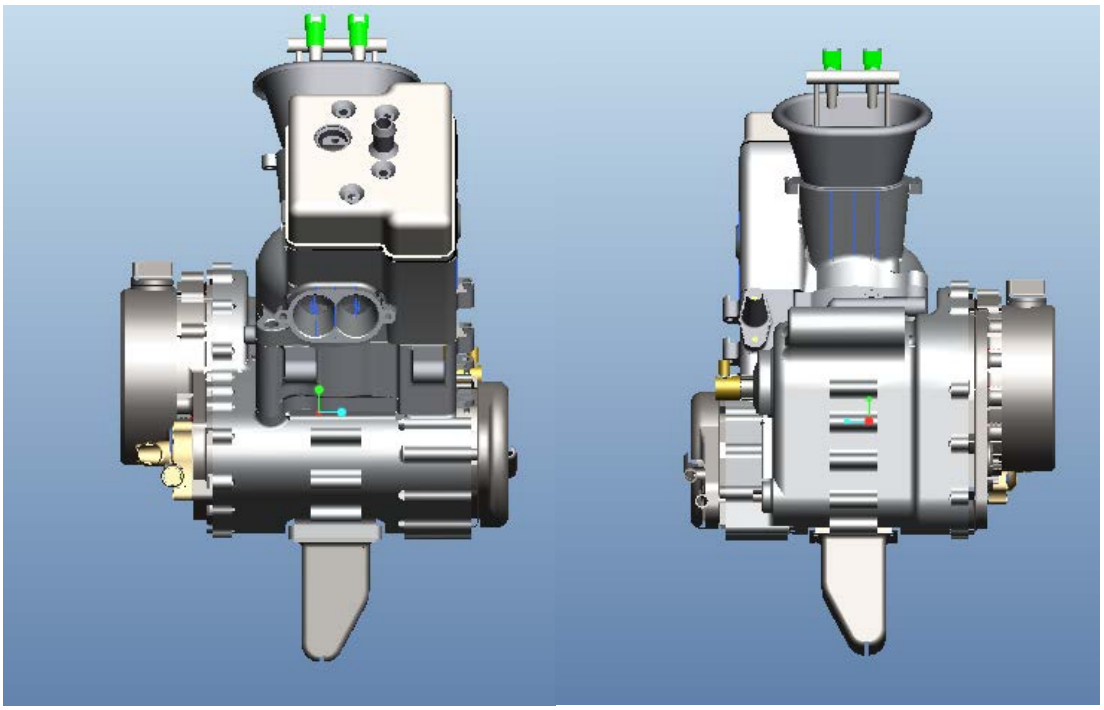


Figura J.24: Vista en ProE de las vistas frontal (I) y trasera (D) del motor.

Vista superior:

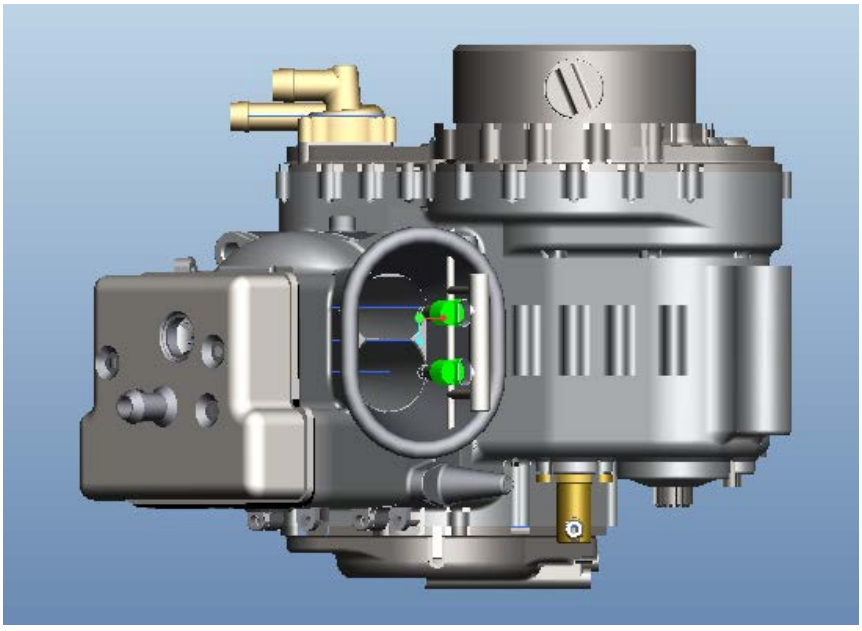


Figura J.25: Vista en ProE de la vista superior del motor.

Vista inferior:

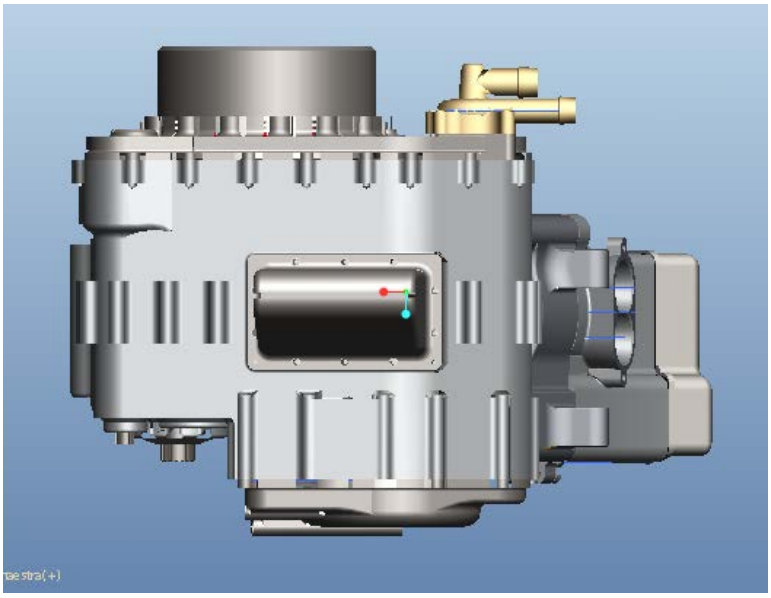


Figura J.26: Vista en ProE de la vista inferior del motor.

Vista isométrica derecha frontal:

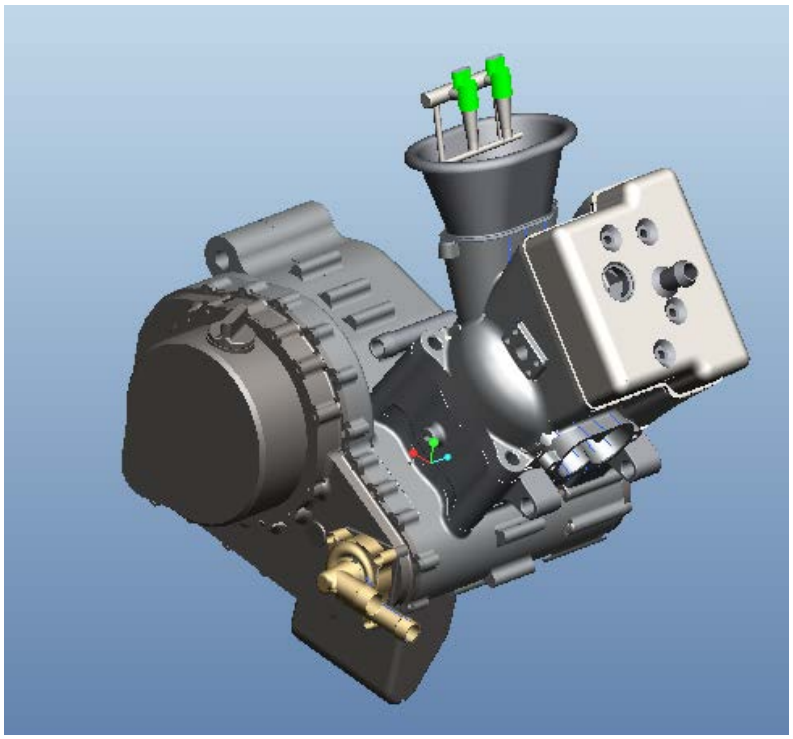


Figura J.27: Vista en ProE de la vista isométrica derecha frontal del motor.

Vista isométrica izquierda frontal:

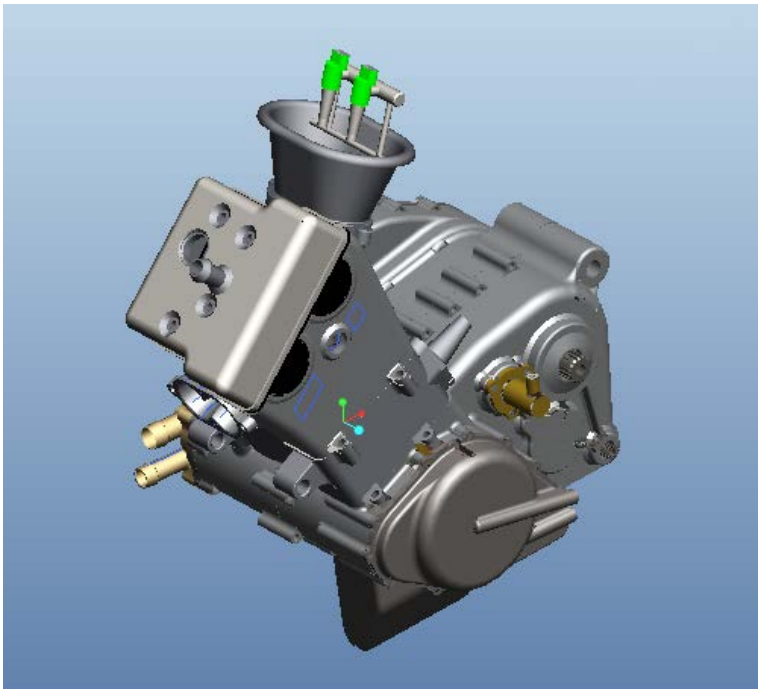


Figura J.28: Vista en ProE de la vista isométrica izquierda frontal del motor.

Vista isométrica derecha trasera:

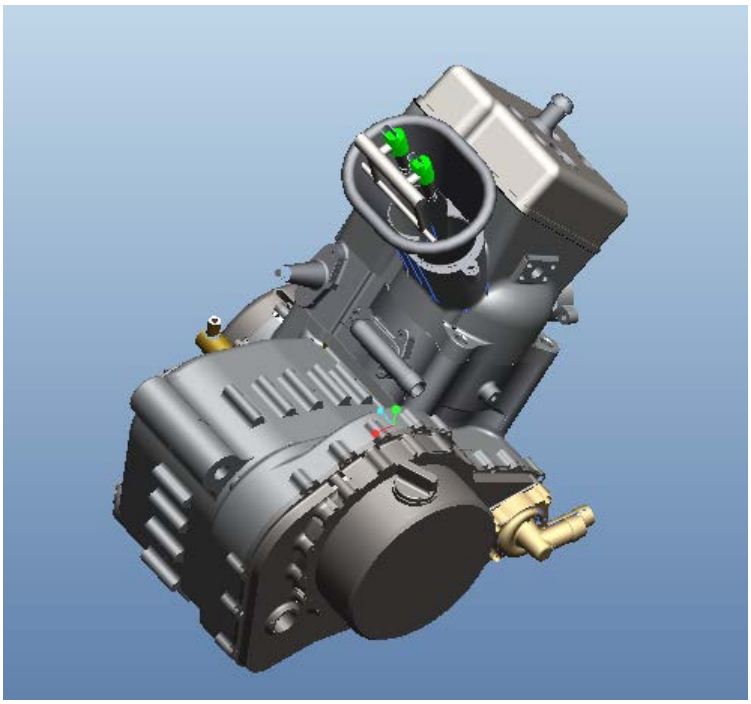


Figura J.29: Vista en ProE de la vista isométrica derecha trasera del motor.

Vista isométrica izquierda trasera:



Figura J.30: Vista en ProE de la vista isométrica izquierda trasera del motor.

ANEJO K: JUSTIFICACIÓN DEL CUMPLIMIENTO DE NORMATIVAS ESPECÍFICAS.

K.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará la justificación del cumplimiento del marco regulatorio técnico existente para el diseño de propulsores destinados a la competición en la categoría de Moto3. Para ello, se cogerá el reglamento técnico, y se justificará norma por norma (que afecte al alcance del proyecto), el cumplimiento de las mismas.

K.2. Cumplimiento del Artículo 1:

1.1. *"Sólo se permiten motores de 4 Tiempos, con funcionamiento alternativo"*: Dicha norma se cumple, porque por definición, nuestro motor es del tipo especificado.

1.2. *"Cilindrada máxima 250cc"*: Nuestro motor tiene unas cotas de 81mm de diámetro por 48,5mm de carrera, lo que supone una cilindrada de 249,92cc.

1.3. *"Sólo se permiten motores de 1 cilindro"*: Nuestro motor, en efecto, es de un solo cilindro.

1.4. *"Diámetro máximo 81mm, no se permiten pistones ovales"*: Nuestro pistón es circular, y el diámetro del cilindro que lo contiene, de 81mm.

1.5. *"Los motores deben ser atmosféricos, sin poder incluir turbocompresores o compresores"*: Nuestro motor no incorpora ninguno de ésos dispositivos, siendo por definición atmosférico.

1.6. *"La velocidad máxima de giro será de 14000 rpm[1]"*: En nuestro motor, todos los cálculos se han realizado para que el motor tenga un régimen máximo de 14000rpm. El sobrerrégimen (bajo carga) causaría un fallo más que probable, de tal manera que la concepción del motor está bajo las normas.

1.7. *No aplica al alcance del proyecto.*

1.8. *"No se permiten sistemas de accionamiento neumático o hidráulico en las válvulas"*: Nuestro accionamiento es mecánico por árbol de levas en la bajada, y mecánico por doble muelle en la subida, de tal manera que cumplimos normativa.

1.9. *"El sistema de accionamiento de la distribución será por cadena, permitiéndose un engranaje intermedio que rote en un solo eje o centro de rotación"*: Se anexan modelos de configuración de la distribución en la normativa, habiendo implementado nosotros el modelo B, con lo cual estamos bajo normativa.

1.10. *"Los sistemas de distribución variable o de apertura de válvulas variable están prohibidos"*: Nuestro sistema de accionamiento es simple, los piñones de los árboles de levas y de distribución no admiten desplazamiento relativo entre sí y por lo tanto la distribución es fija.

[1] *"Están exentas de montar un datalogger para la comprobación del régimen máximo aquellas motocicletas que monten una centralita ECU Moto3 Dell'Orto DoPe modelo "Race" o modelo "Start"."*: Será un requisito del pliego de condiciones, que la motocicleta monte una centralita de uno de los dos modelos, porque no incorpora lugar para el sensor especificado.

K.2. Cumplimiento del Artículo 4:

4.1. *"Se permiten un máximo de 6 velocidades"*: Dicha norma es cumplida porque nuestra caja de cambios, diseñada por Zeroshift, es de 6 relaciones.

4.2. *"Los sistemas de caja de cambios deberán ser convencionales, sin estar permitidos los sistemas de engrane instantáneo o "seamless"."*: Nuestra caja de cambios incorpora sincronizadores convencionales de garras, como en las motocicletas de calle, por lo que se cumple la norma.

4.3. *"Se prohíben los sistemas de accionamiento electromecánico o electrohidráulico del embrague"*: El embrague de nuestro motor se acciona mediante una varilla a través del eje primario de la caja de cambios, que a su vez es accionada mediante un pistón hidráulico comandado desde el manillar de forma manual por el piloto, de tal manera que se cumple la norma.

ANEJO L: PROGRAMACIÓN TEMPORAL.

L.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará la programación temporal de las actividades de producción necesarias para fabricar el motor que hemos proyectado. Para ello, se empleará el método PERT, de tal manera que podamos identificar las actividades críticas que marquen la duración total, y que influencien en mayor medida los costes del proyecto. Así, podremos establecer la prioridad relativa y las interrelaciones entre ellas, de tal manera que la coordinación de la producción sea más precisa.

Se supondrá que la fábrica de Yamaha Motorsport dispone de 3 centros de producción con CNC y fundiciones/forja destinados a la producción de éste nuevo modelo, por tanto se podrán realizar en paralelo hasta tres procesos diferentes.

Se destinará un centro a carcasas y piezas estáticas, otro a los componentes del mecanismo principal (dinámicos), y el último exclusivamente a los engranajes. Al ser el mecanismo principal un conjunto de alta precisión, requerirá de un equilibrado dinámico. Todos los componentes requerirán de una verificación dimensional informatizada, para comprobar que cumpla las tolerancias exigidas.

Entre las comprobaciones necesarias, tendremos palpadores, comprobaciones mediante rugosímetros, o comprobaciones ópticas.

L.2. Fases de la producción:

Recepción y verificación de materiales:

- Actividad 1: Recepcionar materiales necesarios para la producción, duración 3h, no depende de ninguna actividad.

- Actividad 2: Verificación de la calidad de los materiales mediante ensayos, duración 5h, depende de la actividad 1.

Fase de producción de elementos individuales:

- Actividad 3: Puesta en servicio del centro de producción 1, y producción del conjunto de semicarcasas del motor, duración 8h, depende de la actividad 2.

- Actividad 4: Puesta en servicio del centro de producción 2, y producción del conjunto de dinámico, duración 16h, depende de la actividad 2.

- Actividad 5: Puesta en servicio del centro de producción 3, y producción del conjunto de engranajes, duración 6h, depende de la actividad 2.

- Actividad 6: Recepción y comprobación de la caja de cambios, duración 2h, depende de la actividad 2.

Fase de acabado de elementos individuales:

- Actividad 7: Acabado según especificaciones del conjunto de semicarcarcasas del motor y de los componentes estáticos del motor, duración 4h, depende de la actividad 3.

- Actividad 8: Verificación dimensional del conjunto de semicarcasas del motor y de componentes estáticos, duración 4h, depende de la actividad 7.

- Actividad 9: Acabado según especificaciones del conjunto dinámico del motor, duración 6h, depende de la actividad 4.

- Actividad 10: Verificación dimensional del conjunto dinámico del motor, duración 6h, depende de la actividad 9.

- Actividad 11: Acabado según especificaciones del conjunto de engranajes del motor, duración 3h, depende de la actividad 5.

- Actividad 12: Verificación dimensional del conjunto de engranajes del motor, duración 2h, depende de la actividad 10.

Fase de ensamblaje de elementos en componentes:

- Actividad 13: Reunión de componentes estandarizados o adquiridos que se integren en el conjunto del motor, duración 1h, depende de la actividad 2.

- Actividad 14: Ensamblaje del conjunto de componentes dinámicos y engranajes, comprobación y equilibrado dinámico del conjunto, duración 1h, depende de las actividades 10, 12 y 13.

- Actividad 15: Ensamblaje de las semicarcasas y tapas con el conjunto dinámico y la caja de cambios, inserción de componentes estandarizados, comprobación de tolerancias , duración 2h, depende de las actividades 8 y 10.

- Actividad 16: Ensamblaje de de la parte inferior del motor, con el bloque y la culata. Comprobación de tolerancias y de funcionamiento, duración 1h, depende de la actividad 15.

- Actividad 17: Montaje de bridas de alimentación para circuito de refrigeración, tensor de distribución y tapón de aceite. Comprobaciones finales y marcaje del motor mediante número de serie. Precintado de juntas acorde a normativa. Duración 2h, depende de las actividades 6, 13, 14 y 16.

Fase de embalaje:

- Actividad 18: Embalaje y comprobaciones del embalaje, duración 1h, depende de las actividades 2 y 17.

L.3. Definición de la tabla de prelaciones, grafo PERT y matriz de Zaderenko:

La matriz de prelaciones, si llamamos a las actividades de la A a la Z sin utilizar la F será la de la tabla L.1:

Tabla L.1. Tabla de prelaciones elaborada para la planificación de las actividades de ejecución material del proyecto

TABLA DE PRELACIONES			
NUM	ACTIVIDAD	DURACION (h)	DEPENDENCIA
2	A	3	----
3	B	5	A
4	C	8	B
5	D	16	B
6	E	6	B
7	G	2	B
8	H	4	C
9	I	4	H
10	J	6	D
11	K	6	J
12	L	3	E
13	M	2	L
14	N	1	B
15	O	1	K, M, N
16	P	2	I, K
17	Q	1	P
18	R	2	G, N, O, Q
19	S	1	B, R

Siendo estas las prelaciones, se puede construir el grafo PERT, que será el de la figura L.1:

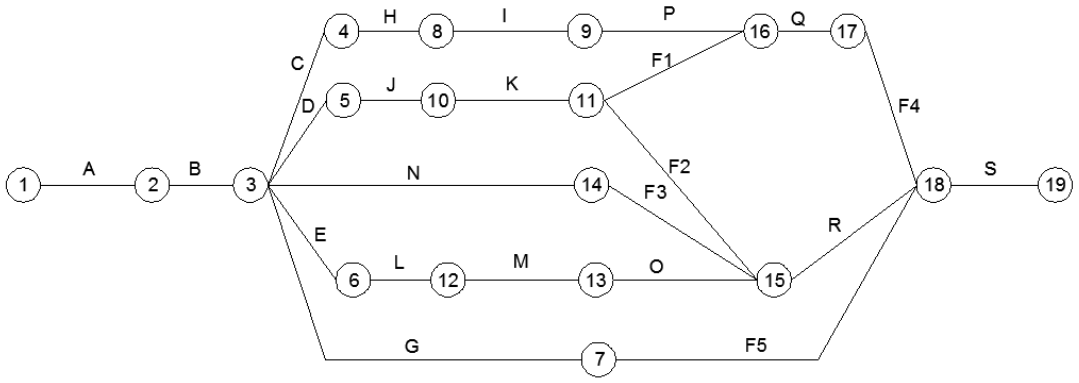


Figura L.1: Disposición del grafo PERT para la ejecución material del proyecto.

La matriz de Zaderenko asociada al grafo, será entonces la mostrada en la tabla L.2:

Tabla L.2. Matriz de Zaderenko, asociada al grafo PERT para la ejecución material del proyecto.

EARLY		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
0	1	X	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
3	2		X	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	3			X	8	16	6	2	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-	
16	4				X	-	-	-	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
24	5					X	-	-	-	-	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
14	6						X	-	-	-	-	-	3	-	-	-	-	-	-	-	
10	7							X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	-	
20	8								X	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
24	9									X	-	-	-	-	-	-	2	-	-	-	
30	10										X	6	-	-	-	-	-	-	-	-	
36	11											X	-	-	-	0	0	-	-	-	
17	12												X	2	-	-	-	-	-	-	
19	13													X	-	1	-	-	-	-	
9	14														X	0	-	-	-	-	
36	15															X	-	-	2	-	
36	16																X	1	-	-	
37	17																	X	0	-	
38	18																		X	1	
39	19																			X	
		0	3	8	27	24	30	38	31	35	30	36	33	35	36	36	37	38	38	39	LAST

L.4. Matriz de holguras y definición del camino crítico:

Para encontrar el camino crítico de una manera matemática, usamos la matriz de holguras. En aquellas actividades en las que todas las holguras sean 0, se dará camino crítico. La matriz de holguras es la que se ve en la tabla L.3:

Tabla L.3. Matriz de holguras con holgura total, libre y dependiente. Camino crítico marcado a la derecha.

Actividad	Durac	tie	til	fie	fil	ht	hl	hd	CC
A	3	0	0	3	3	0	0	0	X
B	5	3	3	8	8	0	0	0	X
C	8	8	8	16	27	11	0	0	
D	16	8	8	24	24	0	0	0	X
E	6	8	8	14	30	16	0	0	
G	2	8	8	10	38	28	0	0	
H	4	16	27	20	31	11	0	-11	X
I	4	20	31	24	35	11	0	-11	
J	6	24	24	30	30	0	0	0	X
K	6	30	30	36	36	0	0	0	X
L	3	14	30	17	33	16	0	-16	
M	2	17	33	19	35	16	0	-16	
N	1	8	8	9	36	27	0	0	
O	1	19	35	36	36	16	16	0	
P	2	24	35	36	37	11	10	-1	
Q	1	36	37	37	38	1	0	-1	
R	2	36	36	38	38	0	0	0	X
S	1	38	38	39	39	0	0	0	X

Las holguras calculadas son la total, la libre y la dependiente, siendo la máxima la que deja la actividad empezando pronto y acabando tarde (ht=fil-D-tie).

Las holguras libre y dependiente se calculan en base a acabar la actividad en tiempo early y empezar en early la dependiente y en last la libre.

hl=fie-D-tie

hd=fie-D-til

La matriz de holguras nos indica que el camino crítico es el marcado pos las actividades A-B-D-J-K-F2-R-S. Podemos ver el camino crítico en el grafo PERT, mostrado en la figura L.2:

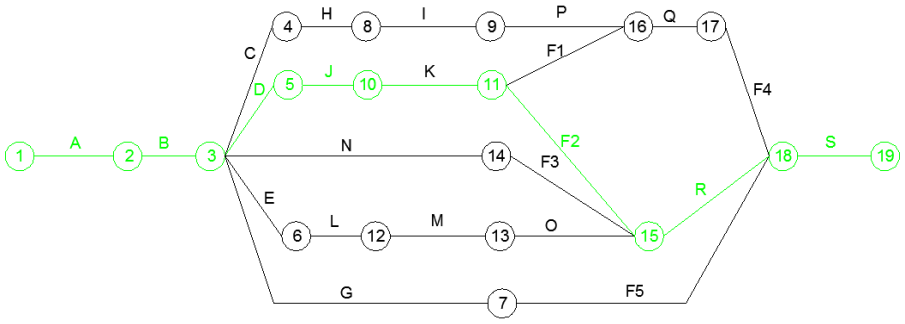


Fig. L.2. Grafo PERT de la ejecución, con el camino crítico marcado en verde.

L.5. Horario de actividades:

El horario previsto para cada actividad es el siguiente, mostrado en la tabla L.4:

Tabla L.4. Horario para las diferentes actividades de la ejecución material del proyecto.

Actividad	Durac	tie	til	fie	fil
A	3	0	0	3	3
B	5	3	3	8	8
C	8	8	8	16	27
D	16	8	8	24	24
E	6	8	8	14	30
G	2	8	8	10	38
H	4	16	27	20	31
I	4	20	31	24	35
J	6	24	24	30	30
K	6	30	30	36	36
L	3	14	30	17	33
M	2	17	33	19	35
N	1	8	8	9	36
O	1	19	35	36	36
P	2	24	35	36	37
Q	1	36	37	37	38
R	2	36	36	38	38
S	1	38	38	39	39

En el calendario, se puede ver tie, til, fie, y fil. Estas siglas corresponden a Tiempo inicio early, Tiempo inicio last, Final early, y Final last.

Nótese que si se cuentan las actividades en días laborables, y que cada día laborable tiene 8h, la duración nominal para la ejecución es de 5 dias laborables, lo cual equivale a una semana en producción.

ANEJO M: EVALUACIÓN FINANCIERA.

M.1. Introducción:

El presente Anejo, tratará la evaluación financiera como un instrumento para discernir la viabilidad económica del proyecto de producción que estamos llevando a cabo. El proyecto será viable si se da la recuperación de la inversión en un plazo razonable.

M.2. Plan financiero:

Para el presente estudio, contabilizaremos la inversión total en el proyecto en 55000€, reunidos entre el capital de la empresa Yamaha Motorsports, y un préstamo a una entidad bancaria. En la inversión quedan englobados los materiales y la ejecución de las máquinas, así como la adquisición de materias primas. Se supone que toda la maquinaria y herramienta que son necesarios para llevar a cabo la producción ya están disponibles en fábrica.

La empresa aportará 20000€, y el banco otros 35000€.

El interés del crédito será del 9,0%, y la tasa de actualización del dinero al 3%.

Se fija un margen de imprevistos del 5% del flujo de cobros, de tal manera que en teoría ese 5% no se cobra. Ésta metodología sirve, por ejemplo, para prever impagos.

Se adquieren una verificadora digital por palpado, y una nueva máquina de equilibrado, por valor de 10000€ la primera, y 5000€ la segunda, y ambas con un plazo de recambio de 4 años, con un valor residual del 25% del coste de adquisición.

Se propone como el precio de venta del producto 8000€, de los cuales el 25% es beneficio neto, y el 60% va destinado a cubrir gastos en materias primas, energía e impuestos.

Se esperan unas ventas de 100 motores por año.

Se espera un volumen de venta de recambios para el mantenimiento de aproximadamente 175000€. De los recambios, se extrae un rendimiento neto del 50%, por tanto el 50% es beneficio y el otro 50% son gastos e impuestos.

Los gastos totales mensuales en materia prima y energía, se pueden contabilizar como 480000€ por año.

A esos gastos, habrá que añadir la mano de obra, los suministros, el combustible y los seguros.

Se prevén 6 operarios a 1500€/mes (se entiende como gasto para la empresa entre sueldo neto y gastos e impuestos) cada uno, lo que deja unos gastos en sueldos de 9000€/mes. Se dispondrán 2 operarios en cada una de las dos líneas de producción. Cada línea de producción tendrá capacidad para producir 52 motores por año, en total, el máximo que se puede producir será de 104 motores por año.

En suministros, el que más pesará será el eléctrico, debido a que se tienen instalados varios centros de mecanizado y fundición de aluminio en fábrica, y éstos consumen una alta cantidad de energía por sí mismos.

Los suministros dejarán unos gastos de aproximadamente 5000€ mensuales.

Combustible para hornos dejará 500€ mensuales de gastos, y los seguros de la empresa, otros 750€ mensuales (aunque se pague anualmente, se deduce la cantidad mensual)

Los imprevistos, que son un 2% de los cobros, serán de 1625€/mes.

Los dos primeros años, se espera una producción del 80% el primero y el 90% el segundo.

Se invertirán 25000€ en material de fábrica cada 8 años.

Por tanto, a nivel anual:

Cobros:

- Ventas de motores: 800000€
- Recambios: 175000€

Gastos:

- Gastos e IVA: 600000€
- Operarios: 108000€
- Combustible: 6000€
- Seguros: 9000€
- Suministros: 60000€
- Imprevistos: 19500€

Conociendo todos estos datos, y conociendo la vida útil del proyecto, procedemos a realizar un estudio del VAN y el TIR, para evaluar la viabilidad financiera de la operación.

El total de gastos ordinarios es de 802500€ anuales.

M.3. Vida útil del proyecto:

El hecho de que la normativa de motores de las categorías inferiores a MotoGP pretenda por delante de todo la reducción de los costes asociados a las motocicletas, y la estandarización de la potencia y prestaciones de las mismas, hace pensar que el reglamento para motores tendrá pocas variaciones o ninguna en bastante tiempo, de tal manera que la vida útil del proyecto pueda establecerse en 10 años. Al ser el proceso muy adaptable, dado que la producción de las piezas es informatizada, se puede actualizar y mejorar el diseño sin repercutir excesivamente en la situación financiera.

M.4. Estudio de viabilidad financiera:

M.4.1. Tabla de ingresos:

La tabla M.1, muestra los ingresos extraordinarios no financieros, año por año:

Tabla M.1. Tabla de cobros extraordinarios.

COBROS EXTRAORDINARIOS					
NO FINANCIEROS					
	RESIDUALES	CONCEPTO		TOTAL	Financiero
0	0	SUBVENCION	0	0	35000
1	0		0	0	
2	0		0	0	
3	0		0	0	
4	3750		0	3750	
5	0		0	0	
6	0		0	0	
7	0		0	0	
8	3750		0	3750	
9	0		0	0	
10	0		0	0	

En esta tabla, vemos el cobro de 3750€ en el año sexto, correspondiente a la venta de los vehículos de empresa por su valor residual al final de su vida útil.

La tabla M.2, muestra los ingresos ordinarios no financieros, año por año:

Tabla M.2. Tabla de cobros ordinarios.

COBROS ORDINARIOS					
					TOTAL
	PROD A	PRECIO	VALOR	RECAMBIOS	ORDINARIOS
0	0	8000	0	0	0
1	80		640000	140000	780000
2	90		720000	157500	877500
3	100		800000	175000	975000
4	100		800000	175000	975000
5	100		800000	175000	975000
6	100		800000	175000	975000
7	100		800000	175000	975000
8	100		800000	175000	975000
9	100		800000	175000	975000
10	100		800000	175000	975000

M.4.2. Tabla de gastos.

La tabla M.3, muestra los pagos, año por año:

Tabla M.3. Tabla de pagos.

	PAGOS					
	Tasa	0,09				
	Financieros		EXTR NF	IMPREVISTO	TOTAL	ORDINARIOS
0	35000	0	0	0	0	202500
1		5453,70315	0	15600	15600	802500
2		5453,70315	0	17550	17550	802500
3		5453,70315	0	19500	19500	802500
4		5453,70315	15000	19500	34500	802500
5		5453,70315	0	19500	19500	802500
6		5453,70315	0	19500	19500	802500
7		5453,70315	0	19500	19500	802500
8		5453,70315	40000	19500	59500	802500
9		5453,70315	0	19500	19500	802500
10		5453,70315	0	19500	19500	802500

Entre los pagos, están los de tipo financiero, los de equipamientos, los imprevistos, y los ordinarios.

M.4.3. Totalizados.

La tabla M.4, muestra los totalizados, año por año:

Tabla M.4. Tabla de totalizado de cobros y pagos.

	TOTALIZADO						Q=
	PAGOS ORD	PAGOS EXTR	PAGOS FINA	COBROS ORI	COBROS EXT	FINANCIACI	INVERSION
0	202500	0	0	0	0	35000	20000
1	802500	0	5453,70315	780000	0	0	0
2	802500	0	5453,70315	877500	0	0	0
3	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0
4	802500	15000	5453,70315	975000	3750	0	0
5	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0
6	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0
7	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0
8	802500	40000	5453,70315	975000	3750	0	0
9	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0
10	802500	0	5453,70315	975000	0	0	0

M.4.4. Resultado de la evaluación financiera.

La tabla M.5, muestra los resultados de la evaluación financiera:

Tabla M.5. Tabla de resultados de la evolución financiera del proyecto.

VAN=	787301,713					
Q=	39,3650857		TIR=	20,021		
INVERSION	FLUJO SP	FLUJO TOTAL	VAAnual	ACUMULADO	VLTIRSCH	VLTIRSCH2
20000	10000	-177500	-177500	-232500	0	0
0	10000	-37953,7031	-36848,2555	-269348,255	-37953,7031	-36848,2555
0	10000	59546,2969	56128,0958	-213220,16	119092,594	112256,192
0	10000	157046,297	143719,609	-69500,551	471138,891	431158,826
0	10000	145796,297	129538,121	60037,5704	583185,187	518152,486
0	10000	157046,297	135469,515	195507,086	785231,484	677347,576
0	10000	157046,297	131523,801	327030,887	942277,781	789142,807
0	10000	157046,297	127693,011	454723,898	1099324,08	893851,076
0	10000	120796,297	95357,7122	550081,61	966370,375	762861,698
0	10000	157046,297	120362,91	670444,52	1413416,67	1083266,19
0	10000	157046,297	116857,194	787301,713	1570462,97	1168571,94

Para la situación definida, la recuperación se alcanza al 4º año, el VAN es de 787000€ y la Q es de aproximadamente 40. La alta Q puede explicarse debido a que la empresa ya posee la maquinaria y los medios para comenzar a producir el motor, y la inversión prácticamente va destinada a adaptar el proceso y las maquinarias al modelo a producir, y a la ingeniería del desarrollo del producto y del proceso.

El plan de producción de la empresa se basa en dejar de producir el motor 2T que producía para la categoría de 125cc, que es antiguo y no cabe en normativa ya, y con ello hacer hueco al motor de Moto3, que es el nuevo modelo a producir.

Una Q de 40, quiere decir que por cada euro invertido del bolsillo de los socios, retornan 40€ en un plazo de 10 años.

Estos resultados sugieren que el negocio es rentable, con bastante margen, ya que el TIR se sitúa en torno al 33,75%. La tabla M.6, muestra la evolución del VAN en función de la tasa de actualización, mostrando en la columna encabezada con “33.75”, el TIR:

Tabla M.6. Evolución del TIR en función de la tasa de actualización.

	ACTUALIZACION				
	33.75	10	15	20	25
0	-232500	-232500	-232500	-232500	-232500
1	-260876,6	-267003,366	-265503,22	-264128,086	-262862,963
2	-227590,174	-217791,551	-220477,665	-222776,491	-224753,333
3	-161953,536	-99800,3437	-117217,175	-131893,217	-144345,629
4	-116394,835	-219,51117	-33857,6695	-61582,5031	-84627,4654
5	-79703,9026	97293,8833	44222,0957	1530,88134	-33166,5348
6	-52271,4299	185942,424	112117,544	54125,3684	8002,20964
7	-31761,1699	266532,006	171157,064	97954,1076	40937,2052
8	-19966,0246	322884,37	210645,587	126047,466	61203,4608
9	-8500,77319	389487,33	255287,946	156484,09	82281,858
10	71,3774298	450035,476	294107,389	181847,944	99144,5757

M.5. Conclusiones al estudio:

Según el pasado estudio, el proyecto es viable en cuanto a términos económicos, debido a que su valor actual neto a año cero es positivo.

El beneficio obtenido es relativamente alto, con lo cual se hace una inversión atractiva desde el punto de vista económico además del punto de vista comercial o de promoción de la marca a través del campeonato mundial y de campeonatos regionales bajo el mismo regramento. La diferenciación del producto respecto de la competencia, puede provocar que la demanda aumente, por tanto, puede que el plazo de vida útil sea sensible al mercado de ventas.

La recuperación, se alcanza al 4º ejercicio, lo cual nos previene del efecto de la subida repentina de la demanda comentado anteriormente.

El VAN es bastante sensible a los precios de venta de los productos y al margen de beneficio que se les saca, o sea, que es sensible al flujo de caja ordinario.

ANEJO N: JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS.

N.1. Objeto:

El objeto del presente anejo, es el de justificar de manera razonada el coste de ejecución material de las unidades de producción incluidas en el presupuesto del proyecto. Los precios de las unidades de cada una se calcularán en base a los siguientes datos:

- Precios de la mano de obra.
- Precios de los materiales.
- Precios de la maquinaria.

Para tener una base sólida de la que partir, se definirán los precios unitarios de la mano de obra, maquinaria y materiales, que compondrán el proyecto, así como la descomposición de los precios auxiliares, y cada uno de los conceptos hallados en el presupuesto.

N.2. Justificación de precios de la mano de obra:

- Tornero Fresador, oficial de 1ª categoría, especialista en CNC: 15€/h
- Ingeniero de línea de producción: 20€/h
- Oficial de 1ª Soldador/Especialista en fundición: 15€/h
- Costes de ingeniería de proyecto. 5% del presupuesto de ejecución material computado como gasto, o 82500€ por cada 200 motores vendidos, lo cual representan 412,5€ por motor vendido. Se usará la cantidad más baja siempre que supere los 350€ por motor.

N.3. Justificación de precios de la materia prima:

- Acero AISI 4150, barra de 150mm de diámetro: 310€/m
- Acero AISI 4150, barra de 100mm de diámetro: 235€/m
- Acero AISI 4150, barra de 50mm de diámetro: 120€/m
- Acero AISI 301, barra de 100mm de diámetro: 170€/m
- Aluminio 7034-T6, bloque 300x500: 450€/m
- Aluminio 7043-T6, barra de 100mm de diámetro: 280€/m
- Titanio Ti-6Al-4V G6, bloque de 200x100mm: 450€/m
- Tapón de plástico por fabricante externo: 2€/ud
- Caja de cartón y embalajes para el envío: 3€/ud

N.4. Justificación de precios de la maquinaria empleada:

- Centro de mecanizado CNC con torno y fresa: 20€/h
- Prensa hidráulica para forja: 10€/h
- Rectificadora: 15€/h
- Comprobador dimensional: 75€/h
- Equilibradora dinámica: 35€/h
- Pulidora: 20€/h

N.5. Justificación de precios de componentes adquiridos:

La tabla N.1, contiene todos los componentes a comprar a proveedores externos del motor:

Tabla N.1: Compras a realizar por unidad de motor fabricada.

	ELEMENTOS A COMPRAR				
CODIGO	DESIGNACIÓN	CANT.	PRECIO	TOTAL	FUENTE INFO.
M25EXT1	Circlip bulón pistón	2	0,2	0,4	SKF
M25EXT2	Cojinetes pistón	2	18,45	36,9	Babbitt.inc
M25EXT3	Aro superior pistón	1	22	22	Pankl
M25EXT4	Aro inferior pistón	1	25	25	Pankl
M25EXT5	Cojinetes cabeza biela	2	6,31	12,62	Babbitt.inc
M25EXT6	Cojinete pie biela	1	8,72	8,72	Babbitt.inc
M25EXT7	Tornillo biela Torx DIN34801 12.9	2	1,21	2,42	PacBolt Ltd.
M25EXT8	Tuerca de cierre UNE 18-035-80	2	1,77	3,54	PacBolt Ltd.
M25EXT9	Rodamiento cigüeñal SKF Explorer 6007-RZ	2	28,95	57,9	SKF
M25EXT10	Arandela de cierre DIN125	1	0,27	0,27	PacBolt Ltd.
M25EXT11	Tornillo de cierre DIN933 M10x20	1	0,15	0,15	PacBolt Ltd.
M25EXT12	Caja de cambios	1	1721	1721	Zeroshift
M25EXT13	Embrague	1	950	950	Suter
M25EXT14	Bujía NGK DPR8EA-9 M10 Iridio	1	35,95	35,95	NGK
M25EXT15	Tornillo tapa motor DIN 7984 M6x0.5x20	4	0,15	0,6	PacBolt Ltd.
M25EXT16	Rodamiento soporte piñones intermedios 9300WI	2	15,95	31,9	Timken
M25EXT17	Rodamiento árbol de levas 9305WI	2	18,95	37,9	Timken
M25EXT18	Tornillo de cierre A.levas, DIN7984 M6x0.5x20	6	0,15	0,9	PacBolt Ltd.
M25EXT19	Valvula admision	2	67,15	134,3	BBB
M25EXT20	Valvula escape	2	89,95	179,9	BBB
M25EXT21	Asiento valvula admision	2	25	50	BBB
M25EXT22	Asiento valvula escape	2	25	50	BBB
M25EXT23	Guia valvula admision	2	14,95	29,9	BBB
M25EXT24	Guia valvula escape	2	14,95	29,9	BBB
M25EXT25	Cierre muelles	4	5,95	23,8	BBB
M25EXT26	Juego muelles admisión y escape	1	79,95	79,95	BBB
M25EXT27	Circlip cierre muelles	4	0,27	1,08	BBB
M25EXT28	Copa valvulas	4	9,95	39,8	BBB
M25EXT29	Tornillo DIN 7984 M6x0.5x15 bloque motor	9	0,15	1,35	PacBolt Ltd.
M25EXT30	Bobina estator	1	269,99	269,99	Yamaha
M25EXT31	Rodamientos contrarrotantes	3	29,95	89,85	Timken
M25EXT32	Bomba de agua completa	1	32,8	32,8	Yamaha
M25EXT33	Bomba de aceite completa	1	85,95	85,95	Yamaha
M25EXT34	Retén 35mm + arandela	1	5,95	5,95	Epidor
M25EXT35	Retén 28mm +arandela	1	5,95	5,95	Epidor
M25EXT36	Tapón aceite	1	2	2	Yamaha
M25EXT37	Tornillos retencion rodamientos DIN7985 M5x0.5x10	16	0,21	3,36	PacBolt Ltd.
M25EXT38	Tuercas de cierre culata M10x1	4	0,15	0,6	PacBolt Ltd.
M25EXT39	Tapón lateral culata	1	1,95	1,95	Yamaha
M25EXT40	Tornillo DIN7984 tapa embrague M6x0,5x15	15	0,15	2,25	PacBolt Ltd.
M25EXT41	Tornillo DIN7984 tapa derecha M6x0,5x15	21	0,12	2,52	PacBolt Ltd.
M25EXT42	Tornillo DIN7984 tapa izquierda M6x0,5x15	12	0,17	2,04	PacBolt Ltd.
M25EXT43	Tornillo DIN7984 semicarteres M5x0,5x40	15	0,12	1,8	PacBolt Ltd.
M25EXT44	Cadena Ramsey DIN8190, 62 eslabones p3/16"	1	59,35	59,35	Ramsey
M25EXT45	Sensor de posición del cigüeñal	1	35,17	35,17	Yamaha
M25EXT46	Filtro de aceite	1	8,32	8,32	Bosch

N.6. Justificación de precios descompuestos:

Se añadirán unos costes indirectos del 5% del valor del componente. Las mediciones y las estimaciones de tiempo de fabricación se realizan mediante los planos de fabricación.

Capítulo 1º: Fabricación de elementos del conjunto del pistón:

M25/001 u PISTÓN

Pistón del motor, forjado y mecanizado,
acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº29 del proyecto.

0,05 m	Aluminio 7034 T6, barra de 100mm	280	14
0,5 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,1 h	Forjado	10	1
0,75 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	15
0,25 h	Comprobador dimensional informatizado	75	18,75
0,25 h	Rectificadora industrial	15	3,75
0,25 h	Ingeniero de línea de producción	20	5
	SUMA LA PARTIDA	€	65
	COSTES INDIRECTOS	€	3,25
	TOTAL PARTIDA	€	68,25

Asciende el precio de la partida a la cantidad de SESENTA Y OCHO EUROS con VEINTICINCO CÉNTIMOS.

M25/002 u BULÓN DEL PISTÓN

Bulón del pistón, mecanizado y rectificado
acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº27 del proyecto.

0,05 m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	6
0,01 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,02 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,4
0,01 h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
	TOTAL PARTIDA	€	7,3
	COSTES INDIRECTOS	€	0,365
	TOTAL PARTIDA	€	7,67

Asciende el precio de la partida a la cantidad de SIETE EUROS con SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

Capítulo 2º: Fabricación de elementos del conjunto de la biela:

M25/003 u CENTRADOR BIELA

Centrador insertado en el cierre de biela,
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº32 del proyecto.

0,008	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	0,96
0,05	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,75
0,05	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	1
0,01	h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,05	h	Rectificadora industrial	15	0,75
0,05	h	Ingeniero de línea de producción	20	1
		TOTAL PARTIDA	€	5,21
		COSTES INDIRECTOS	€	0,2605
		TOTAL PARTIDA	€	5,47

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CINCO EUROS con CUARENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/004 u CIERRE BIELA

Cierre de la biela
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº31 del proyecto.

0,025	m	Ti-6Al-4V, bloque de 100x200mm	450	11,25
0,25	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	3,75
0,25	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	5
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	31
		COSTES INDIRECTOS	€	1,55
		TOTAL PARTIDA	€	32,55

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TREINTA Y DOS EUROS con CINCUENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25/005 u BIELA

Biela del motor,
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº30 del proyecto.

0,025	m	Ti-6Al-4V, bloque de 100x200mm	450	11,25
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,55	h	Comprobador dimensional informatizado	75	41,25
0,5	h	Ingeniero de línea de producción	20	10
		TOTAL PARTIDA	€	80
		COSTES INDIRECTOS	€	4
		TOTAL PARTIDA	€	84,00

Asciende el precio de la partida a la cantidad de OCHENTA Y CUATRO EUROS.

Capítulo 3º: Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal:

M25/006 u CHAVETA CIGÜEÑAL

Chaveta de sujección del piñón de posición del cigüeñal
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

0,01 m	AISI 301, en barra de D=100mm	170	1,7
0,01 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,025 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,5
0,01 h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,01 h	Rectificadora industrial	15	0,15
0,01 h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
	TOTAL PARTIDA	€	3,45
	COSTES INDIRECTOS	€	0,1725
	TOTAL PARTIDA	€	3,62

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TRES EUROS con SESENTA Y DOS CÉNTIMOS.

M25/007 u VOLANTE MAGNÉTICO

Volante magnético del generador del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº37 del proyecto.

0,04 m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	9,4
0,1 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	1,5
0,5 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,2 h	Comprobador dimensional informatizado	75	15
0,1 h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,1 h	Ingeniero de línea de producción	20	2
	TOTAL PARTIDA	€	39,4
	COSTES INDIRECTOS	€	1,97
	TOTAL PARTIDA	€	41,37

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA Y UN EUROS con TREINTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/008 u PIÑÓN MANDO DISTRIBUCIÓN

Piñón de mando de la distribución
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº41 del proyecto.

0,03 m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	3,6
0,5 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1 h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3 h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1 h	Ingeniero de línea de producción	20	2
	TOTAL PARTIDA	€	35,1
	COSTES INDIRECTOS	€	1,755
	TOTAL PARTIDA	€	36,86

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TREINTA Y SEIS EUROS con OCHENTA Y SEIS CÉNTIMOS.

M25/009 u PIÑÓN DE MANDO BOMBA DE ACEITE

Piñón de mando de la bomba de aceite
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº38 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/010 u PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE IZQUIERDO

Piñón de mando del contrarrotante izquierdo
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº40 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/011 u CONTRARROTANTE IZQUIERDO

Contrarrotante izquierdo
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº45 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Equilibradora dinámica	35	3,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	42,05
		COSTES INDIRECTOS	€	2,1025
		TOTAL PARTIDA	€	44,15

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA Y CUATRO EUROS con QUINCE CÉNTIMOS.

M25/012 u CONTRARROTANTE DERECHO

Contrarrotante derecho
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº44 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Equilibradora dinámica	35	3,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	42,05
		COSTES INDIRECTOS	€	2,1025
		TOTAL PARTIDA	€	44,15

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA Y CUATRO EUROS con QUINCE CÉNTIMOS.

M25/013 u PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE DERECHO

Piñón de mando del contrarrotante derecho
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº39 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/014 u PIÑÓN DE MANDO DEL EMBRAGUE

Piñón de mando del embrague
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº42 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/015 u PIÑÓN DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL

Piñón de posición del cigüeñal
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº43 del proyecto.

0,02	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	4,7
0,3	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	4,5
0,3	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	6
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	26,2
		COSTES INDIRECTOS	€	1,31
		TOTAL PARTIDA	€	27,51

Asciende el precio de la partida a la cantidad de VEINTISIETE EUROS con CINCUENTA Y UN CÉNTIMOS.

M25/016 u CIGÜEÑAL

Cigüeñal del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº36 del proyecto.

0,5	m	AISI 4150, en barra de D=150mm	310	155
2	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	30
2	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	40
3	h	Comprobador dimensional informatizado	75	225
1	h	Rectificadora industrial	15	15
3	h	Ingeniero de línea de producción	20	60
		TOTAL PARTIDA	€	525
		COSTES INDIRECTOS	€	26,25
		TOTAL PARTIDA	€	551,25

Asciende el precio de la partida a la cantidad de QUINIENTOS CINCUENTA Y UN EUROS
con VEINTICINCO CÉNTIMOS.

Capítulo 4º: Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios:

M25/017 u SOPORTE CAMPANA EMBRAGUE

Soporte de la campana del embrague
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº93 del proyecto.

0,02	m	AISI 4150, en barra de D=150mm	310	6,2
1	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	15
1	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	20
1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	75
0,5	h	Rectificadora industrial	15	7,5
1	h	Ingeniero de línea de producción	20	20
		TOTAL PARTIDA	€	143,7
		COSTES INDIRECTOS	€	7,185
		TOTAL PARTIDA	€	150,89

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO CINCUENTA EUROS
con OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

Capítulo 5º: Fabricación de elementos del conjunto de la culata:

M25/018 u BULÓN SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS

Bulón de soporte para piñones intermedios
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº86 del proyecto.

0,05	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	6
0,01	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,02	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,4
0,01	h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
		TOTAL PARTIDA	€	7,3
		COSTES INDIRECTOS	€	0,365
		TOTAL PARTIDA	€	7,67

Asciende el precio de la partida a la cantidad de SIETE EUROS con SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/019 u PIÑÓN SUPERIOR DISTRIBUCIÓN

Piñón superior de la distribución,
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº61 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/020 u PIÑÓN SUPERIOR DE LA DISTRIBUCIÓN

Piñón superior de la distribución
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº65 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.
CÉNTIMOS.

M25/021 u PIÑÓN DE MANDO ÁRBOLES DE LEVAS

Piñón de mando de los árboles de levas
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº64 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.
CÉNTIMOS.

M25/022 u PIÑÓN DE ÁRBOL DE LEVAS

Piñón de árboles de levas
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº63 del proyecto.

0,03	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	7,05
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	38,55
		COSTES INDIRECTOS	€	1,9275
		TOTAL PARTIDA	€	40,48

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/023 u ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN

Árbol de levas de admisión
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº61 del proyecto.

0,15	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	18
2	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	30
2	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	40
1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	75
1	h	Rectificadora industrial	15	15
1	h	Ingeniero de línea de producción	20	20
		TOTAL PARTIDA	€	198
		COSTES INDIRECTOS	€	9,9
		TOTAL PARTIDA	€	207,90

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DOSCIENTOS SIETE EUROS con
NOVENTA CÉNTIMOS.

M25/024 u ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE

Árbol de levas de escape
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº62 del proyecto.

0,15	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	18
2	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	30
2	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	40
1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	75
1	h	Rectificadora industrial	15	15
1	h	Ingeniero de línea de producción	20	20
		TOTAL PARTIDA	€	198
		COSTES INDIRECTOS	€	9,9
		TOTAL PARTIDA	€	207,90

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DOSCIENTOS SIETE EUROS con NOVENTA CÉNTIMOS.

M25/025 u TAPÓN ACEITE CIERRE ARBOLES DE LEVAS

Tapón de cierre del circuito de lubricación en el cierre de los árboles de levas
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº66 del proyecto.

0,02	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	2,4
0,05	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,75
0,05	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	1
0,05	h	Comprobador dimensional informatizado	75	3,75
0,05	h	Rectificadora industrial	15	0,75
0,05	h	Ingeniero de línea de producción	20	1
		TOTAL PARTIDA	€	9,65
		COSTES INDIRECTOS	€	0,4825
		TOTAL PARTIDA	€	10,13

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIEZ EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

M25/026 u CIERRE DE ÁRBOLES DE LEVAS

Cierre de árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº58 del proyecto.

0,05	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	22,5
1	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	15
1	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	20
0,5	h	Comprobador dimensional informatizado	75	37,5
0,2	h	Rectificadora industrial	15	3
1,5	h	Ingeniero de línea de producción	20	30
		TOTAL PARTIDA	€	128
		COSTES INDIRECTOS	€	6,4
		TOTAL PARTIDA	€	134,40

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO TREINTA Y CUATRO EUROS con CUARENTA CÉNTIMOS.

M25/027 u TOPE RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS

Tope para los rodamientos de los árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº56 del proyecto.

0,01	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	1,2
0,05	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,75
0,05	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	1
0,05	h	Comprobador dimensional informatizado	75	3,75
0,05	h	Rectificadora industrial	15	0,75
0,05	h	Ingeniero de línea de producción	20	1
		TOTAL PARTIDA	€	8,45
		COSTES INDIRECTOS	€	0,4225
		TOTAL PARTIDA	€	8,87

Asciende el precio de la partida a la cantidad de OCHO EUROS con OCHENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/028 u TAPA DE CULATA

Tapa de la culata
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº59 del proyecto.

0,04	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	18
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	10
0,2	h	Comprobador dimensional informatizado	75	15
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,5	h	Ingeniero de línea de producción	20	10
		TOTAL PARTIDA	€	62
		COSTES INDIRECTOS	€	3,1
		TOTAL PARTIDA	€	65,10

Asciende el precio de la partida a la cantidad de SESENTA Y CINCO EUROS con
DIEZ CÉNTIMOS.

M25/029 u JUNTA DE GOMA TAPA DE CULATA

Junta de goma para la tapa de la culata
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº60 del proyecto.

1	u	Junta de goma de caucho, acorde a plano	16	15,95
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	17,95
		COSTES INDIRECTOS	€	0,8975
		TOTAL PARTIDA	€	18,85

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIECIOCHO EUROS con OCHENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25/030 u JUNTA DE CULATA

Junta de culata,
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº14 del proyecto.

1 u	Junta de culata de metal blando, acorde a planos	18	18
0,01 h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
	TOTAL PARTIDA	€	18,2
	COSTES INDIRECTOS	€	0,91
	TOTAL PARTIDA	€	19,11

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIECINUEVE EUROS con ONCE CÉNTIMOS.

M25/031 u CULATA

Culata del motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº46 del proyecto.

0,25 m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	112,5
2 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	30
3 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	60
1 h	Comprobador dimensional informatizado	75	75
1 h	Rectificadora industrial	15	15
2 h	Ingeniero de línea de producción	20	40
	TOTAL PARTIDA	€	332,5
	COSTES INDIRECTOS	€	16,625
	TOTAL PARTIDA	€	349,13

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TRESCIENTOS CUARENTA Y NUEVE EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

Capítulo 6º: Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor:

M25/032 u CENTRADOR 13MM BLOQUE MOTOR

Centrador de 13mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº20 del proyecto.

0,07 m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	8,4
0,01 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,01 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,2
0,01 h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,01 h	Rectificadora industrial	15	0,15
0,01 h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
	TOTAL PARTIDA	€	9,85
	COSTES INDIRECTOS	€	0,4925
	TOTAL PARTIDA	€	10,34

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

M25/033 u CENTRADOR 12MM BLOQUE MOTOR

Centrador de 12mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº21 del proyecto.

0,07 m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	8,4
0,01 h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,01 h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,2
0,01 h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,01 h	Rectificadora industrial	15	0,15
0,01 h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
	TOTAL PARTIDA	€	9,85
	COSTES INDIRECTOS	€	0,4925
	TOTAL PARTIDA	€	10,34

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

M25/034 u JUNTA INFERIOR DEL BLOQUE MOTOR

Junta inferior del bloque motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº13 del proyecto.

1	u	Junta de culata de metal blando, acorde a planos	18	18
0,01	h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
		TOTAL PARTIDA	€	18,2
		COSTES INDIRECTOS	€	0,91
		TOTAL PARTIDA	€	19,11

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIECINUEVE EUROS con ONCE CÉNTIMOS.

M25/035 u BRIDA DE ENTRADA DE AGUA

Brida de entrada de agua al bloque motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº24 del proyecto.

0,02	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	9
0,1	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	1,5
0,1	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	2
0,1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	7,5
0,05	h	Rectificadora industrial	15	0,75
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	22,75
		COSTES INDIRECTOS	€	1,1375
		TOTAL PARTIDA	€	23,89

Asciende el precio de la partida a la cantidad de VEINTITRÉS EUROS con
OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

M25/036 u TENSOR DE LA DISTRIBUCIÓN

Tensor de la cadena de distribución
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº22 del proyecto.

1	u	Tensor de distribución	50,8	50,77
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	52,77
		COSTES INDIRECTOS	€	2,6385
		TOTAL PARTIDA	€	55,41

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CINCUENTA Y CINCO EUROS con CUARENTA Y UN
CÉNTIMOS.

M25/037 u CAMISA

Camisa del cilindro del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº15 del proyecto.

0,15	m	AISI 4150, en barra de D=100mm	235	35,25
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
0,4	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	8
0,2	h	Comprobador dimensional informatizado	75	15
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,2	h	Ingeniero de línea de producción	20	4
		TOTAL PARTIDA	€	71,25
		COSTES INDIRECTOS	€	3,5625
		TOTAL PARTIDA	€	74,81

Asciende el precio de la partida a la cantidad de SETENTA Y CUATRO EUROS con OCHENTA Y UN CÉNTIMOS.

M25/038 u BLOQUE MOTOR

Bloque motor
mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.

0,1	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	45
1,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	22,5
3	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	60
1	h	Comprobador dimensional informatizado	75	75
1	h	Rectificadora industrial	15	15
2	h	Ingeniero de línea de producción	20	40
		TOTAL PARTIDA	€	257,5
		COSTES INDIRECTOS	€	12,875
		TOTAL PARTIDA	€	270,38

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DOSCIENTOS SETENTA EUROS con TREINTA Y OCHO CÉNTIMOS.

Capítulo 7º: Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda:

M25/039 u TAPA IZQUIERDA

Tapa motor izquierda
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.

0,07	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	31,5
1	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	15
2	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	40
0,5	h	Comprobador dimensional informatizado	75	37,5
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
1	h	Ingeniero de línea de producción	20	20
		TOTAL PARTIDA	€	145,5
		COSTES INDIRECTOS	€	7,275
		TOTAL PARTIDA	€	152,78

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO CINCUENTA Y DOS EUROS con SETENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/040 u BULÓN DE PRESOSTATO+MUELLE

Bulón del presostato del circuito de aceite
del motor, mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº8 del proyecto.

0,07	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	8,4
0,01	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,01	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,2
0,01	h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,01	h	Rectificadora industrial	15	0,15
1	u	Muelle	3,49	3,49
0,01	h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
		TOTAL PARTIDA	€	13,34
		COSTES INDIRECTOS	€	0,667
		TOTAL PARTIDA	€	14,01

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CATORCE EUROS con UN CÉNTIMO.

M25/041 u BULÓN DE CIERRE DE TAPA IZQUIERDA

Bulón de cierre de la tapa izquierda del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº9 del proyecto.

0,07	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	8,4
0,01	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	0,15
0,01	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	0,2
0,01	h	Comprobador dimensional informatizado	75	0,75
0,01	h	Rectificadora industrial	15	0,15
0,01	h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
		TOTAL PARTIDA	€	9,85
		COSTES INDIRECTOS	€	0,4925
		TOTAL PARTIDA	€	10,34

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

Capítulo 8º: Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres:

M25/042 u PERNOS DEL BLOQUE MOTOR

Pernos delo bloque motor
acabados y comprobados individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en los planos nº16 a 19 del proyecto.

0,15	m	AISI 4150, en barra de D=50mm	120	18
0,2	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	3
0,2	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	4
0,05	h	Comprobador dimensional informatizado	75	3,75
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	32,25
		COSTES INDIRECTOS	€	1,6125
		TOTAL PARTIDA	€	33,86

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TREINTA Y TRES EUROS con OCHENTA Y SEIS CÉNTIMOS.

M25/043 u TAPA DEL EMBRAGUE

Tapa del embrague del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.

0,06	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	27
0,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	7,5
1,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	30
0,4	h	Comprobador dimensional informatizado	75	30
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,8	h	Ingeniero de línea de producción	20	16
		TOTAL PARTIDA	€	112
		COSTES INDIRECTOS	€	5,6
		TOTAL PARTIDA	€	117,60

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO DIECISIETE EUROS con SESENTA CÉNTIMOS.

M25/044 u TAPA DERECHA

Tapa derecha del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.

0,08	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	36
0,8	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	12
1,5	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	30
0,5	h	Comprobador dimensional informatizado	75	37,5
0,3	h	Rectificadora industrial	15	4,5
1	h	Ingeniero de línea de producción	20	20
		TOTAL PARTIDA	€	140
		COSTES INDIRECTOS	€	7
		TOTAL PARTIDA	€	147,00

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO CUARENTA Y SIETE EUROS.

P25/045 u SEMICÁRTER DERECHO

Semicárter derecho del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.

0,2	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	90
1,5	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	22,5
3	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	60
1,5	h	Comprobador dimensional informatizado	75	112,5
0,5	h	Rectificadora industrial	15	7,5
2	h	Ingeniero de línea de producción	20	40
		TOTAL PARTIDA	€	332,5
		COSTES INDIRECTOS	€	16,625
		TOTAL PARTIDA	€	349,13

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TRESCIENTOS CUARENTA Y NUEVE EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

P25/046 u SEMICÁRTER IZQUIERDO

Semicárter izquierdo del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.

0,21	m	Aluminio 7034-T6, bloque 300x500	450	94,5
2	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	30
3	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	60
2	h	Comprobador dimensional informatizado	75	150
1	h	Rectificadora industrial	15	15
2	h	Ingeniero de línea de producción	20	40
		TOTAL PARTIDA	€	389,5
		COSTES INDIRECTOS	€	19,475
		TOTAL PARTIDA	€	408,98

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CUATROCIENTOS OCHO EUROS con NOVENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

Capítulo 9º: Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo:

M25/047 u CÁRTER

Cárter del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº10 del proyecto.

0,1	m	AISI 301, en chapa de 1,5mm de espesor	80	8
1	h	Oficial de 1ª Tornero Fresador, esp. CNC	15	15
1	h	Centro de mecanizado CNC informatizado	20	20
0,5	h	Comprobador dimensional informatizado	75	37,5
0,1	h	Rectificadora industrial	15	1,5
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	84
		COSTES INDIRECTOS	€	4,2
		TOTAL PARTIDA	€	88,20

Asciende el precio de la partida a la cantidad de OCHENTA Y OCHO EUROS con VEINTE CÉNTIMOS.

P500/048 u PATÍN DE CADENA

Patín para la cadena de distribución
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº23 del proyecto.

1	u	Patín de cadena de plástico	28	28
0,1	h	Ingeniero de línea de producción	20	2
		TOTAL PARTIDA	€	30
		COSTES INDIRECTOS	€	1,5
		TOTAL PARTIDA	€	31,50

Asciende el precio de la partida a la cantidad de TREINTA Y UN EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS.

M25/049 u TOMA DE ACEITE

Toma de la bomba de aceite al cárter
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº67 del proyecto.

1	u	Toma de aceite	18	18
0,01	h	Ingeniero de línea de producción	20	0,2
		TOTAL PARTIDA	€	18,2
		COSTES INDIRECTOS	€	0,91
		TOTAL PARTIDA	€	19,11

Asciende el precio de la partida a la cantidad de DIECINUEVE EUROS con ONCE CÉNTIMOS.

Capítulo 10º: Ensamblajes de subconjuntos y embalaje:

M25/ENS u ENSAMBLAJES, COMPROBACIONES Y EMBALAJE

Ensamblaje de subconjuntos y comprobaciones finales de ensambles
embalaje de los motores para su envío a clientes.

1 h	Ingeniero (Ensamblaje piston)	20	20
1 h	Ingeniero (Ensamblaje biela)	20	20
2 h	Ingeniero (Ensamblaje cigüeñal)	20	40
3 h	Ingeniero (Ensamblaje culata)	20	60
1 h	Ingeniero (Ensamblaje bloque)	20	20
0,5 h	Ingeniero (Ensamblaje tapa izda)	20	10
2 h	Ingeniero (Ensamblaje carcasas)	20	40
4 h	Ingeniero (Ensamblaje general conjunto)	20	80
2 h	Ingeniero (Comprobaciones finales y embalaje)	20	40
	TOTAL PARTIDA	€	190
	COSTES INDIRECTOS	€	9,5
	TOTAL PARTIDA	€	199,50

Asciende el precio de la partida a la cantidad de CIENTO NOVENTA Y NUEVE EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS.

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 4: PLANOS



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

ÍNDICE DE PLANOS DEL PROYECTO

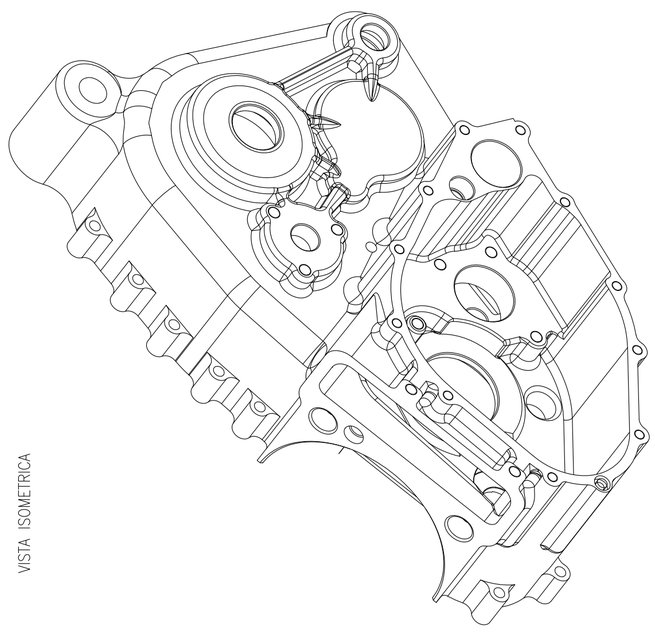
Nº	FOR	TITULO
1	A1	Semicárter izquierdo
2	A1	Semicárter derecho
3	A2	Tapa izquierda
4	A2	Tapa del embrague
5	A1	Tapa derecha
6	A4	Tapón de aceite
7	A4	Centrador
8	A4	Bulón del presostato
9	A4	Bulón de cierre izquierdo
10	A2	Cárter
11	A4	Filtro de aceite
12	A2	Bloque motor
13	A4	Junta inferior del bloque
14	A4	Junta de culata
15	A3	Camisa
16	A4	Pernos 1
17	A4	Pernos 1-2
18	A4	Pernos 2-1
19	A4	Pernos 2-2
20	A4	Centrador bloque-culata 1
21	A4	Centrador bloque-culata 2
22	A4	Tensor de la distribución
23	A4	Patín de la distribución
24	A4	Brida del bloque
25	A4	Aro superior
26	A4	Aro inferior
27	A4	Bulón
28	A4	Cojinetes del pistón
29	A2	Pistón
30	A2	Biela
31	A4	Cierre de la biela
32	A4	Centrador de la biela
33	A4	Cojinete de cabeza de biela 1
34	A4	Cojinete de cabeza de biela 2
35	A4	Cojinete del pie de biela
36	A1	Cigüeñal
37	A3	Volante de cigüeñal
38	A4	Mando de la bomba de aceite
39	A4	Mando del contrarrotante derecho
40	A4	Mando del contrarrotante izquierdo

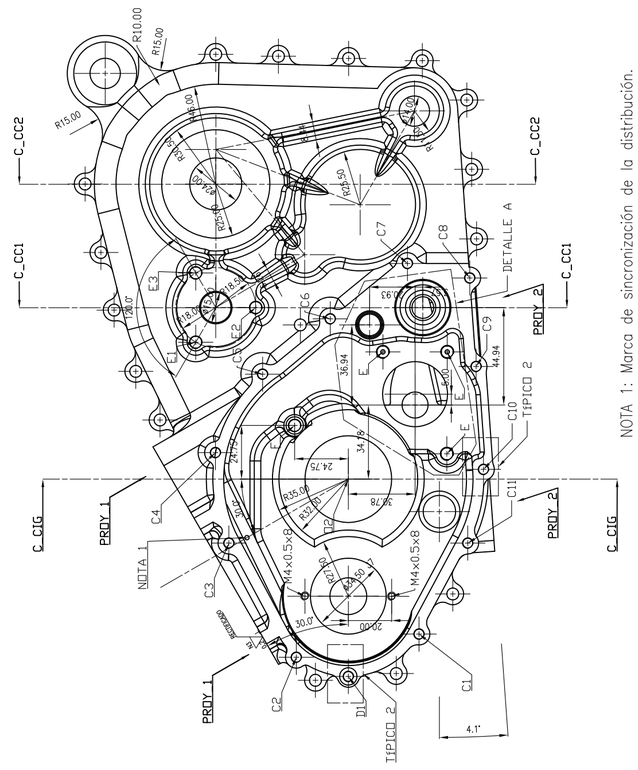
41	A4	Mando de la distribución
42	A4	Mando del embrague
43	A4	Rueda de posición del cigüeñal
44	A4	Contrarrotante derecho
45	A4	Contrarrotante izquierdo
46	A1	Culata
47	A4	Válvula de admisión
48	A4	Válvula de escape
49	A4	Copa de la válvula
50	A4	Cierre de muelles
51	A4	Asiento de válvula de admisión
52	A4	Asiento de válvula de escape
53	A4	Cierre lateral
54	A4	Guia de válvula de admisión
55	A4	Guia de válvula de escape
56	A4	Tope de rodamientos de culata
57	A4	Tapones de cierre de culata
58	A2	Cierre de árboles de levas
59	A2	Tapa de la culata
60	A2	Junta de goma de tapa de culata
61	A3	Árbol de levas de admisión
62	A3	Árbol de levas de escape
63	A4	Piñón de árboles de levas
64	A4	Piñón de mando de árboles de levas
65	A4	Piñón superior de la distribución
66	A4	Bomba de aceite
67	A3	Toma de aceite
68	A3	Bomba de agua
69	A4	1a velocidad, eje primario
70	A4	1a velocidad, eje secundario
71	A4	2a velocidad, eje primario
72	A4	2a velocidad, eje secundario
73	A3	3a/4a velocidades, eje primario
74	A4	3a velocidad, eje secundario
75	A4	4a velocidad, eje secundario
76	A4	5a velocidad, eje primario
77	A3	5a velocidad, eje secundario
78	A4	6a velocidad, eje primario
79	A3	6a velocidad, eje secundario
80	A4	Separador de campana 1
81	A4	Separador de campana 2
82	A4	Separador 3,5mm
83	A4	Separador 4,5mm
84	A4	Separador 5,0mm

85	A4	Separador 7,0mm
86	A3	Horquilla eje primario
87	A3	Horquilla eje secundario
88	A4	Actuador del embrague
89	A3	Embrague
90	A3	Campana del embrague
91	A3	Disco de embrague (metal)
92	A3	Disco de embrague (fricción)
93	A3	Engranaje de campana
94	A3	Eje de horquillas
95	A3	Varilla del empujador del embrague
96	A2	Eje primario
97	A2	Eje secundario
98	A2	Pletina del cambio
99	A3	Tapa de rodamientos de la pletina
100	A2	Conjunto: Pistón
101	A2	Conjunto: Biela
102	A2	Conjunto: Cigüeñal
103	A1	Conjunto: Caja de Cambios
104	A1	Conjunto: Culata
105	A2	Conjunto: Bloque motor
106	A2	Conjunto: Tapa izquierda
107	A1	Conjunto: Carcasas
108	A1	Conjunto: Lateral izquierdo
109	A1	Conjunto: Lateral derecho
110	A1	Conjunto: General
111	A1	Vista de la sincronización de la distribución

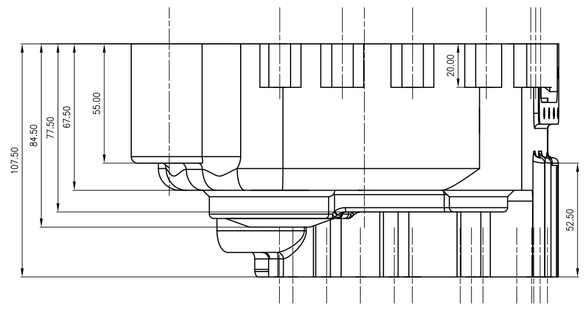
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

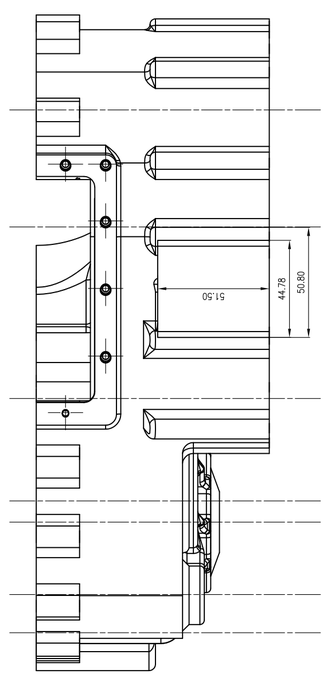
VISTA ISOMETRICA

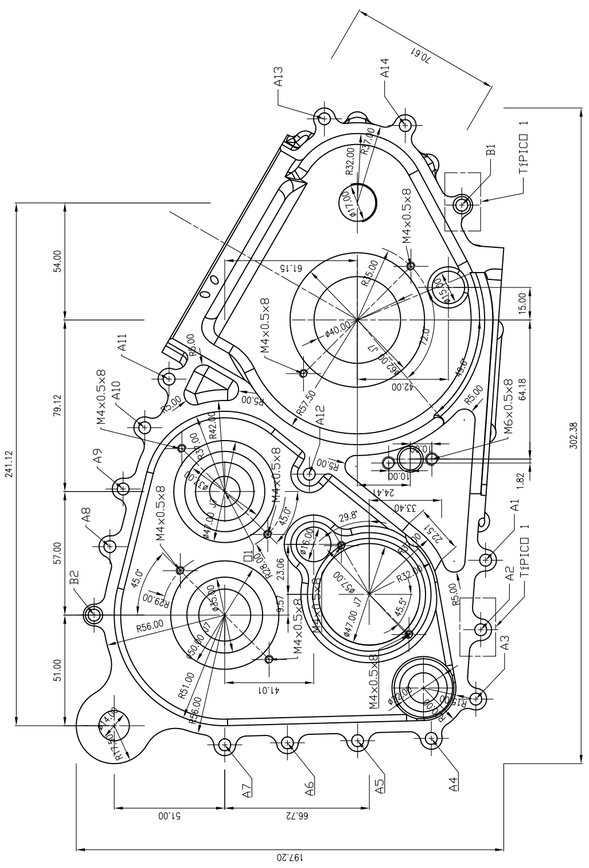




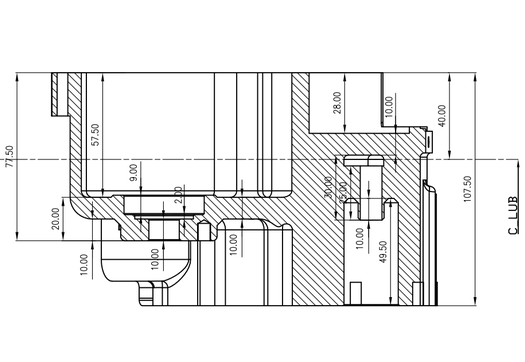
NOTA 1: Marca de sincronización de la distribución.



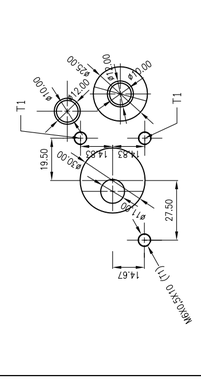




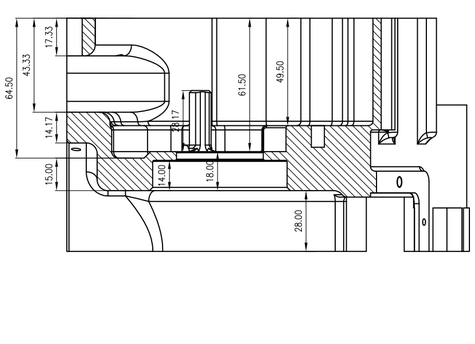
CORTE POR PLANO C_CC1



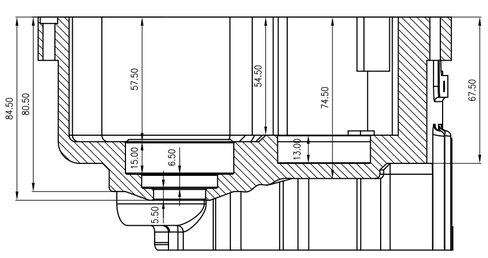
DETALLE A (POSICIÓN L-6)



CORTE POR PLANO C_CIG



CORTE POR PLANO C_CC2

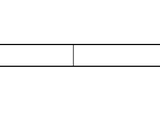


NOTAS:

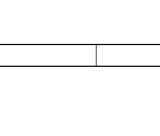
Todos los diámetros de cajera donde se insertan rodamientos, llevan ajuste de prensado sin permitir giro ni desplazamiento.
Todos los ángulos interiores y exteriores se redondean con un radio de 3mm salvo otra especificación.
Todos los agujeros pasantes llevan chaflán de 0.5x0.5mm si son de menos de ø50.00 y de 1mm si son de más. Los insertos de los rodamientos llevan chaflán de 1x1mm.
Los agujeros marcados como G tienen una profundidad de 14mm y un ajuste P6.
El agujero marcado como H tiene una profundidad de 17mm

LEYENDA:
PAS: Pasante
ROSC: Roscado
CENT: Centrador

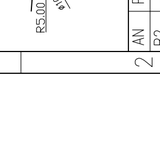
TÍPICO 1: Agujeros tipo A y tipo B



TÍPICO 2: Agujeros tipo C y tipo D



TÍPICO 3: Agujeros tipo E y tipo F



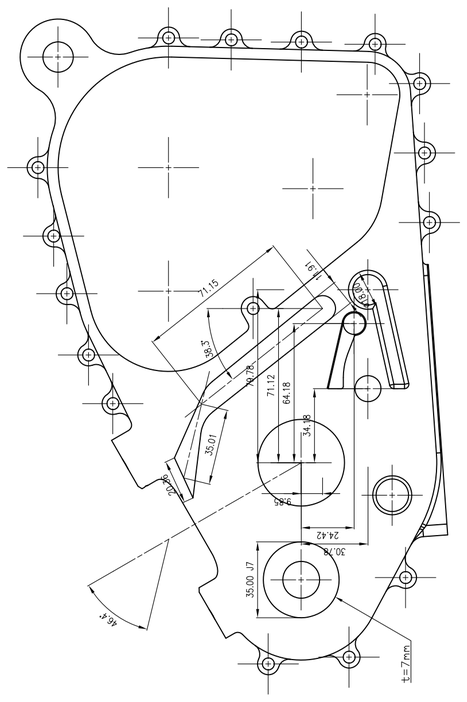
Posición de centros respecto de O1

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
B2	-57.00	60.27	O1	CENT	ø5.5+8.0X3
B1	132.08	-109.33	O1	CENT	ø5.5+8.0X3
A14	168.79	-83.25	O1	PAS	ø5.50mm
A13	171.90	-45.97	O1	PAS	ø5.50mm
A12	8.00	-39.00	O1	PAS	ø5.50mm
A11	61.84	25.70	O1	PAS	ø5.50mm
A10	29.43	36.91	O1	PAS	ø5.50mm
A9	1.09	46.88	O1	PAS	ø5.50mm
A8	-25.41	53.00	O1	PAS	ø5.50mm
A7	-116.80	0.00	O1	PAS	ø5.50mm
A6	-115.91	-26.91	O1	PAS	ø5.50mm
A5	-114.91	-61.28	O1	PAS	ø5.50mm
A4	-113.86	-95.26	O1	PAS	ø5.50mm
A3	-95.74	-115.79	O1	PAS	ø5.50mm
A2	-63.74	-118.06	O1	PAS	ø5.50mm
A1	-31.67	-120.32	O1	PAS	ø5.50mm

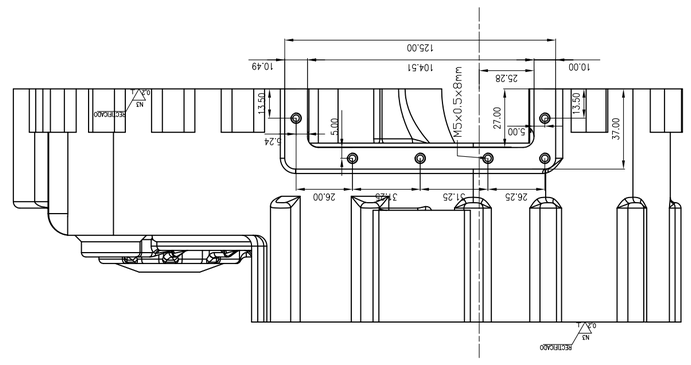
Posición de centros respecto de O2

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
F	SOBRE PLANO				M5X0.5mm
E3	SOBRE PLANO				M5X0.5mm
E2	SOBRE PLANO				M5X0.5mm
E1	SOBRE PLANO				M5X0.5mm
D1	-90.00	0.00	O2	CENT	M5X0.5+8X3mm
C11	-25.92	-55.09	O2	ROSC	M5X0.5mm
C10	4.47	-62.34	O2	ROSC	M5X0.5mm
C9	51.96	-58.93	O2	ROSC	M5X0.5mm
C8	92.77	-56.00	O2	ROSC	M5X0.5mm
C7	99.45	-27.27	O2	ROSC	M5X0.5mm
C6	73.92	8.32	O2	ROSC	M5X0.5mm
C5	48.39	39.55	O2	ROSC	M5X0.5mm
C4	12.23	61.30	O2	ROSC	M5X0.5mm
C3	-29.51	55.69	O2	ROSC	M5X0.5mm
C2	-82.17	24.00	O2	ROSC	M5X0.5mm
C1	-41.47	-32.61	O2	ROSC	M5X0.5mm

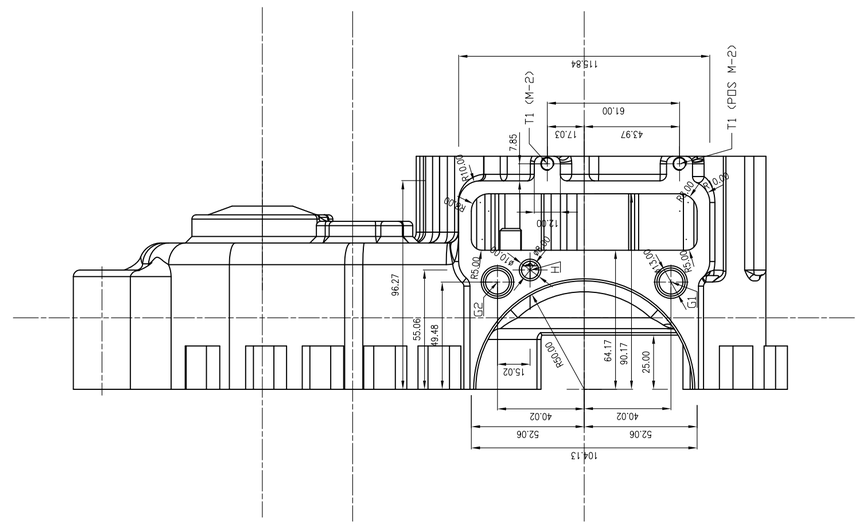
CORTE POR PLANO C_LUB



PROYECCIÓN 2 (POSICIÓN L-6)



PROYECCIÓN 1 (POSICIÓN L-7)



DESIGNAC.	MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)			
Tamaño	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS		TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
A1	LIM.ELA		GENERAL: RUGOSO ▽	RUGOSO ▽	Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
	TIPO				Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
	ORIGEN				Otras sin especificar: +/-0.02mm
	COEF.EXP				(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2

CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 1 REVISIÓN A

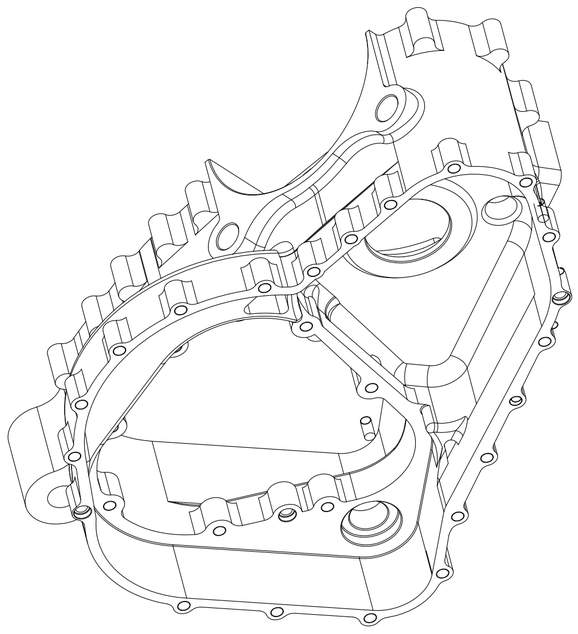
Escala 1:2

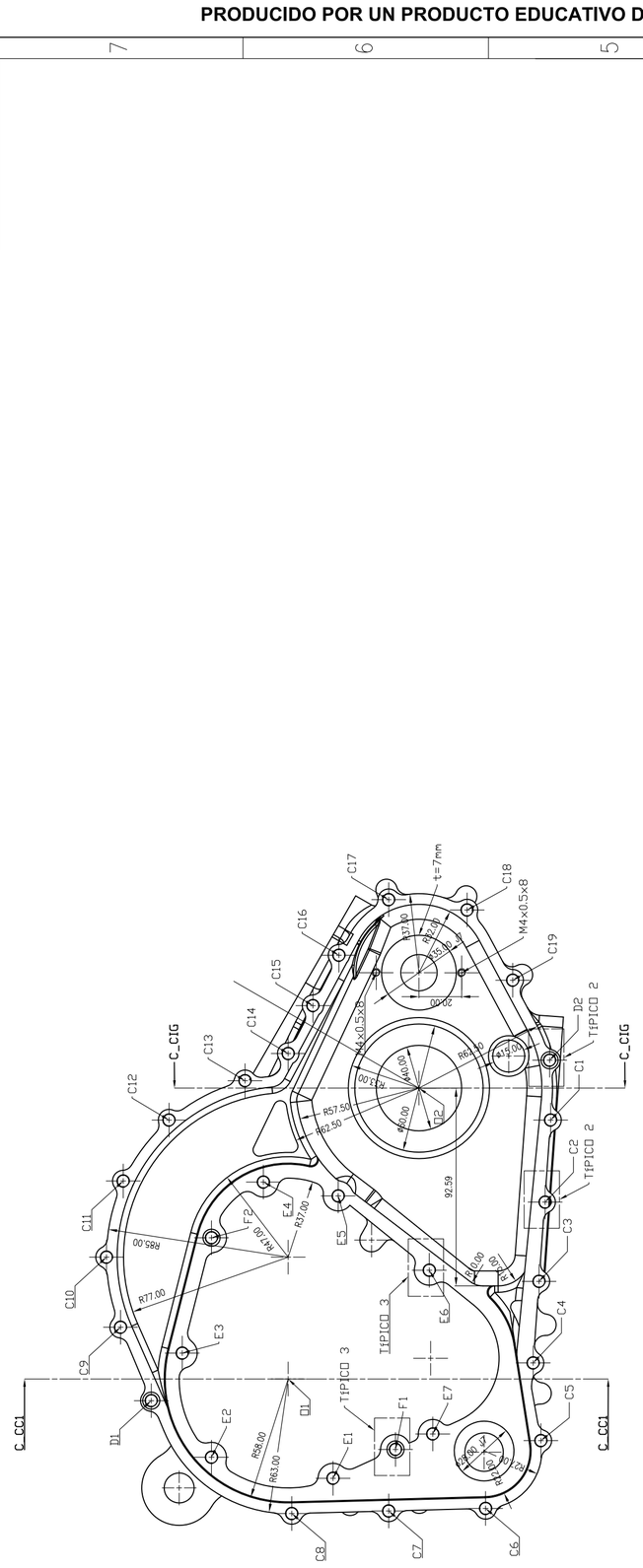
Semicárter (1)

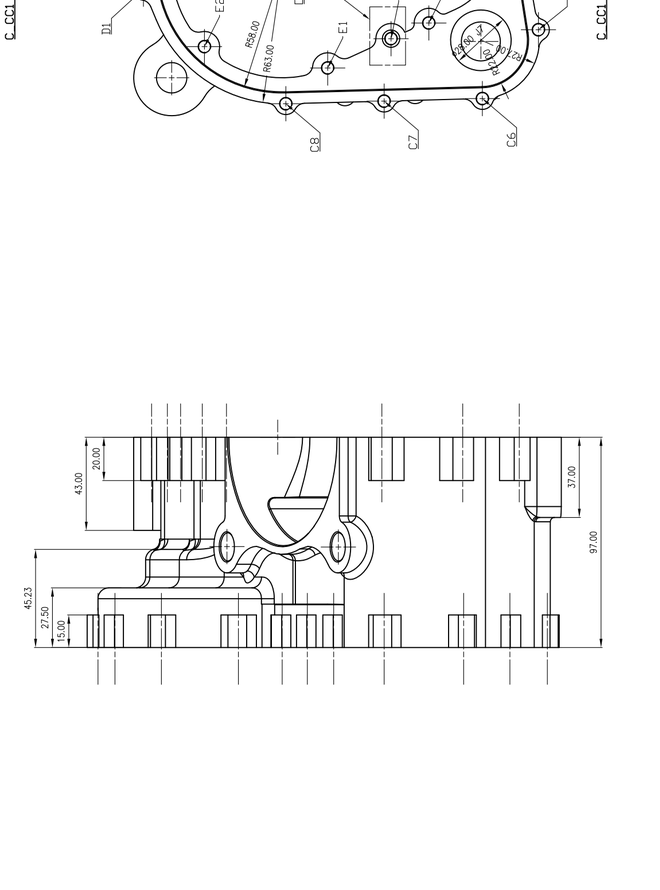
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

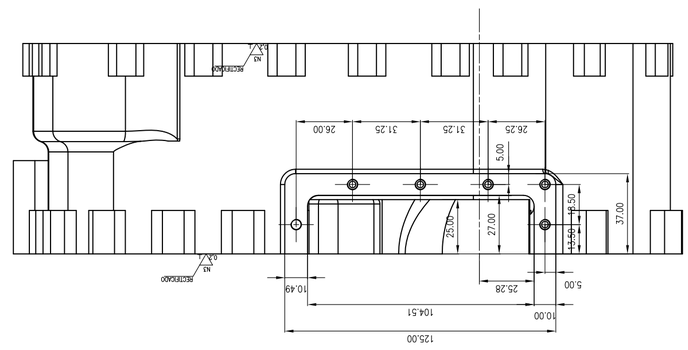
VISTA ISOMETRICA



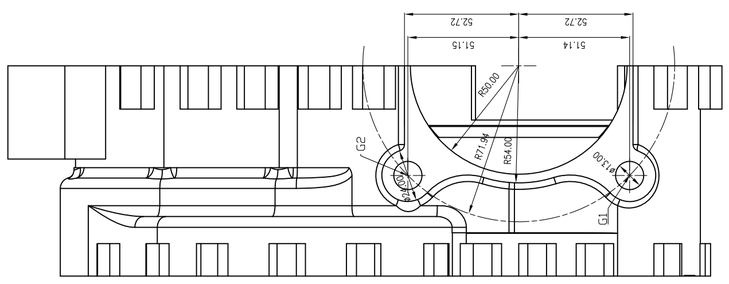




PROYECCIÓN 2 (POSICIÓN E-6)



PROYECCIÓN 1 (POSICIÓN E-7)



NOTAS:

Todos los diámetros de cojera donde se insertan rodamientos, llevan ajuste de prensado sin permitir giro ni desplazamiento.

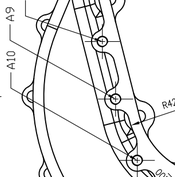
Todos los ángulos interiores y exteriores se redondean con un radio de 3mm salvo otra especificación.

Todos los agujeros pasantes llevan chaflán de 0.5x0.5mm si son de menos de ø50.00 y de 1mm si son de más. Los insertos de los rodamientos llevan chaflán de 1x1mm.

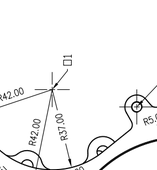
Los agujeros marcados como G tienen una profundidad de 14mm

LEYENDA:
PAS: Pasante
ROSC: Roscado
CENT: Centrador

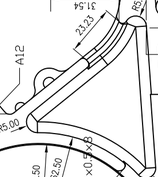
TÍPICO 1: Agujeros tipo A y tipo B



TÍPICO 2: Agujeros tipo C y tipo D



TÍPICO 3: Agujeros tipo E y tipo F



Posición de centros respecto de O1

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
B2	57.00	60.27	01	CENT	ø5.5+8.0X3
B1	-132.08	-109.33	01	CENT	ø5.5+8.0X3
A14	-168.79	-83.25	01	PAS	ø5.50mm
A13	-171.90	-45.97	01	PAS	ø5.50mm
A12	-8.00	-39.00	01	PAS	ø5.50mm
A11	-61.84	25.70	01	PAS	ø5.50mm
A10	-29.43	36.91	01	PAS	ø5.50mm
A9	-1.09	46.88	01	PAS	ø5.50mm
A8	25.41	53.00	01	PAS	ø5.50mm
A7	116.80	0.00	01	PAS	ø5.50mm
A6	115.91	-26.91	01	PAS	ø5.50mm
A5	114.91	-61.28	01	PAS	ø5.50mm
A4	113.86	-95.26	01	PAS	ø5.50mm
A3	95.74	-115.79	01	PAS	ø5.50mm
A2	63.74	-118.06	01	PAS	ø5.50mm
A1	31.67	-120.32	01	PAS	ø5.50mm

Posición de centros respecto de O2

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
C16	62.17	37.42	02	ROSC	M6X0.5mm
C15	38.59	49.59	02	ROSC	M6X0.5mm
C14	16.17	61.15	02	ROSC	M6X0.5mm
C13	3.45	81.35	02	ROSC	M6X0.5mm
C12	-14.96	116.90	02	ROSC	M6X0.5mm
C11	-43.48	138.32	02	ROSC	M6X0.5mm
C10	-79.12	146.15	02	ROSC	M6X0.5mm
C9	-111.93	139.56	02	ROSC	M6X0.5mm
C8	-199.10	59.49	02	ROSC	M6X0.5mm
C7	-197.90	14.16	02	ROSC	M6X0.5mm
C6	-196.71	-31.18	02	ROSC	M6X0.5mm
C5	-167.97	-57.05	02	ROSC	M6X0.5mm
C4	-128.61	-53.42	02	ROSC	M6X0.5mm
C3	-90.45	-56.16	02	ROSC	M6X0.5mm
C2	-53.38	-59.03	02	ROSC	M6X0.5mm
C1	-14.96	-61.59	02	ROSC	M6X0.5mm

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
F2	9.09	35.87	01	ROSC	M6X0.5mm
F1	-89.97	-50.19	01	ROSC	M6X0.5mm
E7	-82.73	-67.62	01	ROSC	M6X0.5mm
E6	-6.11	-66.00	01	ROSC	M6X0.5mm
E5	28.66	-23.40	01	ROSC	M6X0.5mm
E4	35.13	11.60	01	ROSC	M6X0.5mm
E3	-44.91	49.55	01	ROSC	M6X0.5mm
E2	-93.65	35.87	01	ROSC	M6X0.5mm
E1	-103.47	-21.04	01	ROSC	M6X0.5mm
D2	13.03	-61.13	02	CENT	ø6.5+8.0X3
D1	-146.27	125.20	02	CENT	ø6.5+8.0X3
C19	50.49	-43.85	02	ROSC	M6X0.5mm
C18	83.36	-22.52	02	ROSC	M6X0.5mm
C17	88.19	14.16	02	ROSC	M6X0.5mm

DESIGNAC.	MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A1	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/-0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm Otras sin especificar: +/-0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		GENERAL RUGOSIDAD 12,5	
	TIPO		RUGOSIDAD 3,2	
	ORIGEN			
	COEF.EXP			

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

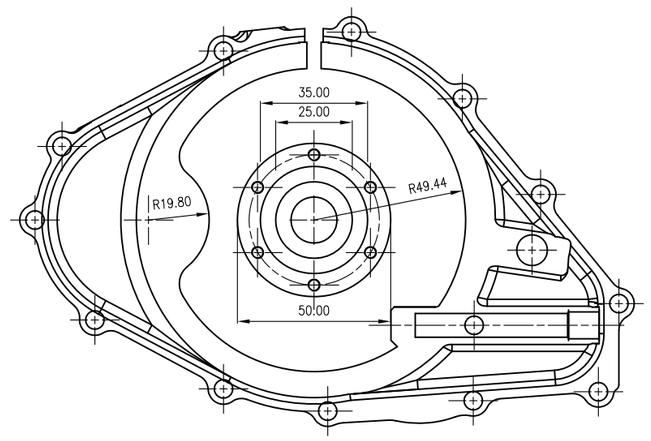
Escala	Semicárter (D)	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
1:2		UNE-EN ISO 6410-2

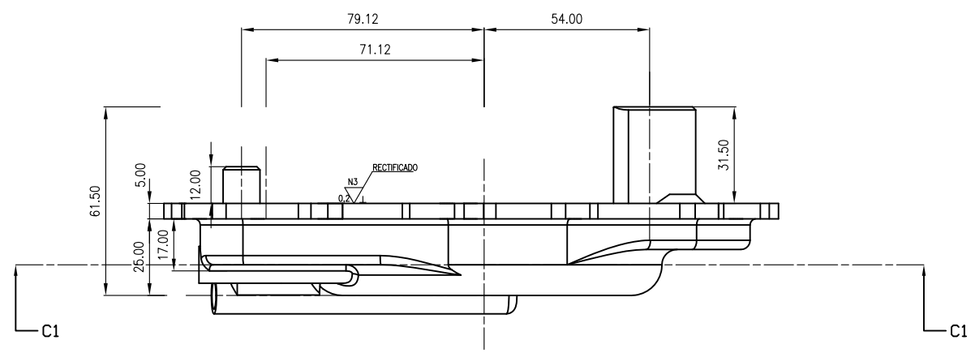
CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 2 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

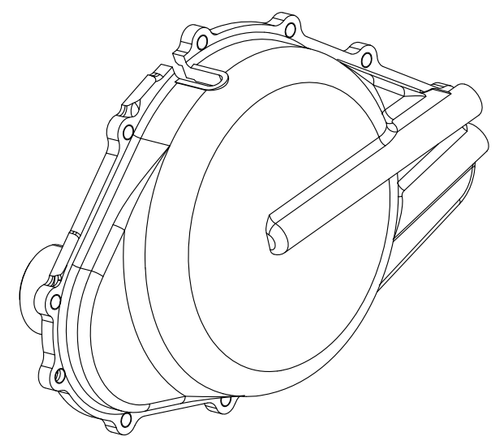
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

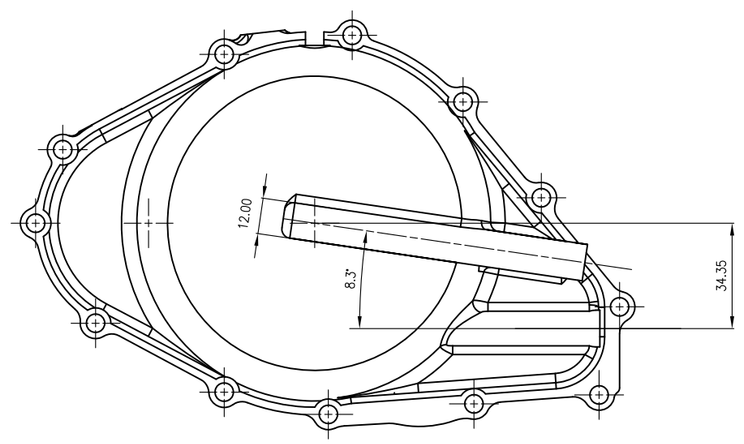
VISTA POR C1

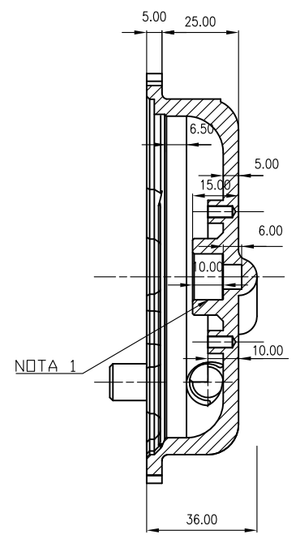


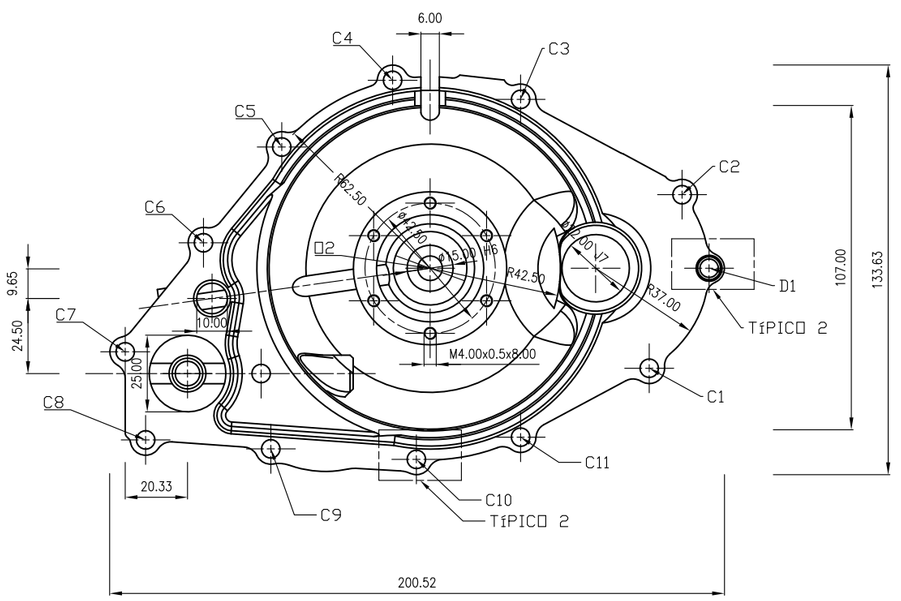


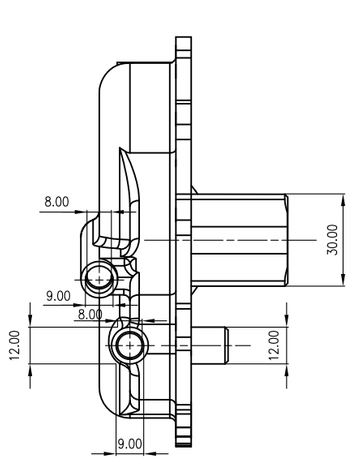
VISTA ISOMETRICA





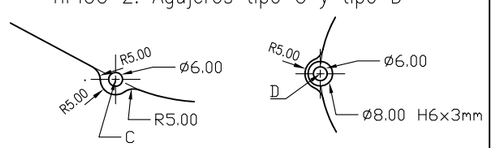






LEYENDA:
PAS: Pasante
ROSC: Roscado
CENT: Centrador

TÍPICO 2: Agujeros tipo C y tipo D



Posición de centros respecto de 02

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
D1	−90.00	0.00	02	CENT	ø6.00+8X3mm
C11	−25.92	−55.09	02	PAS	ø6.00mm
C10	4.47	−62.34	02	PAS	ø6.00mm
C9	51.96	−58.93	02	PAS	ø6.00mm
C8	92.77	−56.00	02	PAS	ø6.00mm
C7	99.45	−27.27	02	PAS	ø6.00mm
C6	73.92	8.32	02	PAS	ø6.00mm
C5	48.39	39.55	02	PAS	ø6.00mm
C4	12.23	61.30	02	PAS	ø6.00mm
C3	−29.51	55.69	02	PAS	ø6.00mm
C2	−82.17	24.00	02	PAS	ø6.00mm
C1	−41.47	−32.61	02	PAS	ø6.00mm

NOTAS:

Todos los diámetros de cajera donde se insertan rodamientos, llevan ajuste de prensado sin permitir giro ni desplazamiento.
Todos los ángulos interiores y exteriores se redondean con un radio de 3mm salvo otra especificación.

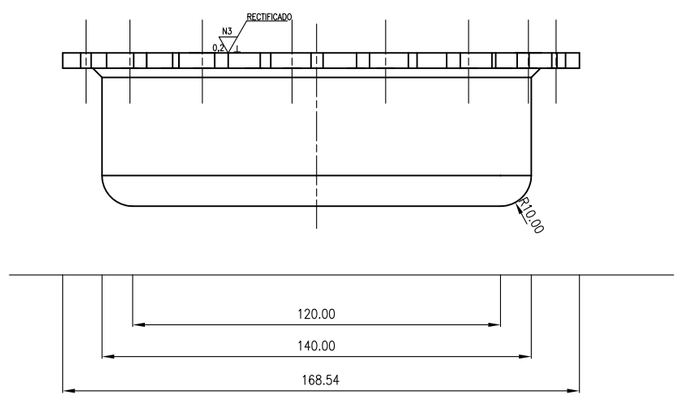
Todos los agujeros pasantes llevan chaflán de 0.5x0.5mm si son de menos de ø50.00 y de 1mm si son de más. Los insertos de los rodamientos llevan chaflán de 1x1mm.

Nota1: Recubrimiento de Babitt de 0,05mm de grosor como mínimo

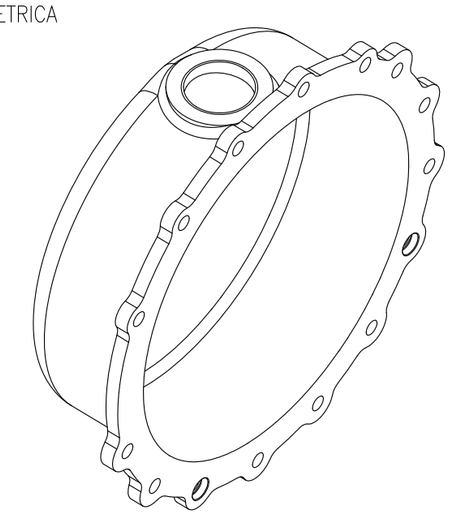
DESIGNAC. MATERIAL	ALUMINIO 7034−T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A2	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES: GENERAL, ROSCAS, FRESADO, ROSCADO	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL: Longitudinal en ejes: +/−0.1mm; Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm; Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:2	Tapa IZDA	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 3 REVISIÓN A

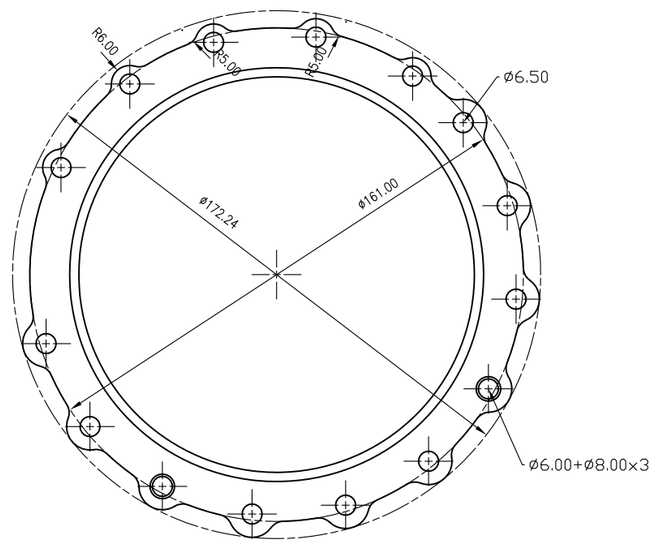
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

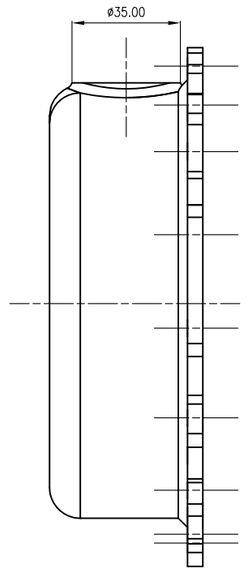
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

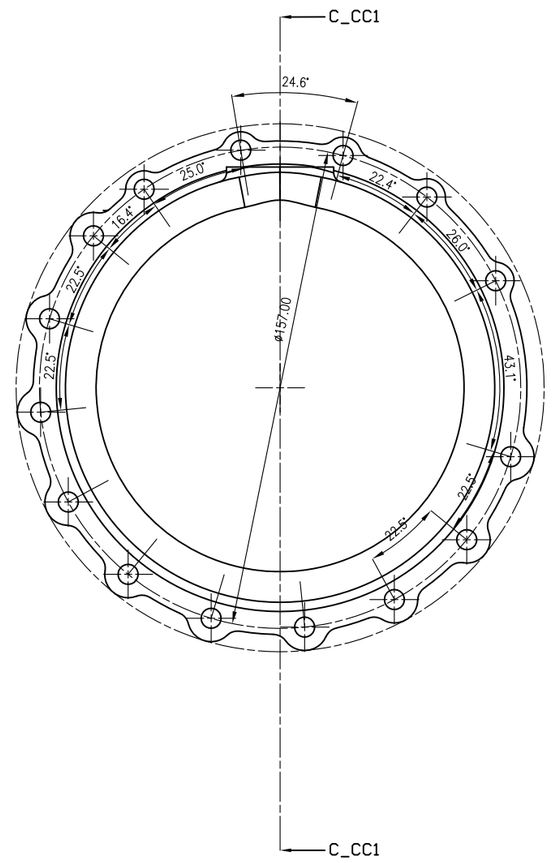


VISTA ISOMETRICA

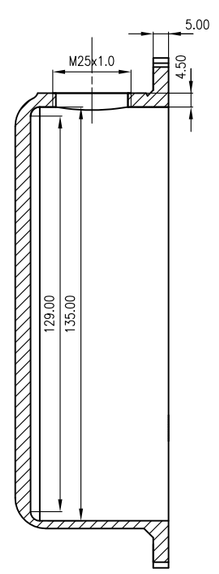








VISTA POR C_CC1



NOTAS:

Todos los diámetros de cajera donde se insertan rodamientos, llevan ajuste de prensado sin permitir giro ni desplazamiento.
Todos los ángulos interiores y exteriores se redondean con un radio de 3mm salvo otra especificación.

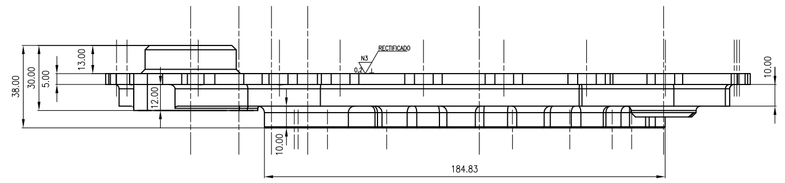
Todos los agujeros pasantes llevan chaflán de 0.5x0.5mm si son de menos de ø50.00 y de 1mm si son de más. Los insertos de los rodamientos llevan chaflán de 1x1mm.

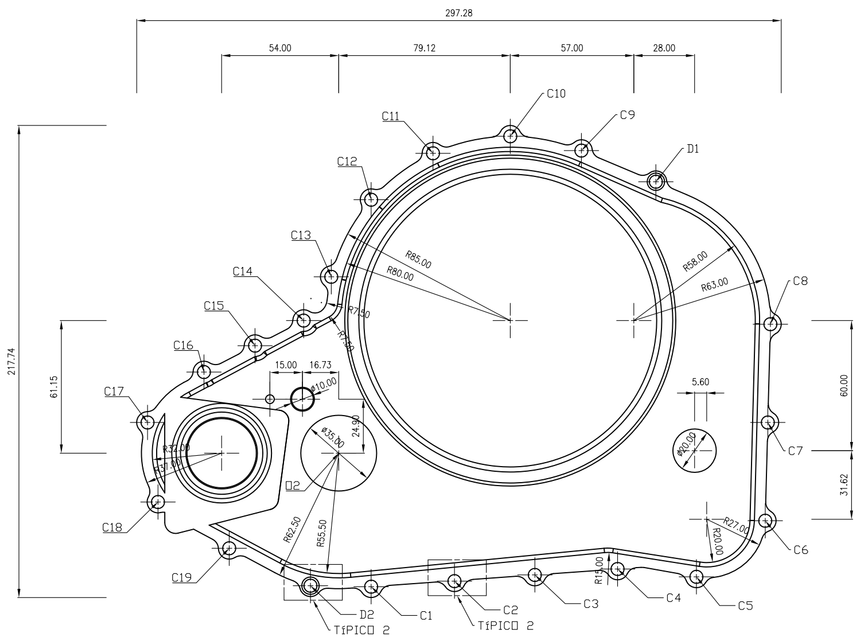
Nota1: Recubrimiento de Babitt de 0,05mm de grosor como mínimo

DESIGNAC. MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: ERSADO N4 / ROSCAS: ROSCADO N4	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre		UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:2	Tapa EMBRAGUE		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 4 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

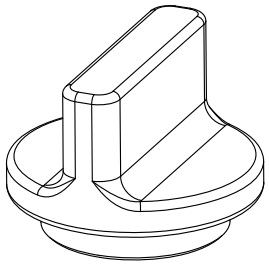
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

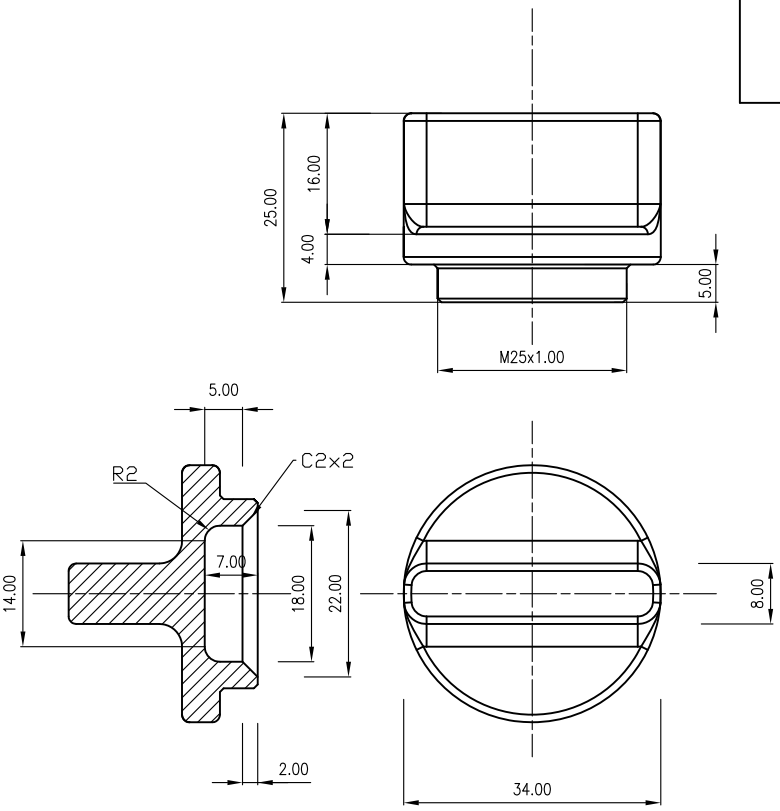



297.28
54.00
79.12
57.00
28.00
217.74
61.15
60.00
31.82
C1
C2
C3
C4
C5
C6
C7
C8
C9
C10
C11
C12
C13
C14
C15
C16
C17
C18
C19
D1
D2
TIPICO 2
TIPICO 2
Ø85.00
Ø80.00
Ø58.90
Ø63.00
Ø50.00
Ø37.00
Ø30.00
Ø55.50
Ø62.50
R5.00
R5.00
R5.00
15.00
16.73
5.60
25.40
4.50
3.50
3.50
3

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Polietileno		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:1

Tapón de aceite

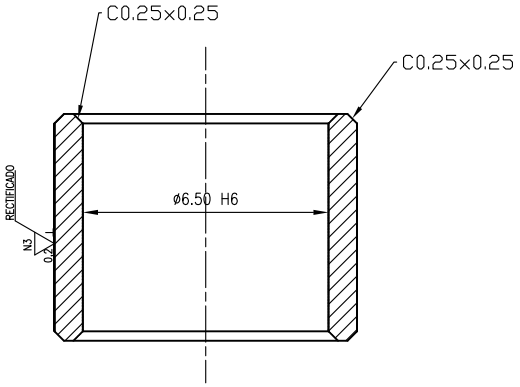
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 6	REVISIÓN A

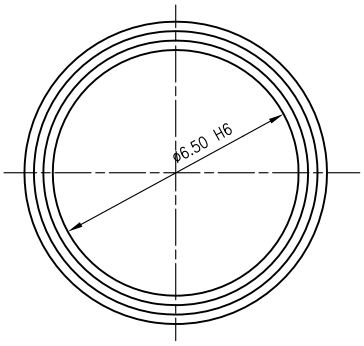
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

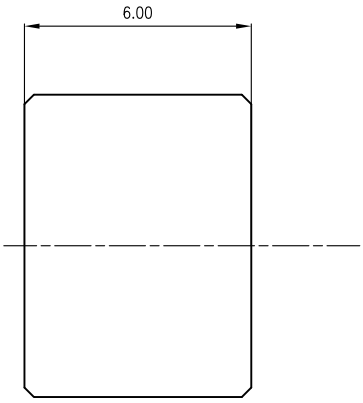
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 5:1

Centrador

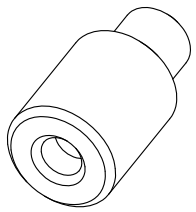
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

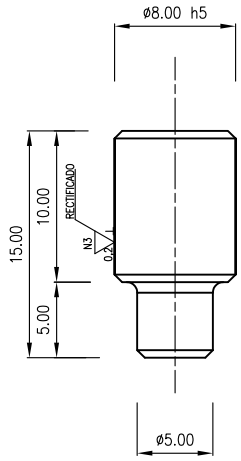
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 7	REVISIÓN A

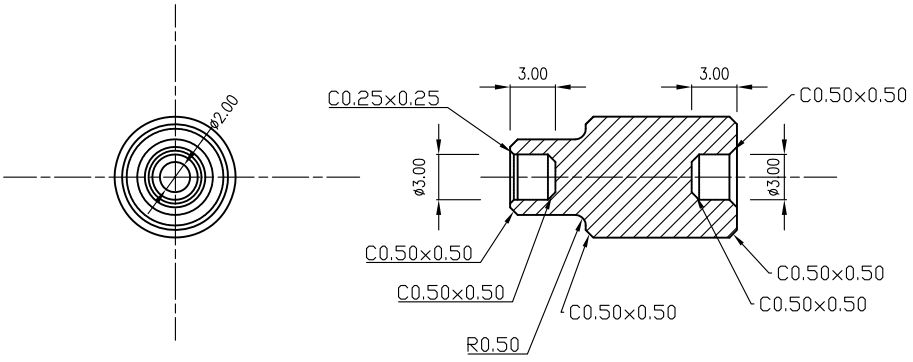
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	ROSCAS ROSCADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Bulón presostato

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 8	REVISIÓN A

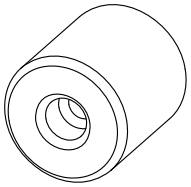
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

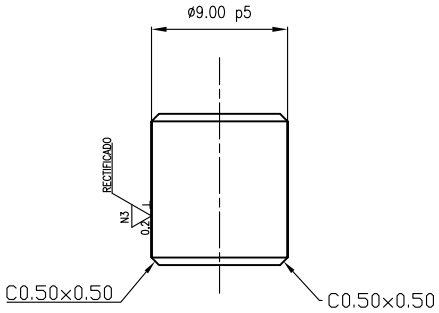
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

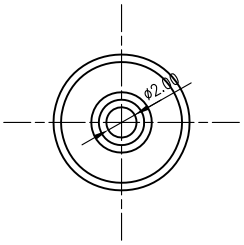
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

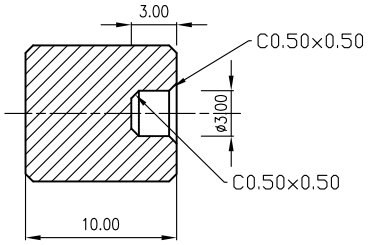
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

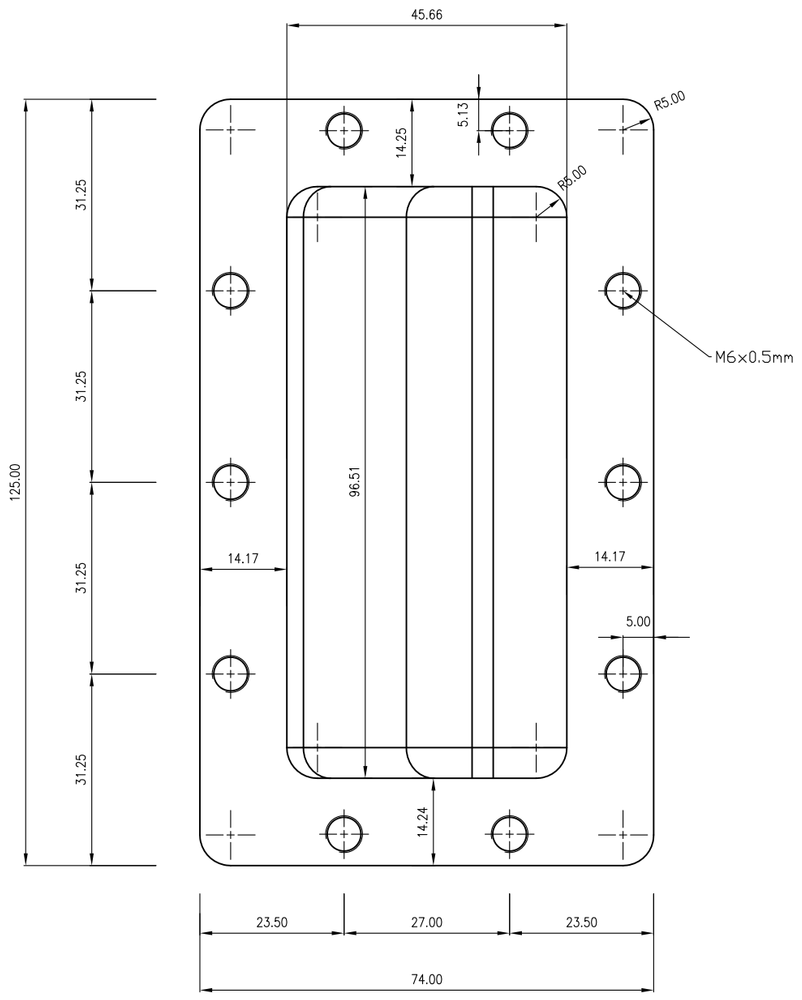
Bulón cierre (tapa IZDA)

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

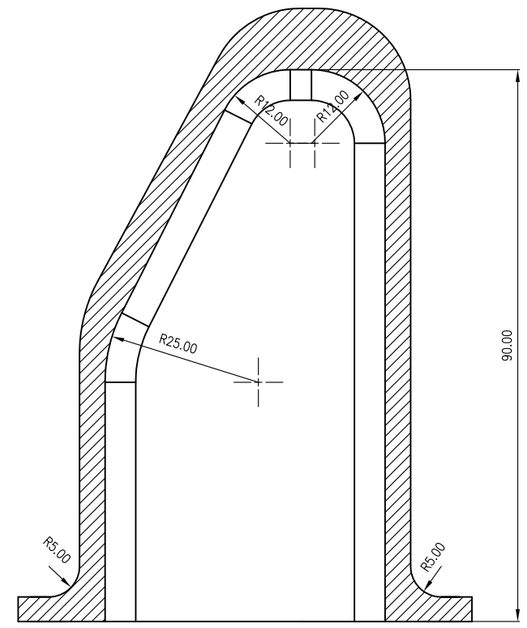
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
9	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

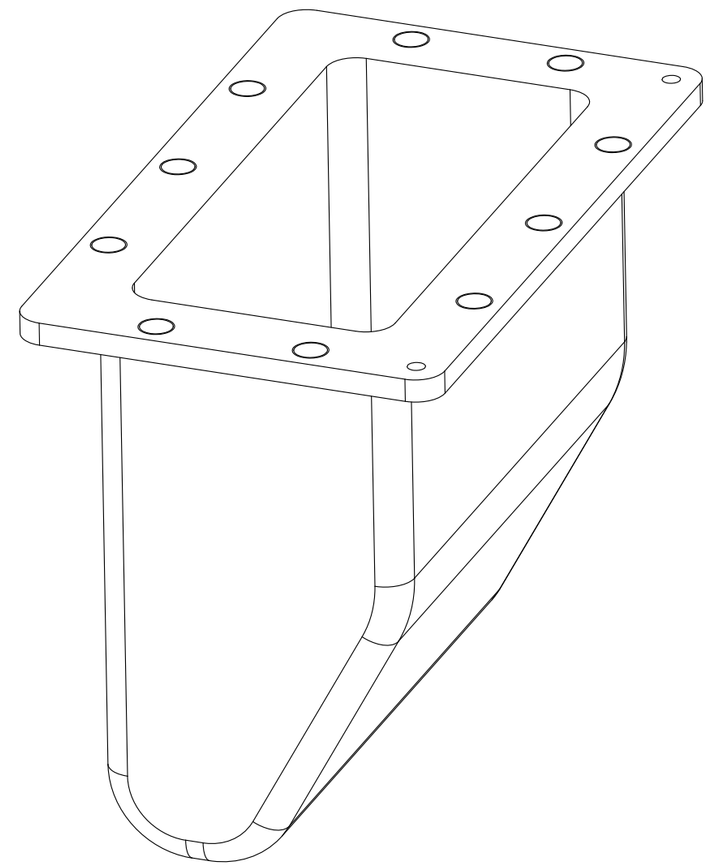
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

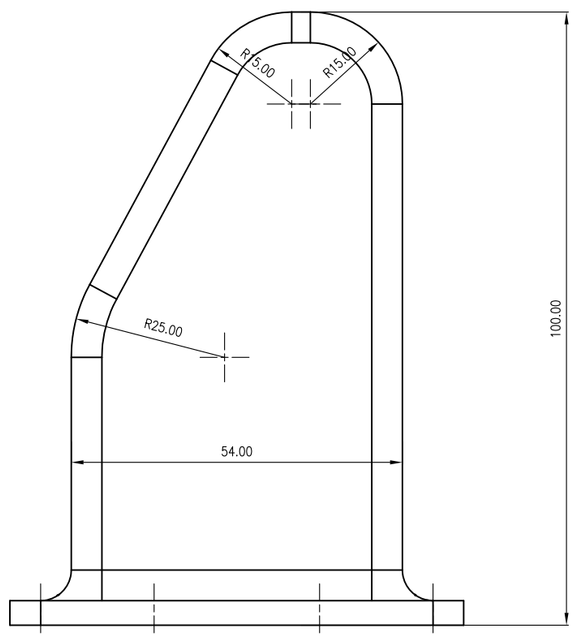


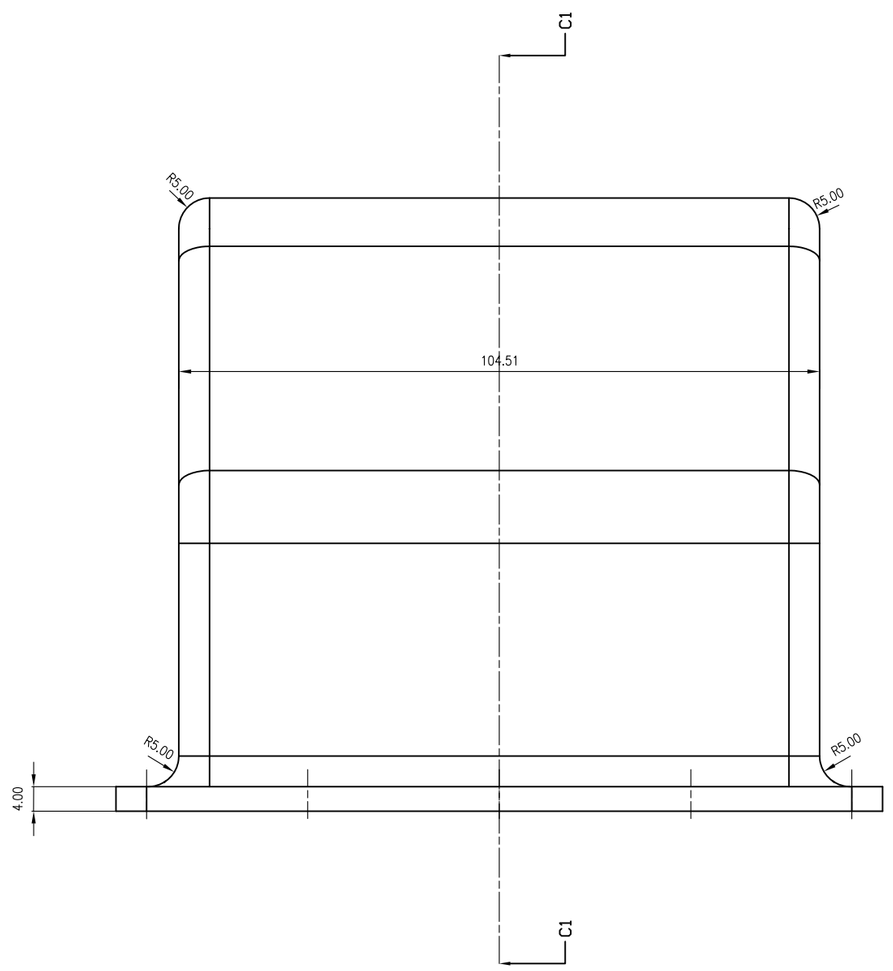
VISTA POR C1



VISTA ISOMETRICA





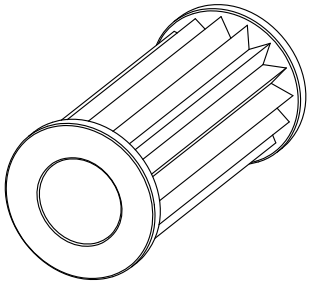


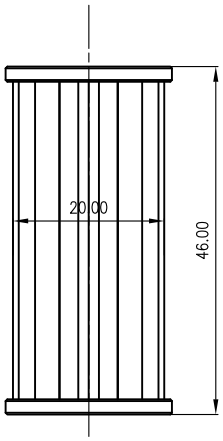
DESIGNAC. MATERIAL		Acero AISI 301		
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: FRESADO Ra 6.3; ROSCAS: ROSCADO Ra 0.2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Carter		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 10 REVISIÓN A

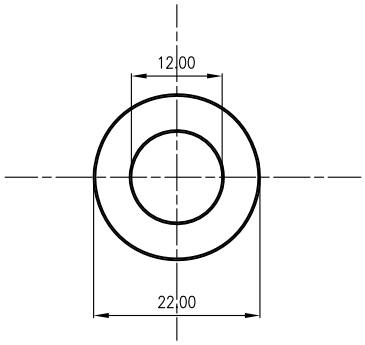
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Según Fabricante (medidas tipo especificadas para cualquier fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Filtro Aceite

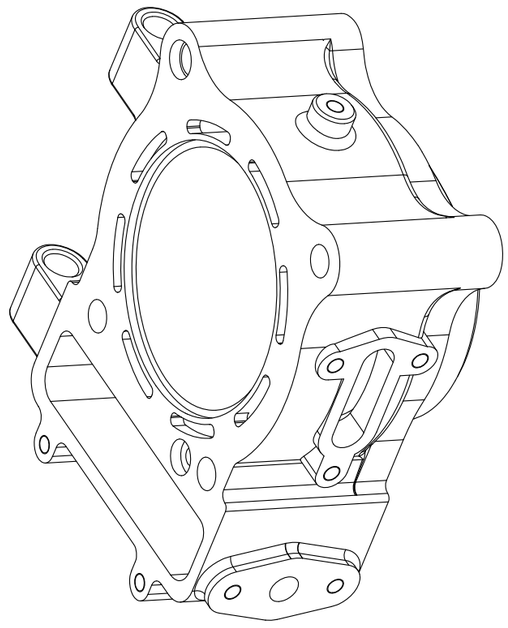
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

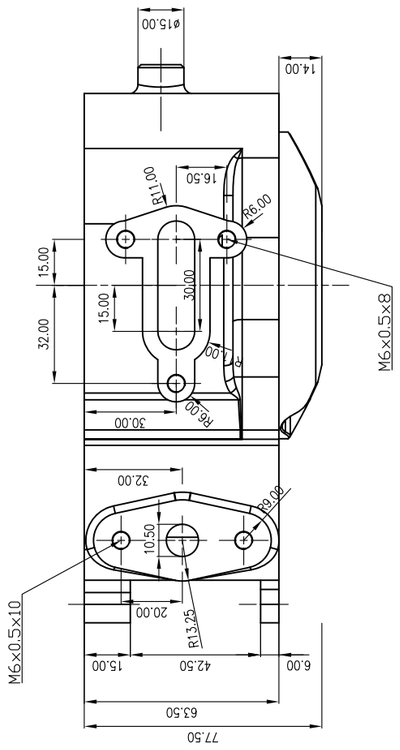
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 11	REVISIÓN A

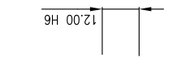
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

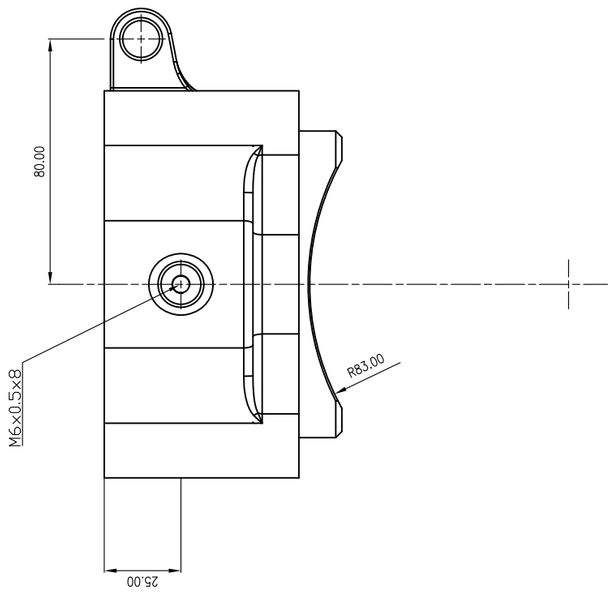
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA

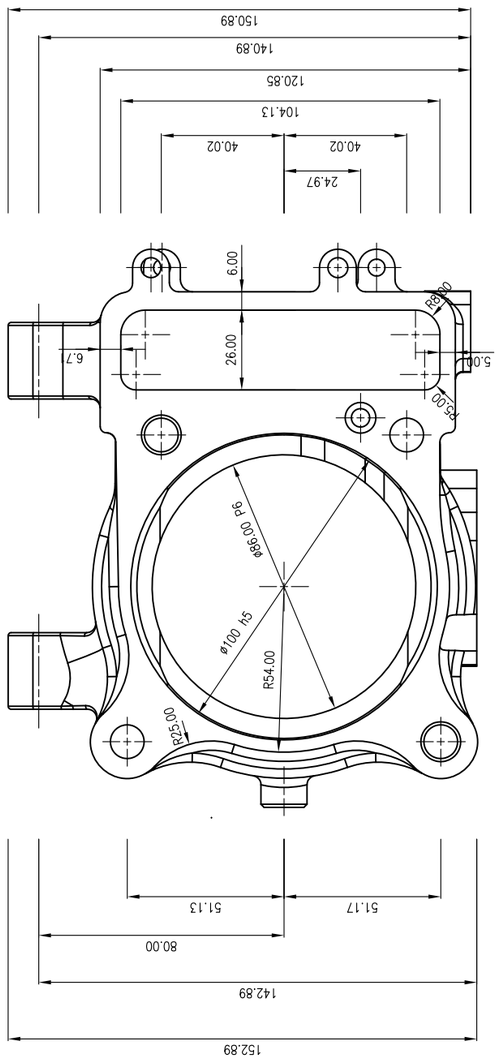


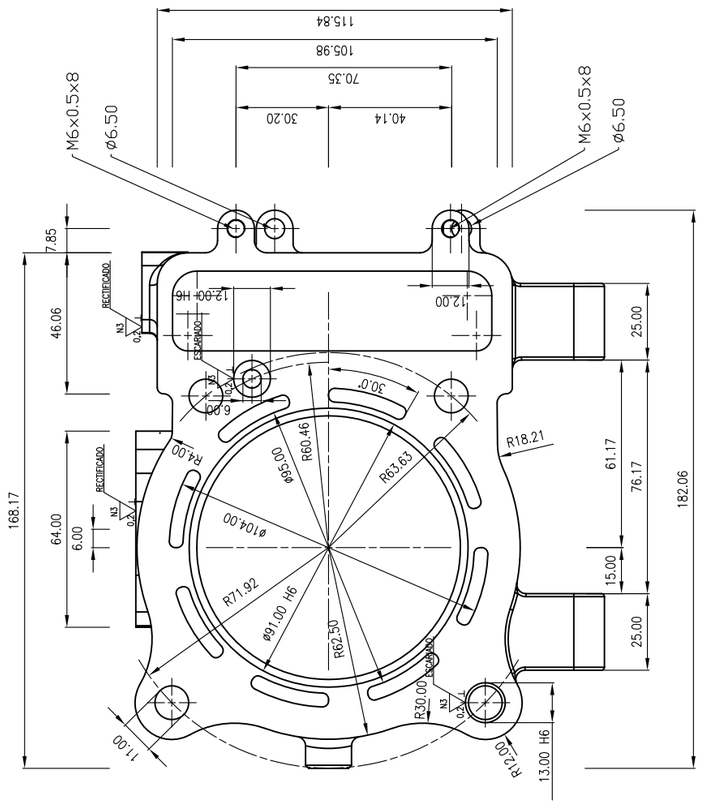


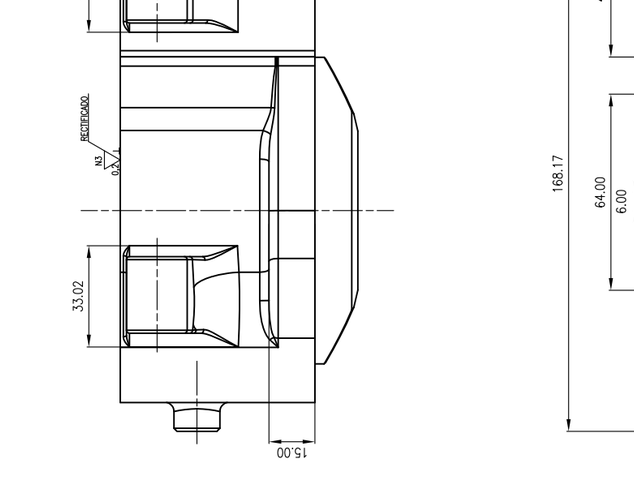




DESIGNAC. MATERIAL		Aluminio 7034-T6 (Según especificaciones en ficha)			
	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
	LIM.ELA			Longitudinal en ejes: +/−0.1mm	TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
	TIPO		ROSCAS GENERAL	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm	"Diseño de un motor alternativo
	ORIGEN		N6 FRESADO	Otras sin especificar: +/−0.02mm	de combustión para Moto3"
	COEF.EXP		N6 ROSCADO	(Otras especificadas)	
		Fecha	Nombre		
Dibujado		26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN	CURSO: 2015/2016
S.normas				UNE-EN ISO 6410-2	CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
Escala	1:2				PLANO Nº 12 REVISIÓN A
Tamaño	A2				Bloque Motor



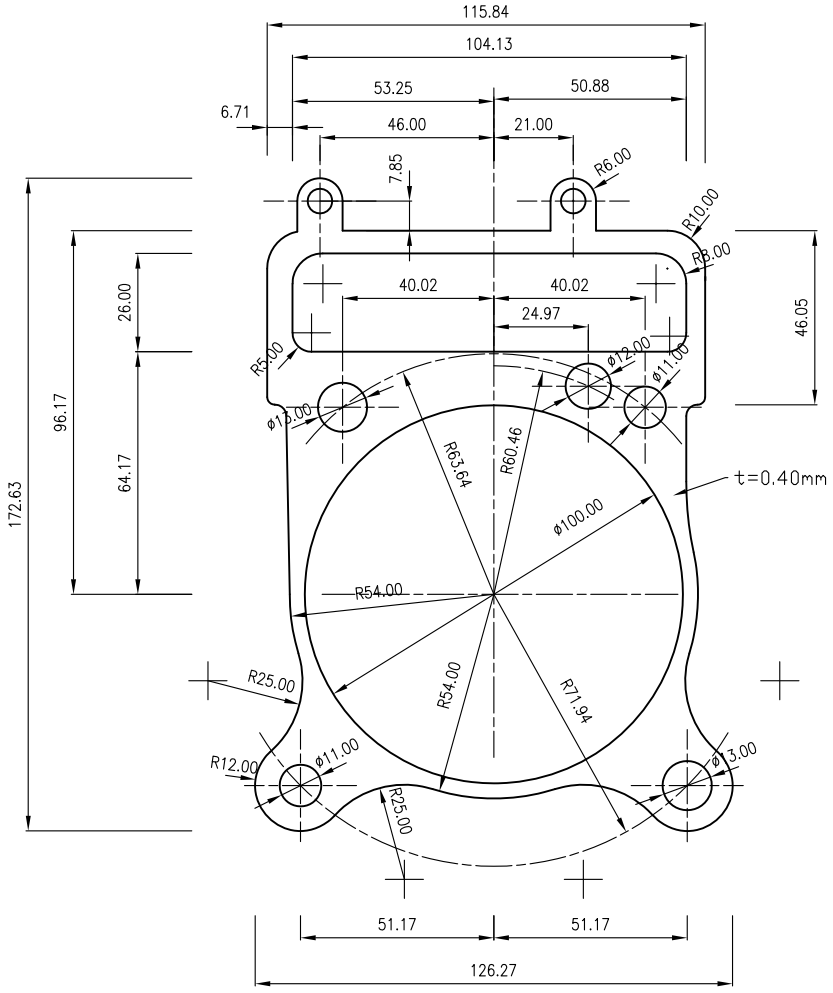




VISTA POR C1

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio+Cobre (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Junta Bloque

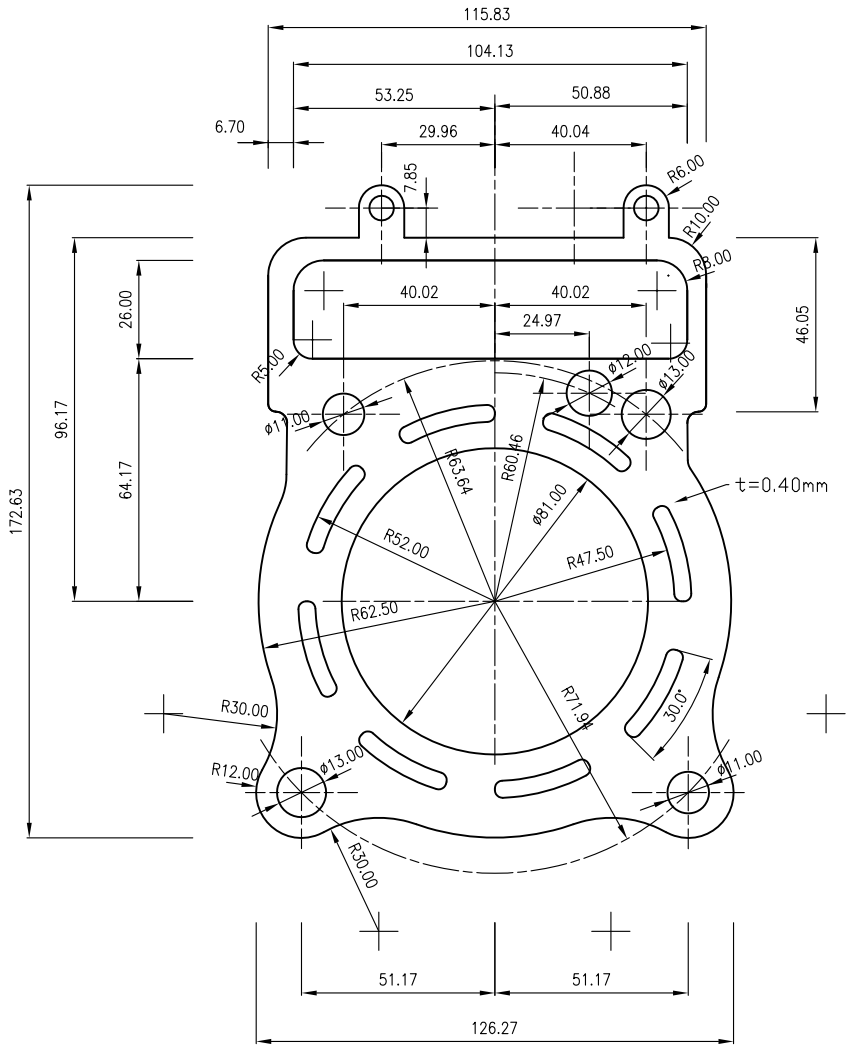
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 13	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio+Cobre (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL TORNEADO N4 0,2 ROSCAS ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

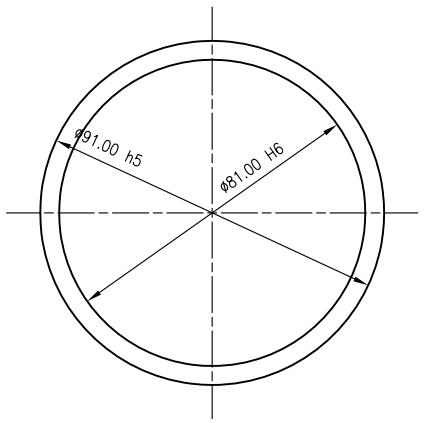
Junta Culata

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

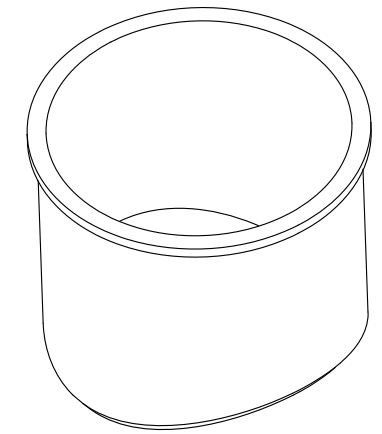
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 14	REVISIÓN A

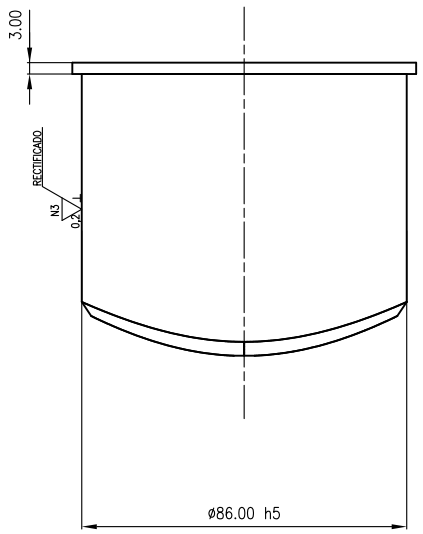
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

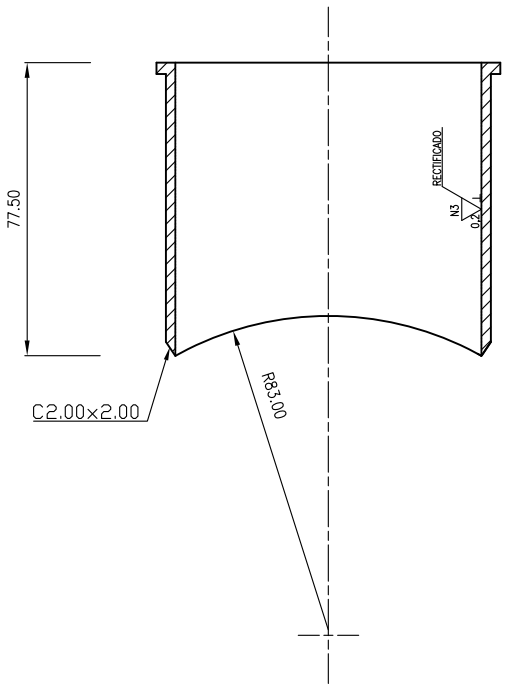
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



VISTA ISOMETRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según ficha de especificaciones)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

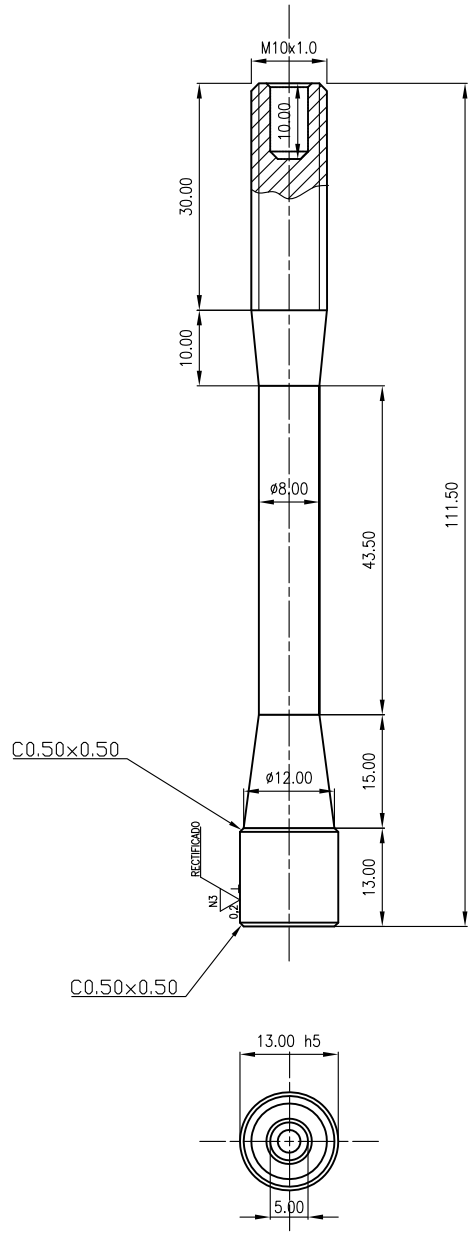
	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2	Camisa
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 15	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



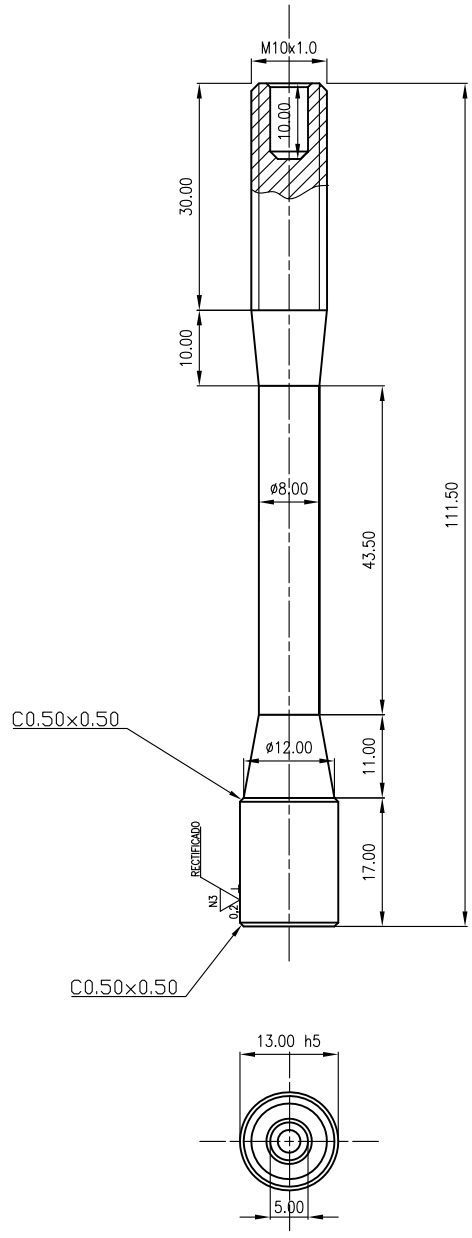
DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Perno 1−1	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 16 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

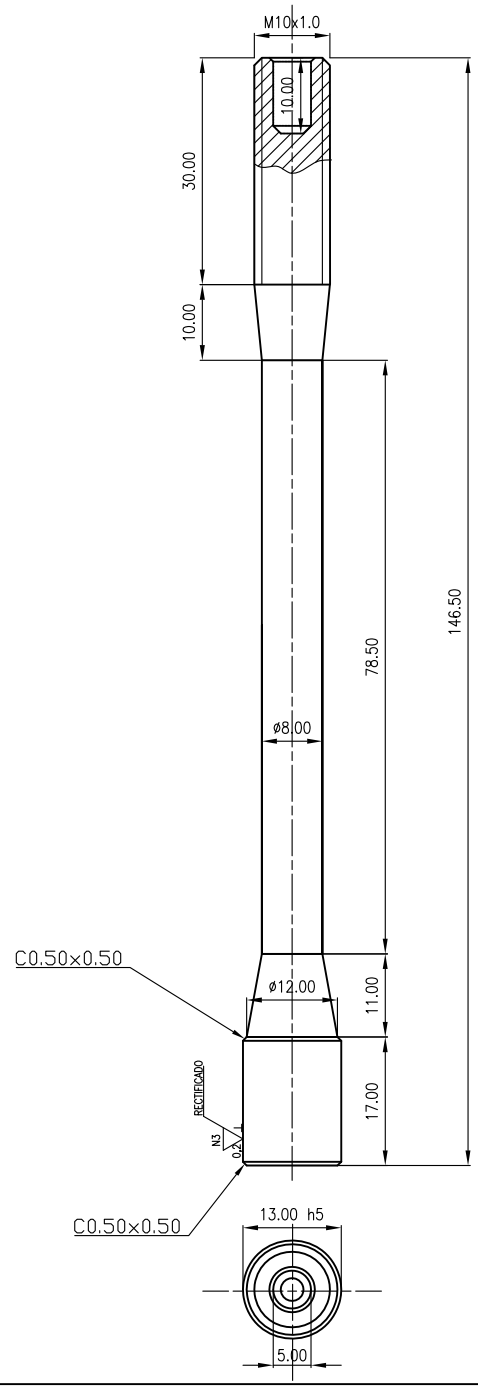
Perno 1-2

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 17	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

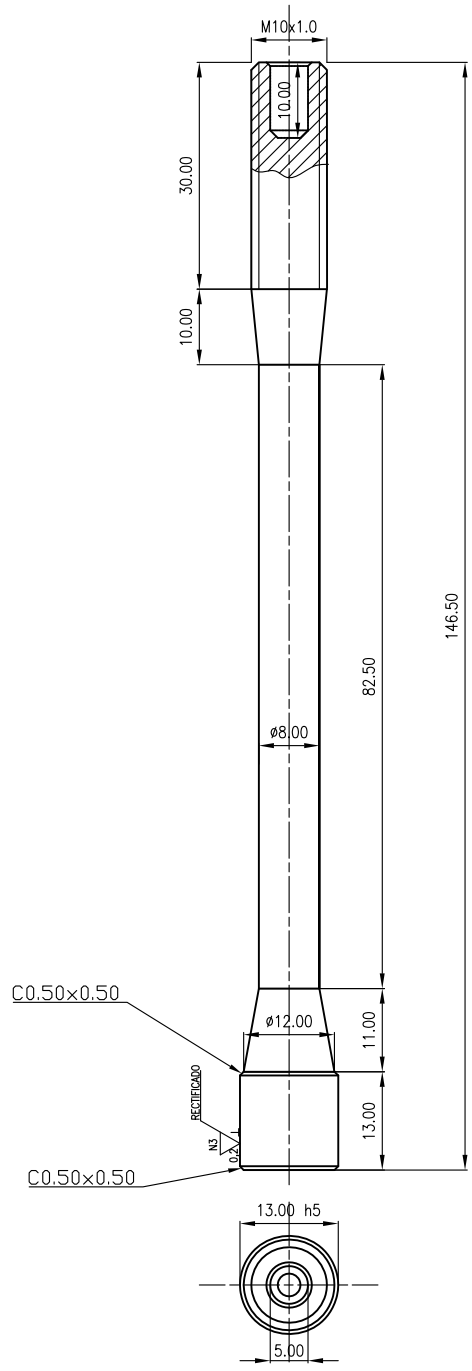
Perno 2-1

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 18	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

ROSCAS: ROSCADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Perno 2-2

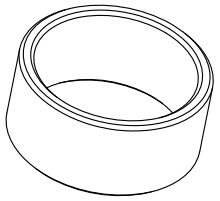
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

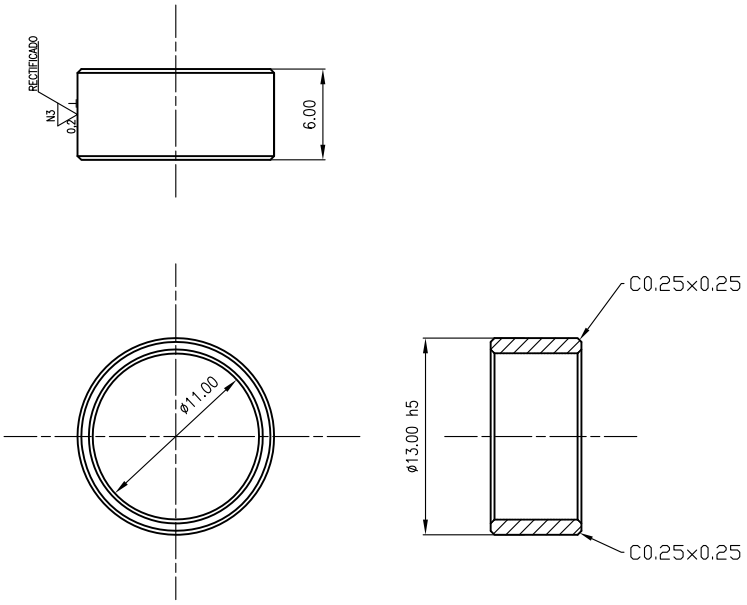
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
19	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Centrador Bloque Culata (1)

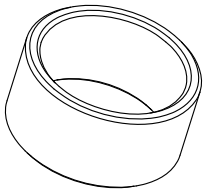
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

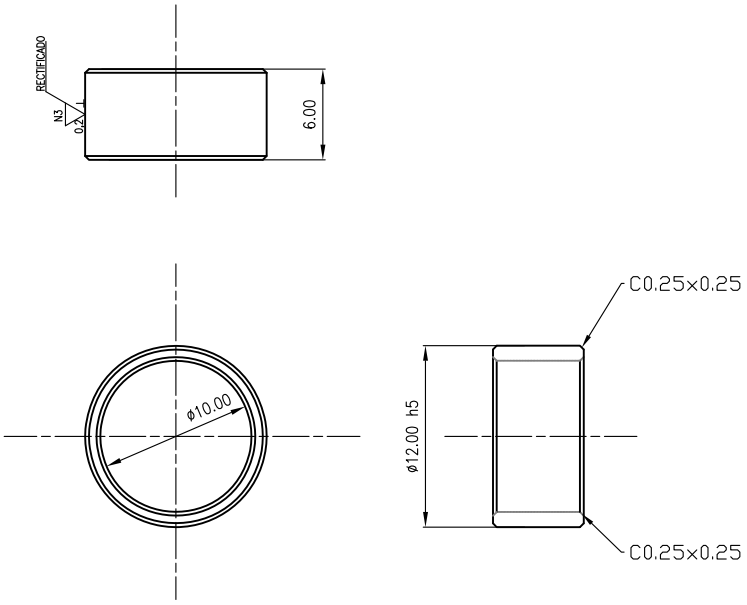
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 20	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Centrador Bloque Culata (2)

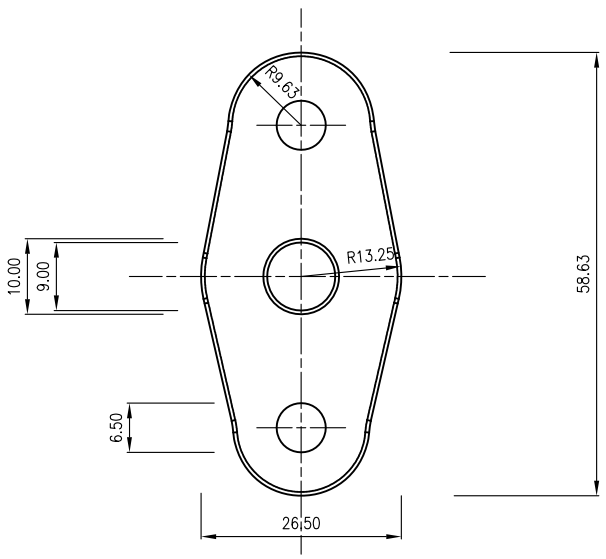
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 21	REVISIÓN A

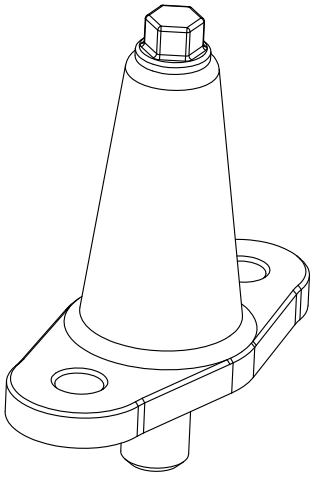
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

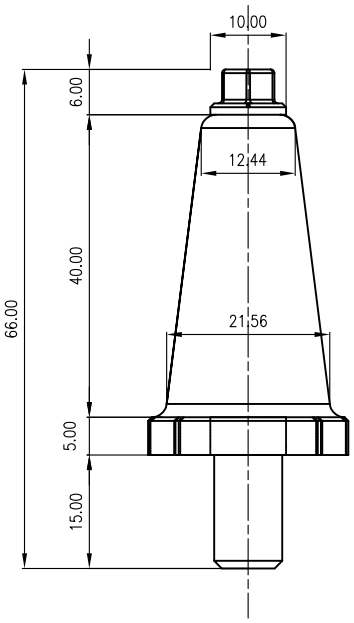
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

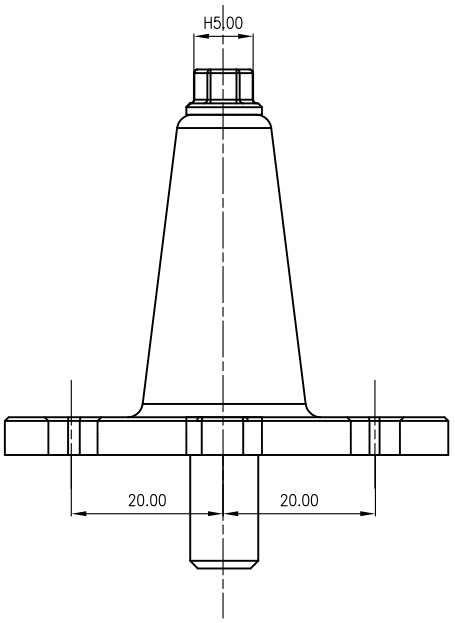
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio 7034-T6

Tamaño A4	DENSIDAD	
	LIM.ELA	
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: FRESADO N4 (0,2)

ROSCAS: ROSCADO N4 (0,2)

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:1

Tensor Cadena Distribución

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

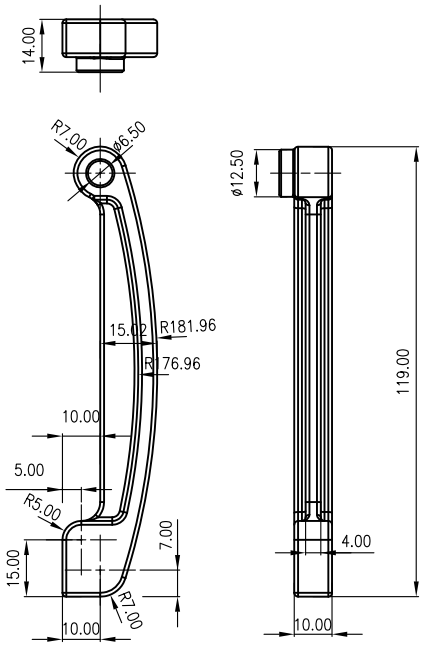
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 22	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio 7034−T6		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Patín Cadena Distribución

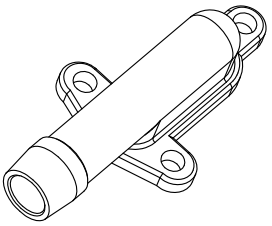
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

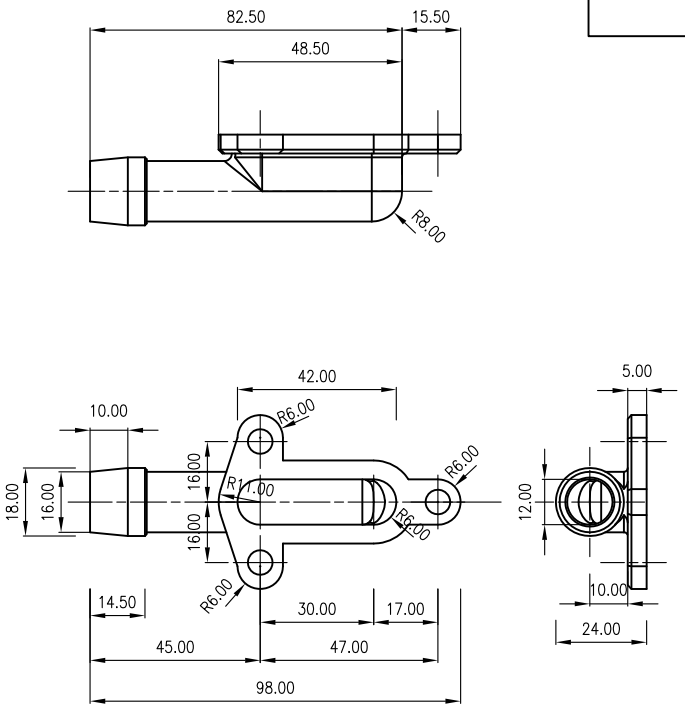
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 23	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio 7034-T6		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Brida circuito refrigeración

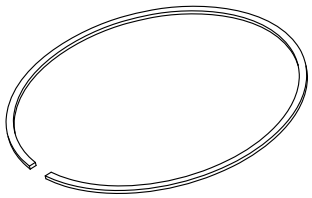
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2

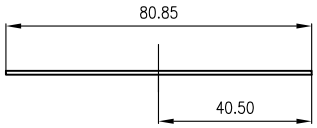
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº: 24	REVISIÓN: A

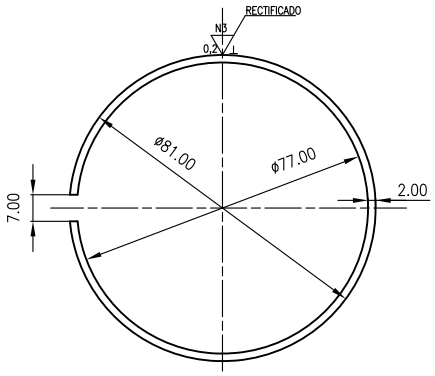
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

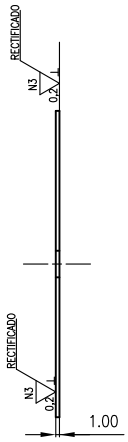
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Aro pistón superior

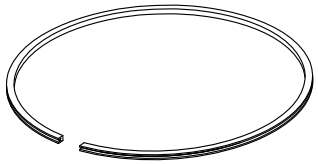
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

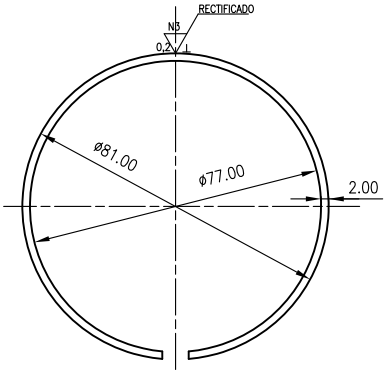
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 25	REVISIÓN A

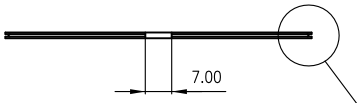
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA

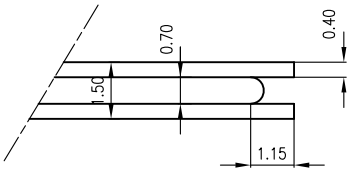








Detalle 1: Escala 5:1



DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Aro pistón inferior

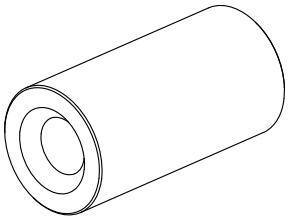
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

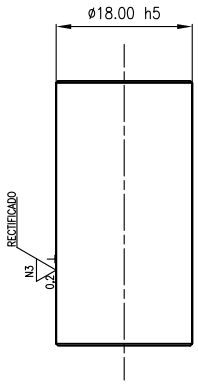
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 26	REVISIÓN A

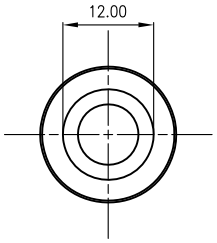
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

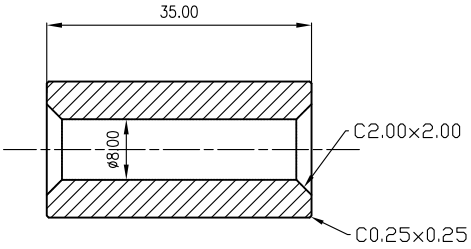
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Bulón pistón

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2

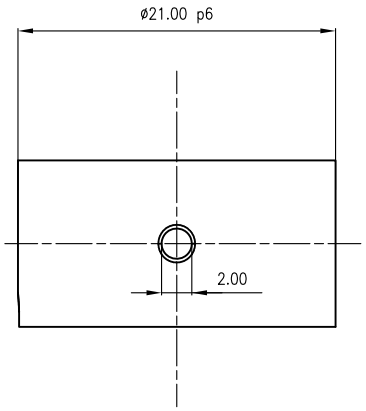
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 27	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

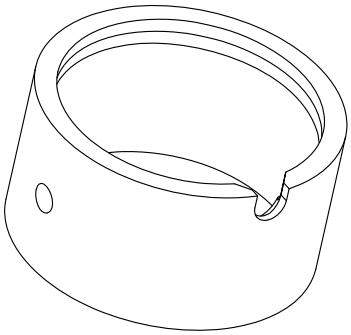
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

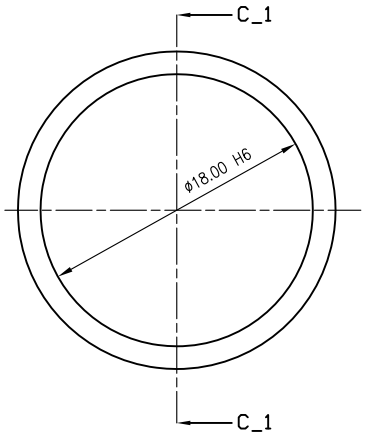
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

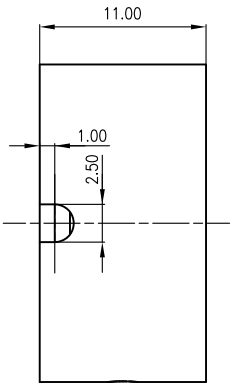
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



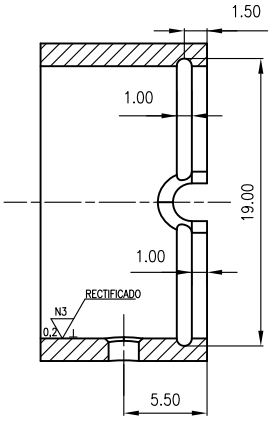
VISTA ISOMÉTRICA







VISTA POR C_1



DESIGNAC. MATERIAL	Babbitt (Según especificación en ficha)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Cojinetes pistón

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 28	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

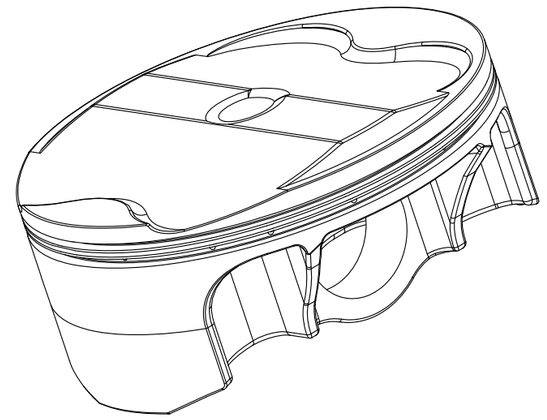
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

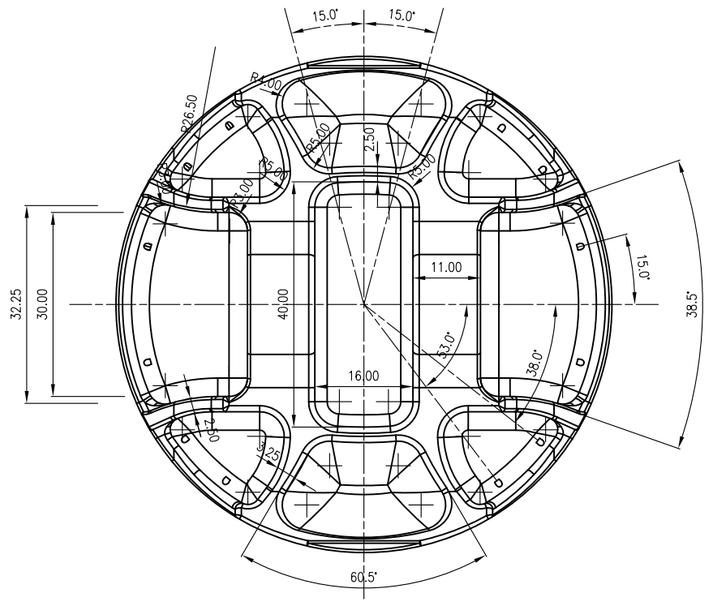
NOTAS:

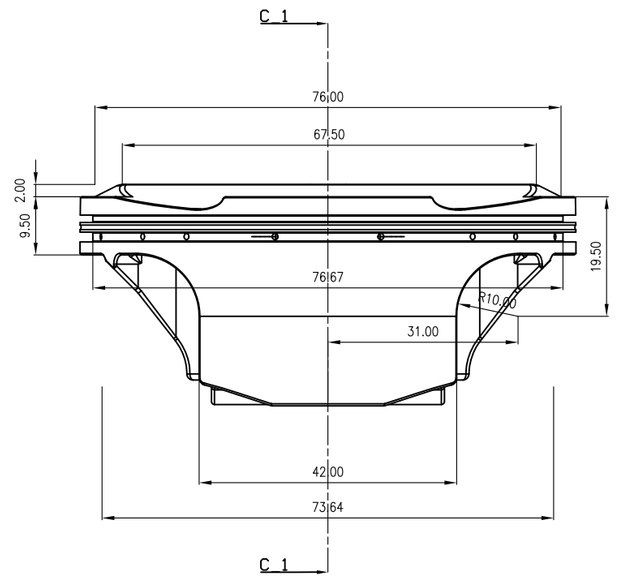
Todos los agujeros pasantes llevan chaflán de 0.5x0.5mm si son de menos de ø50.00 y de 1mm si son de más. Los insertos de los rodamientos llevan chaflán de 1x1mm.

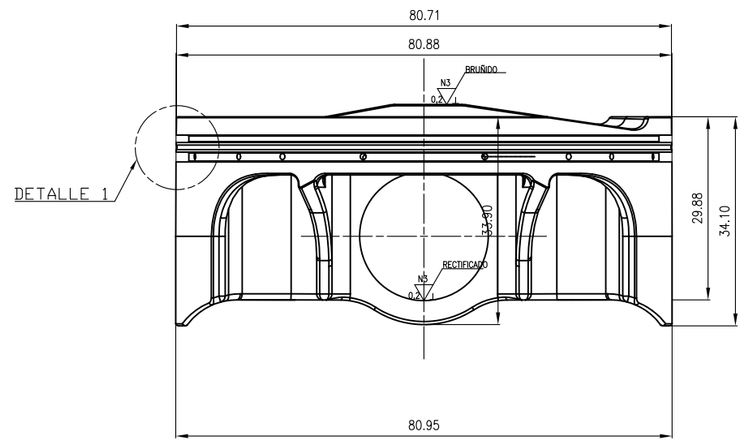
Nota1: Recubrimiento de Nikasil en toda la cara del cielo del pistón, 0,5um.

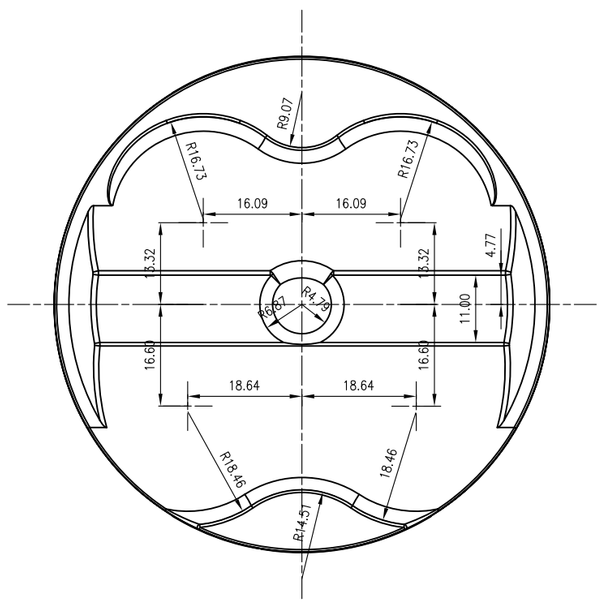
VISTA ISOMETRICA



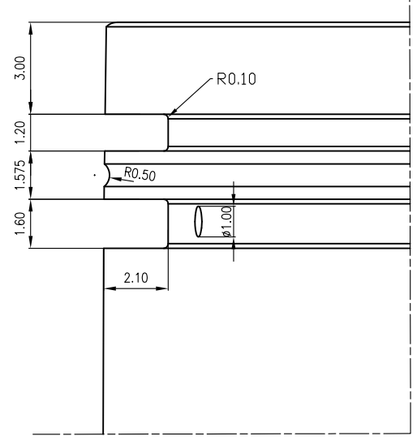




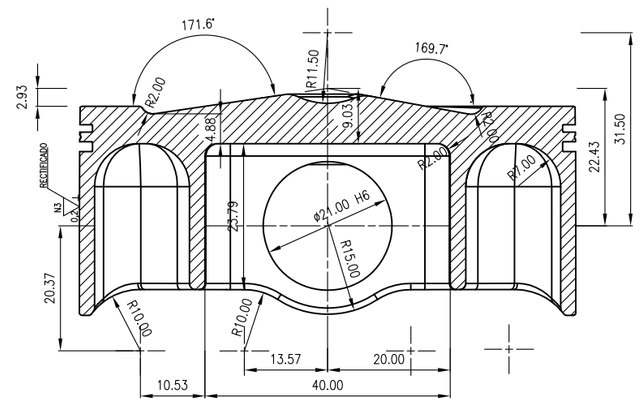




DETALLE 1: Escala 5:1



VISTA POR C_1

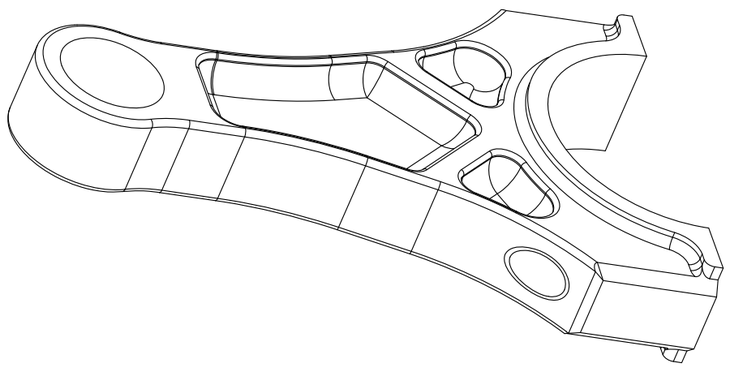


DESIGNAC. MATERIAL		Aluminio 7034-T6 (Según especificaciones en ficha)		
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,8; ROSCAS: ROSCADO N4 0,8	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre		UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1 : 1	Pistón		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 29 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA



DESIGNAC.	MATERIAL	Titanio Ti-6Al-4V G6	
	DENSIDAD		
Tamaño A2	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL N8 0.2√

ROSCAS

FRESADO N8 0.2√

ROSCADO N8 0.2√

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

CURSO: 2015/2016

CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)

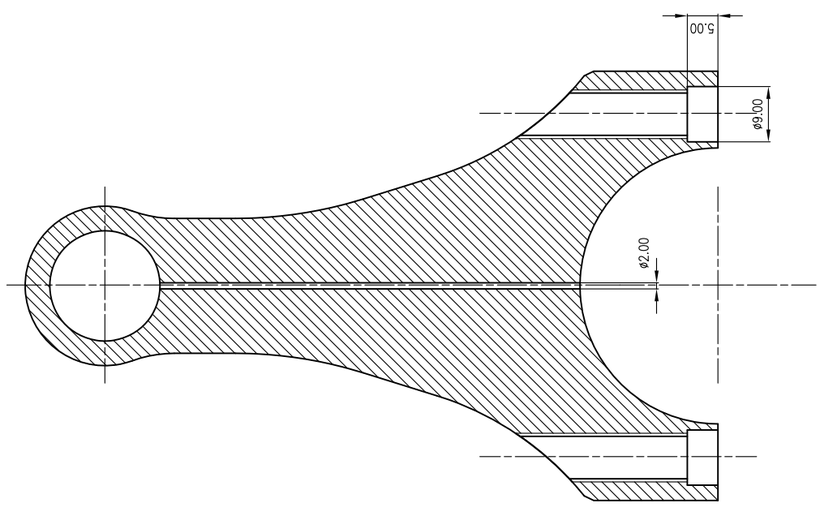
PLANO Nº 30 REVISIÓN A

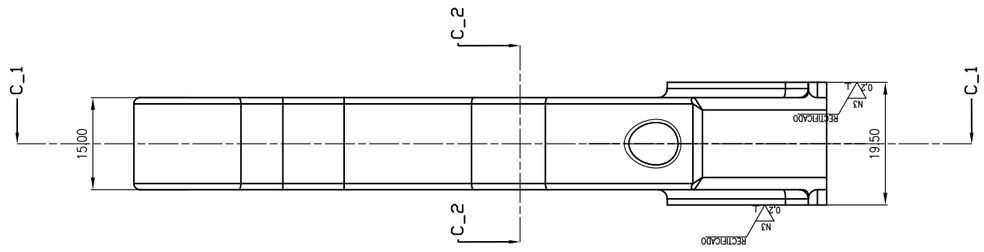
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

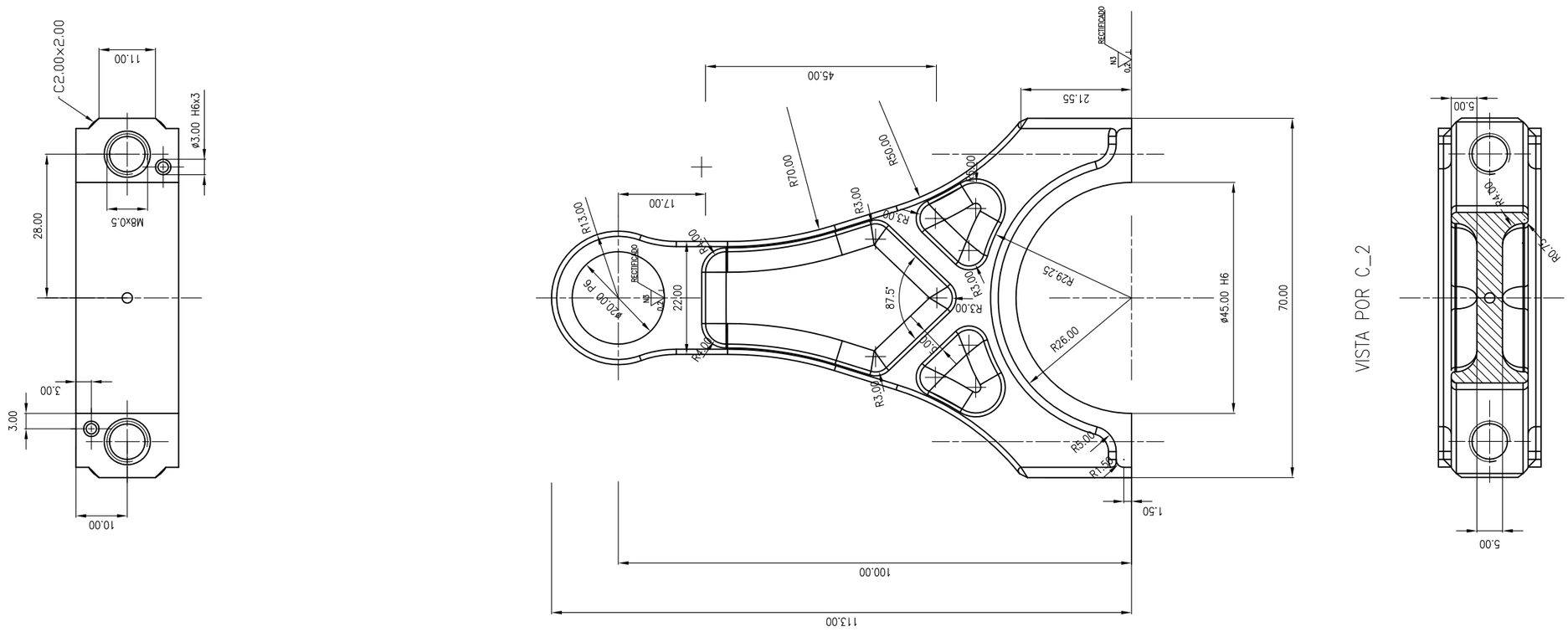
Escala 1 : 1

Biela

VISTA POR C_1



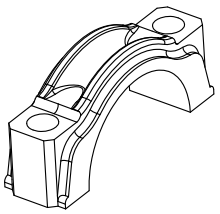


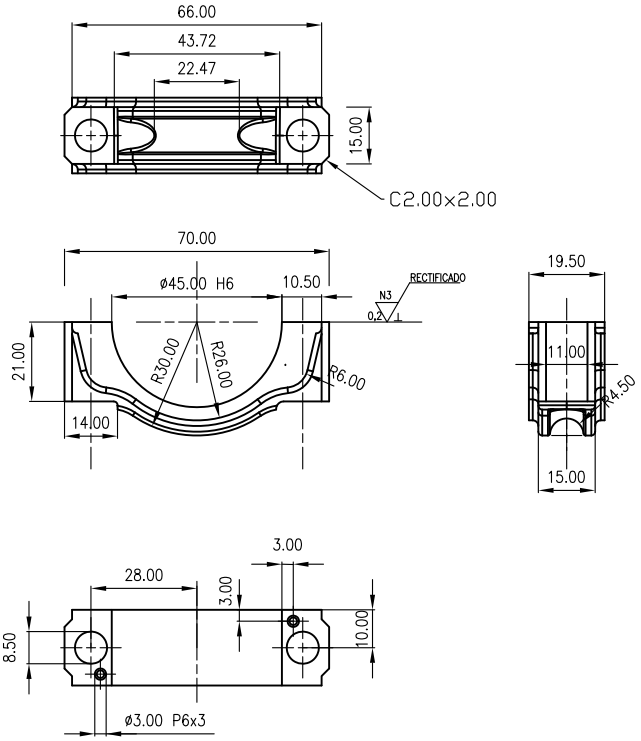


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Titanio Ti−6Al−4V G6		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: FRESADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

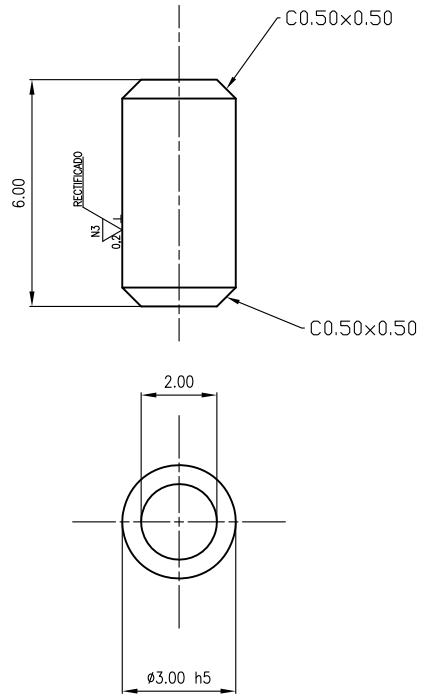
Cierre Biela

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 31	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 5:1	Centrador Biela	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 32 REVISIÓN A

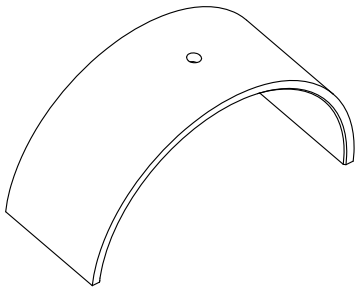
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

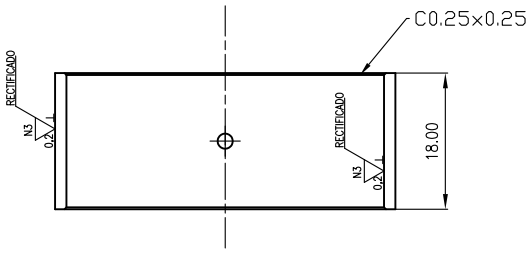
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

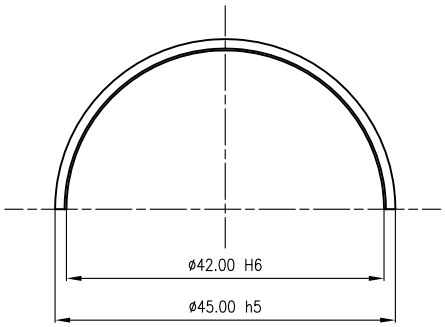
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

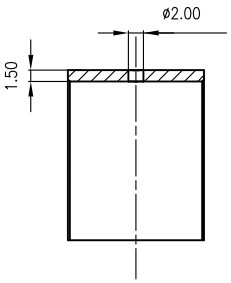
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Babbitt (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Cojinete cabeza biela (1)

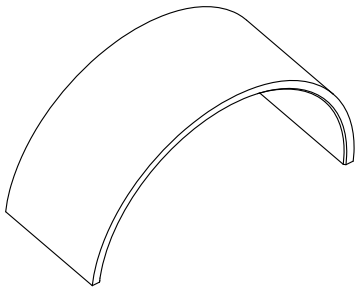
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

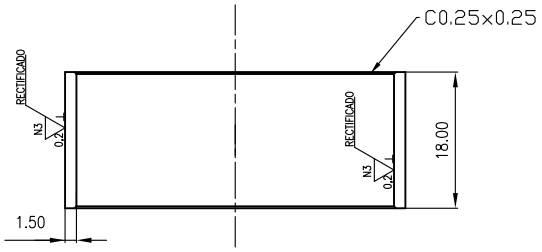
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 33	REVISIÓN A

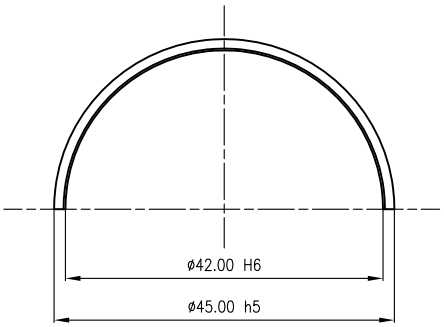
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Babbitt (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Cojinete cabeza biela (2)

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 34	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

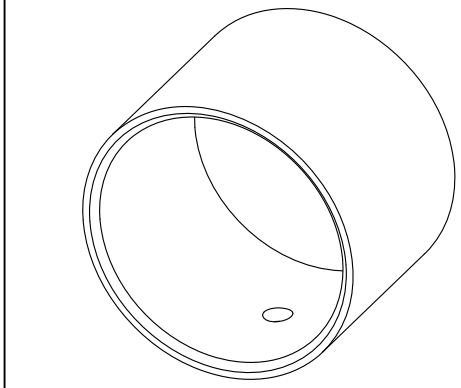
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

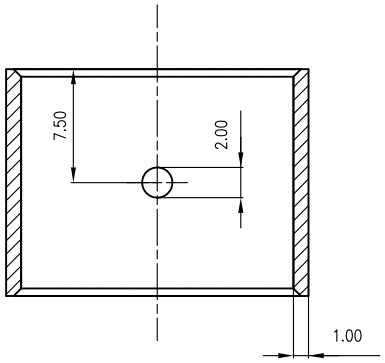
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

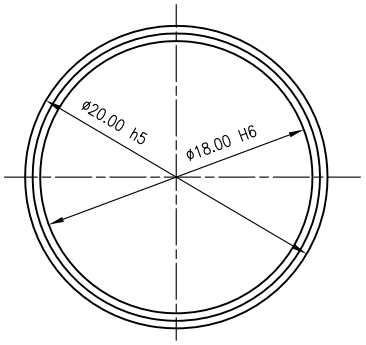
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

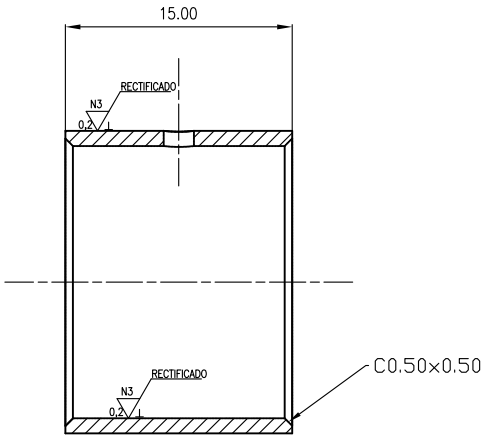
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Babbitt (Según fabricante)
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

ROSCAS: ROSCADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Cojinete pie biela

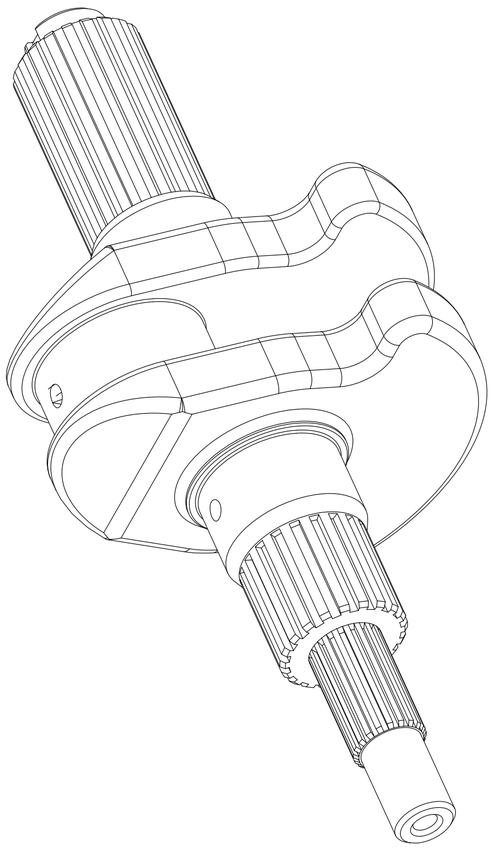
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
35	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA



DESIGNAC.	MATERIAL	Acero AISI 4150 (según especificaciones en ficha)	
Tamaño	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS
A1	LIM.ELA		GENERAL: 12,5 RUGAS: 6,3
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

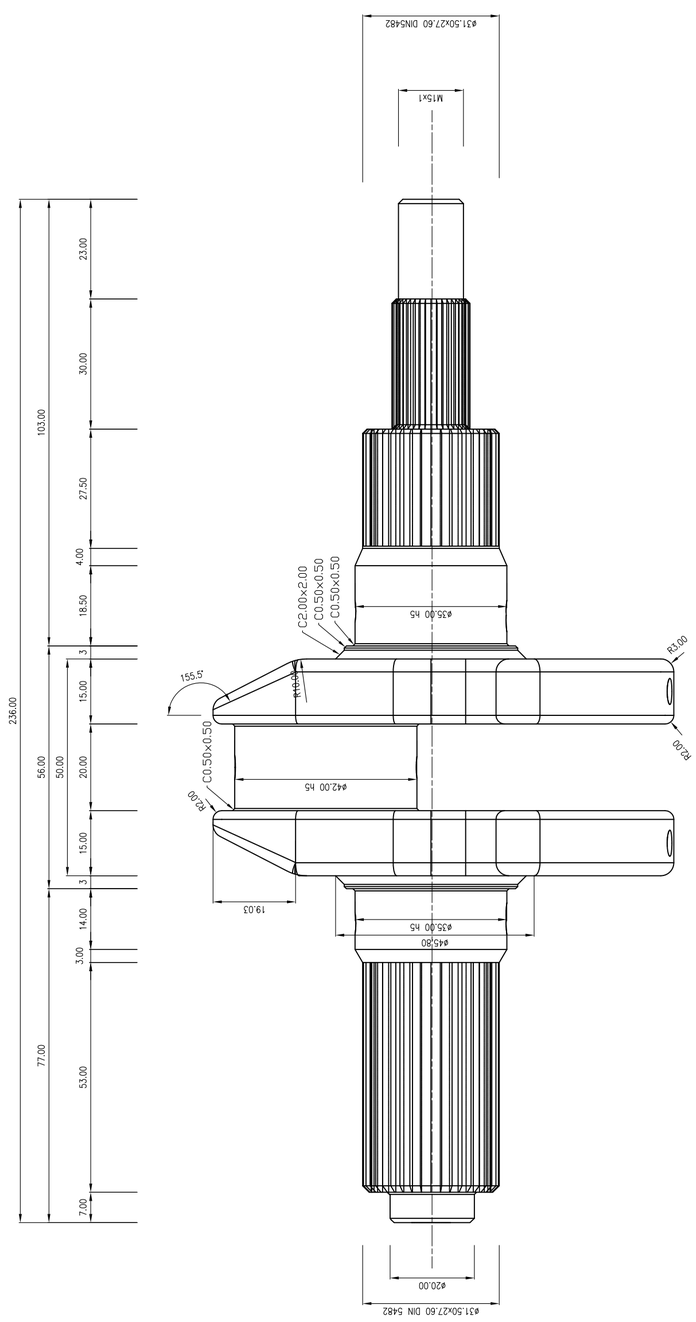
UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

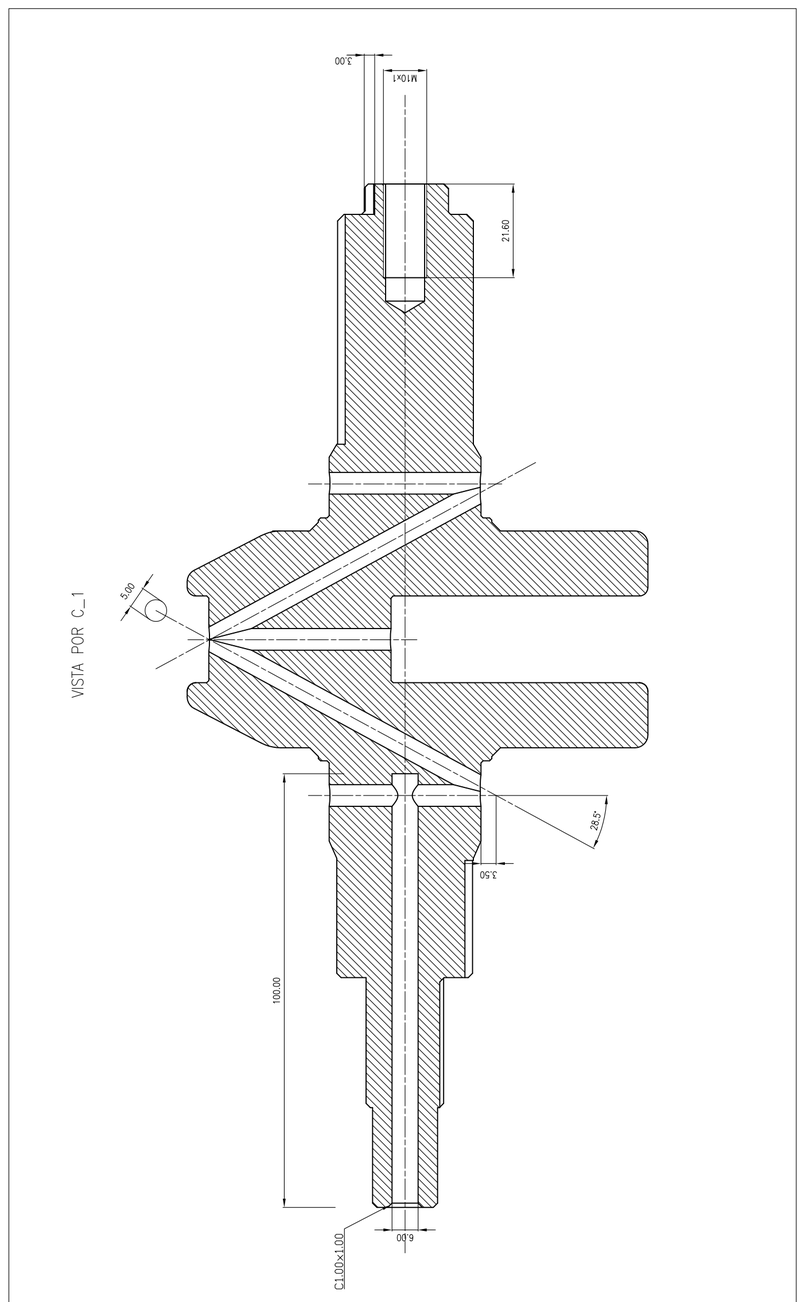
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

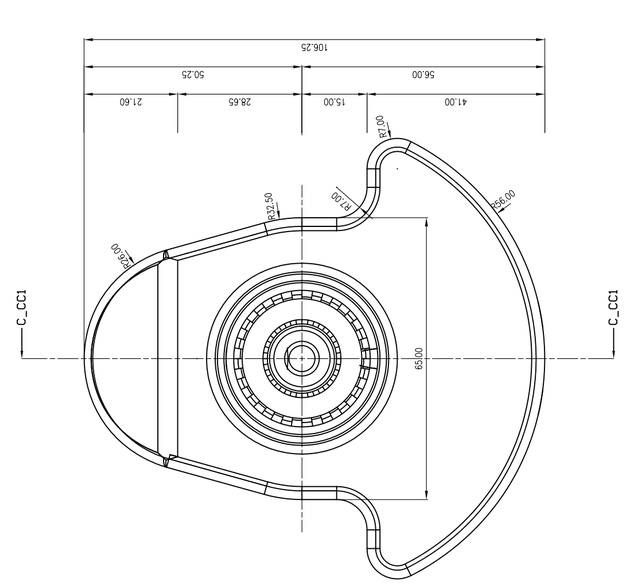
CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 36
REVISIÓN A

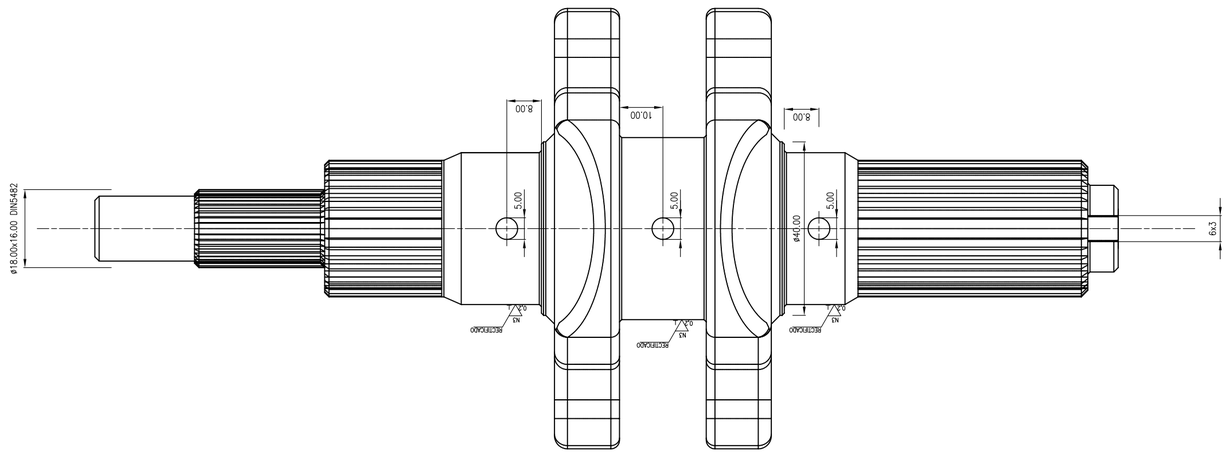
Escala 1 : 1

Cigüeñal



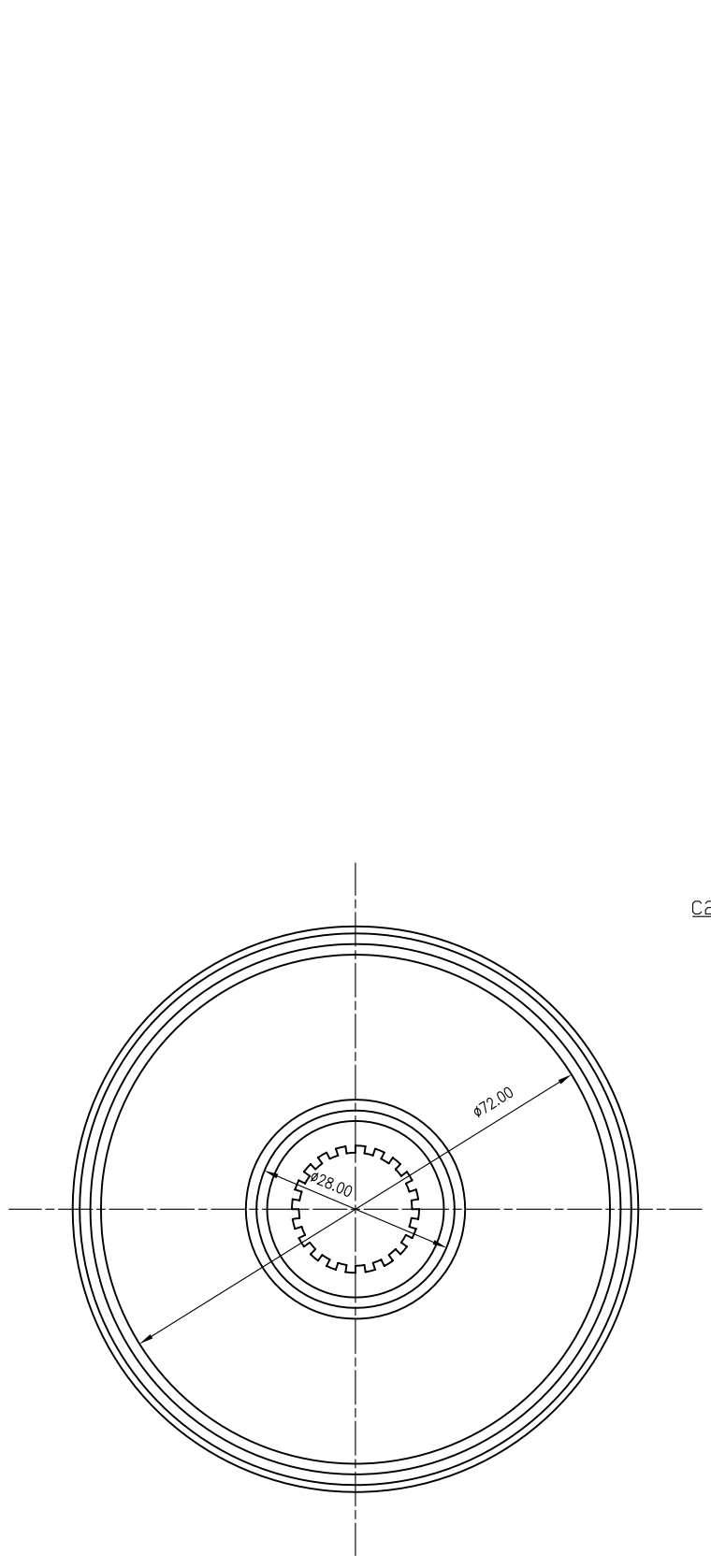


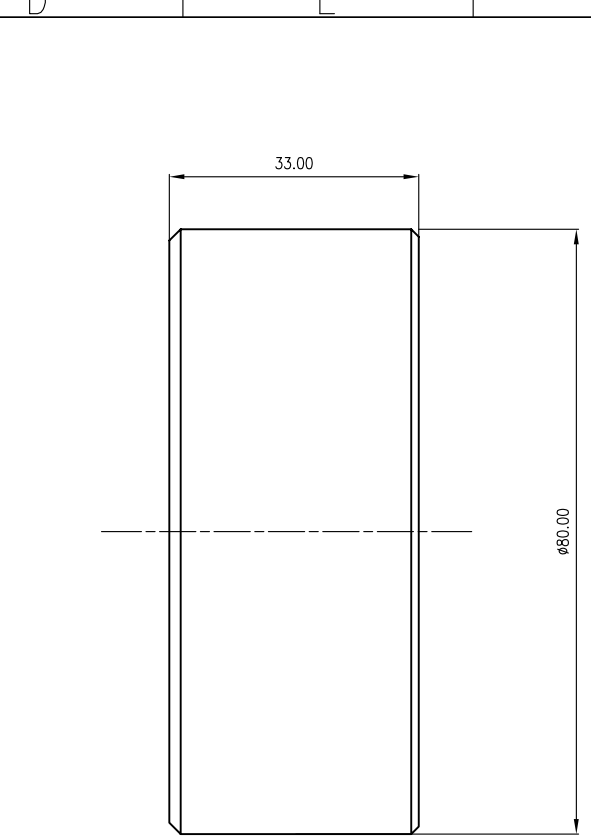


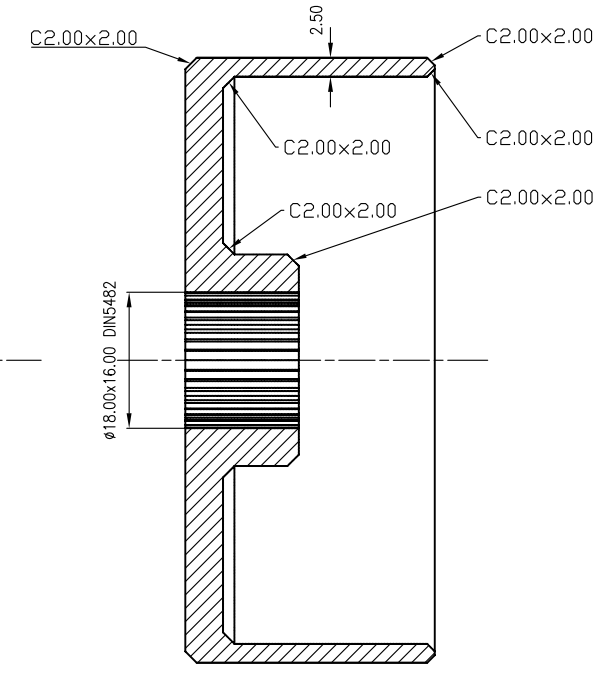


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

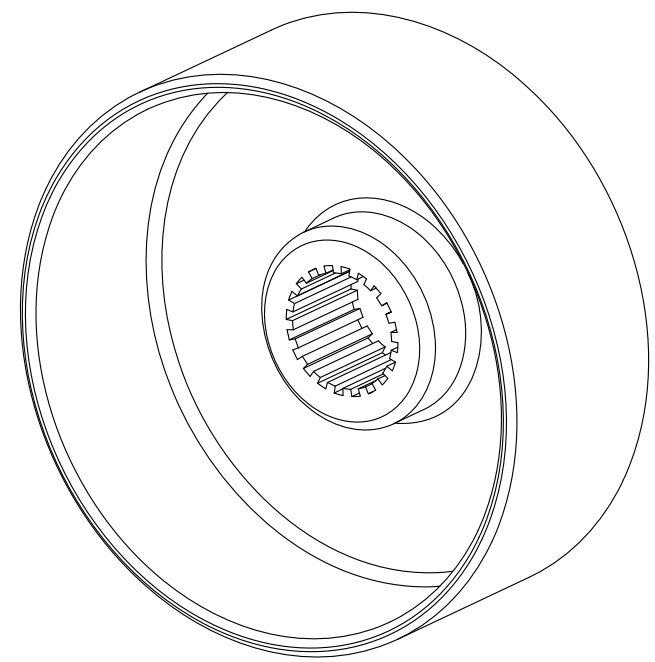
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







VISTA ISOMETRICA



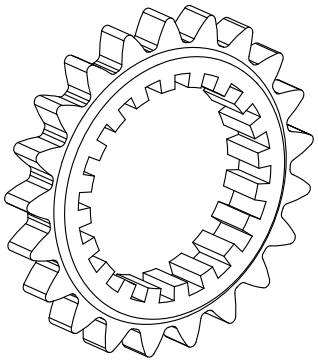
DESIGNAC. MATERIAL		Acero AISI 4150 (Según ficha de especificaciones)		
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL TORNEADO N4 0,2 ROSCAS ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1 : 1	Volante		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 37 REVISIÓN A

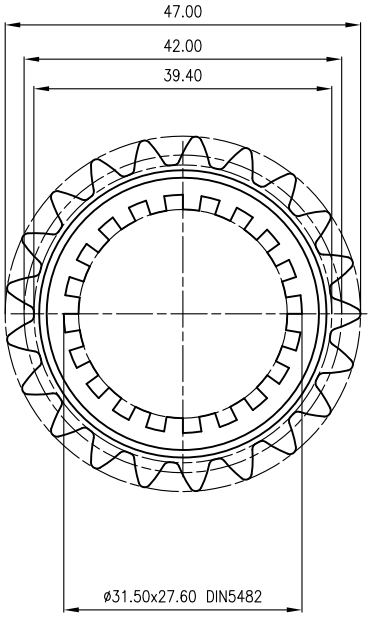
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

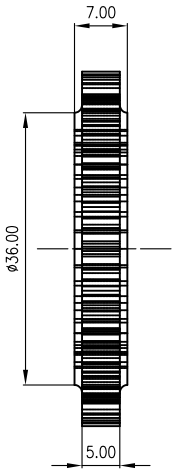
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	21
DIAM. PRIM (dp)	42.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	DIENTES: FRESADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Mando Bomba aceite

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

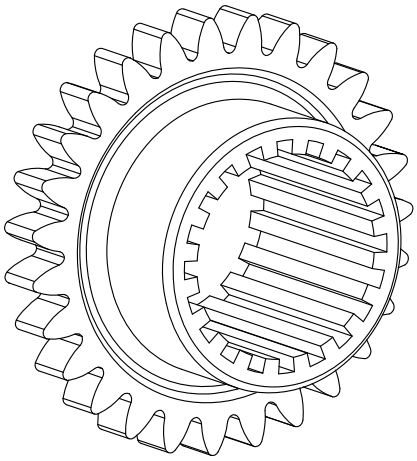
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 38	REVISIÓN A

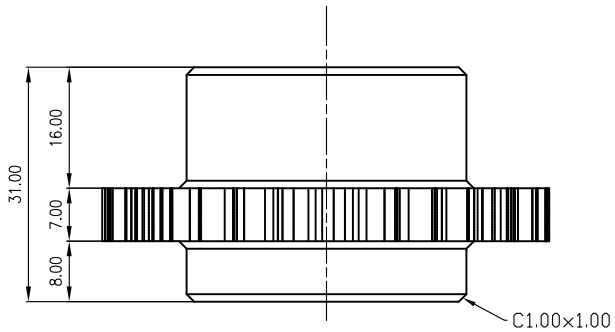
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

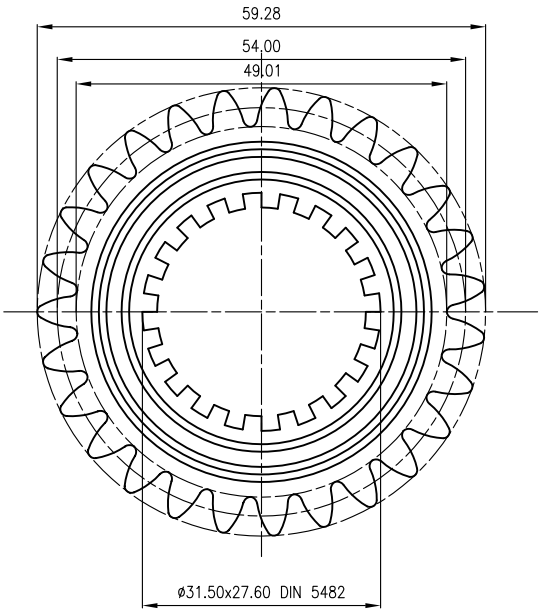
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

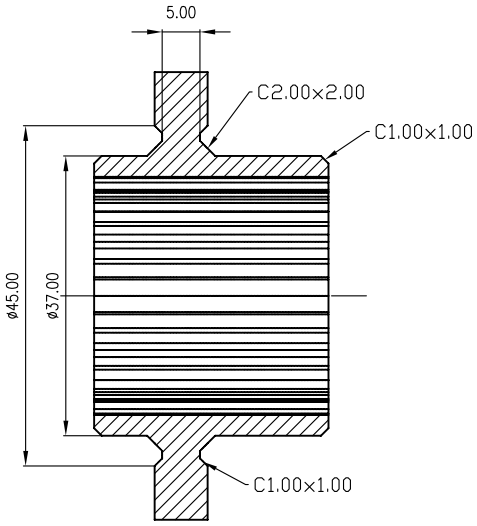
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	27
DIAM. PRIM (dp)	54.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

Tamaño A4

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Mando contrarrotante (D)

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
39	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

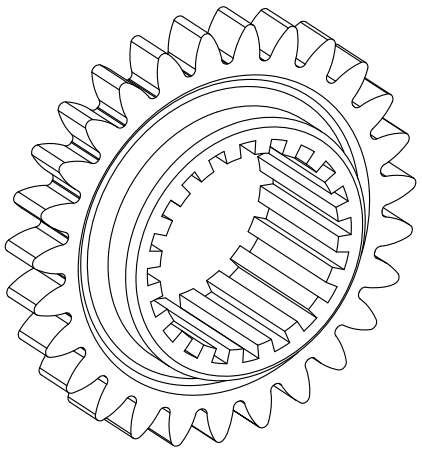
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

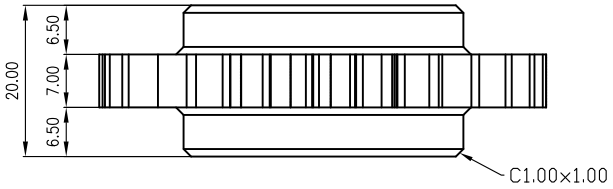
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

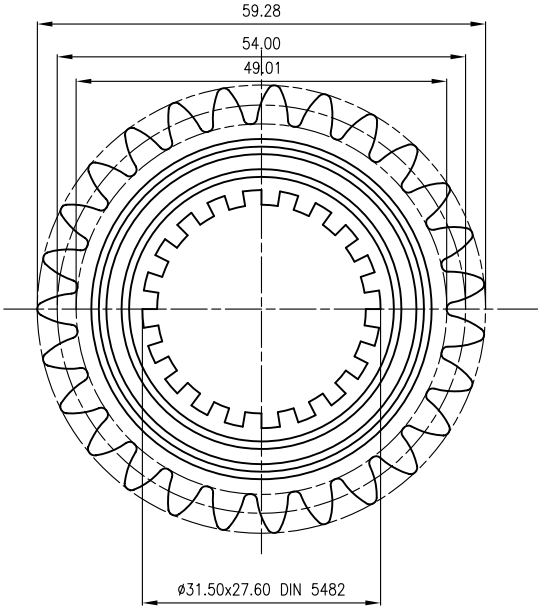
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

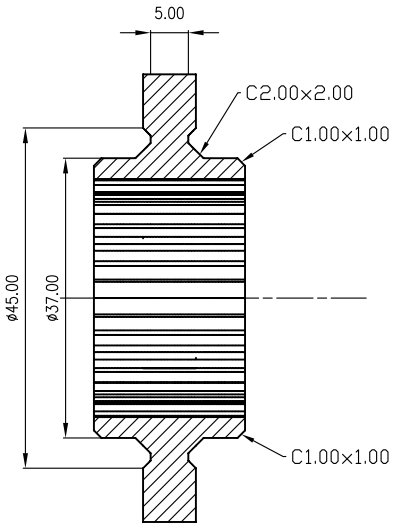
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	27
DIAM. PRIM (dp)	54.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

Tamaño A4

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

DIENTES: FRESADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Mando contrarrotante (I)

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
40	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

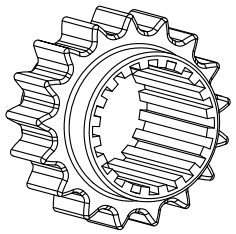
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

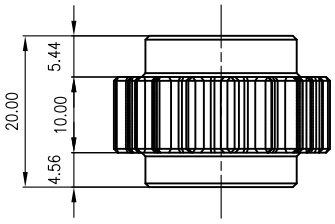
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

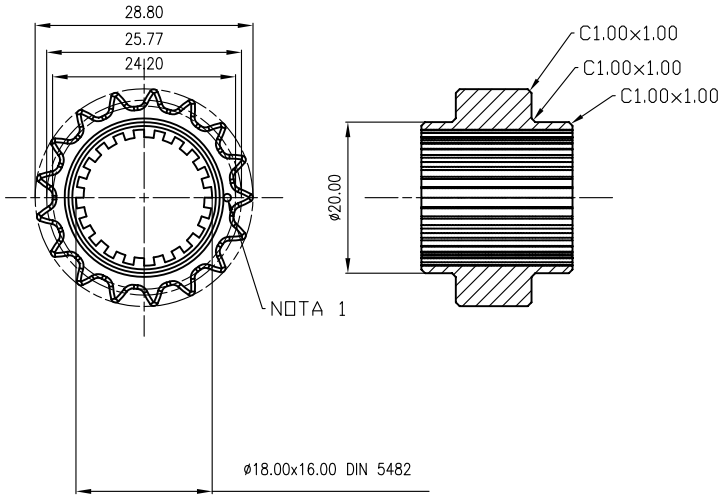
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 8190
N DIENTES (Z)	17
DIAM. PRIM (dp)	25.772mm
MODULO (m)	1.516

VISTA ISOMÉTRICA







Nota 1: Marca de sincronización del mando de la distribución, a alinear con la marca en el semicárter y con el codo del cigüeñal.

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

DIENTES: FRESADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Mando distribución

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

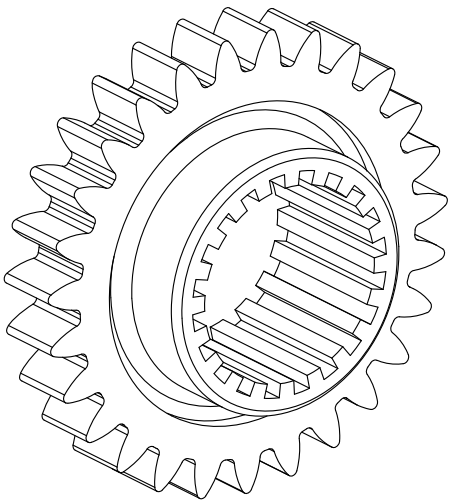
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
41	A

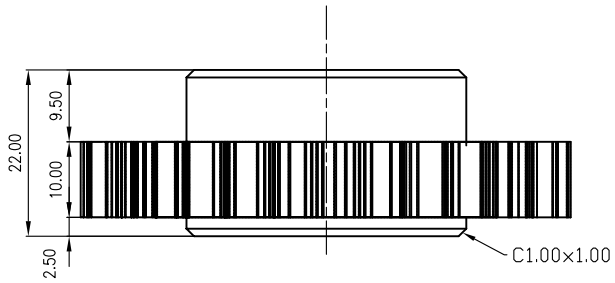
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

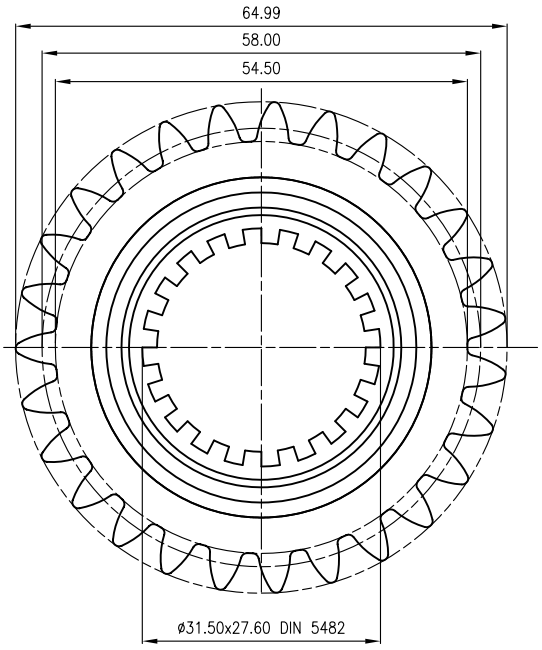
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

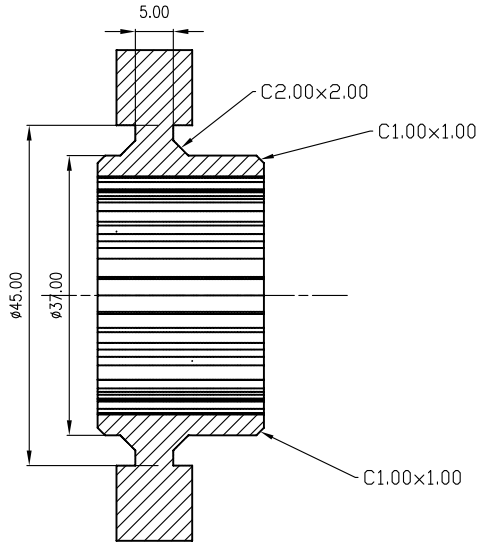
NORMA	DIN 8190
N DIENTES (Z)	17
DIAM. PRIM (dp)	25.772mm
MODULO (m)	1.516

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

DIENTES: FRESADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Mando embrague

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
42	A

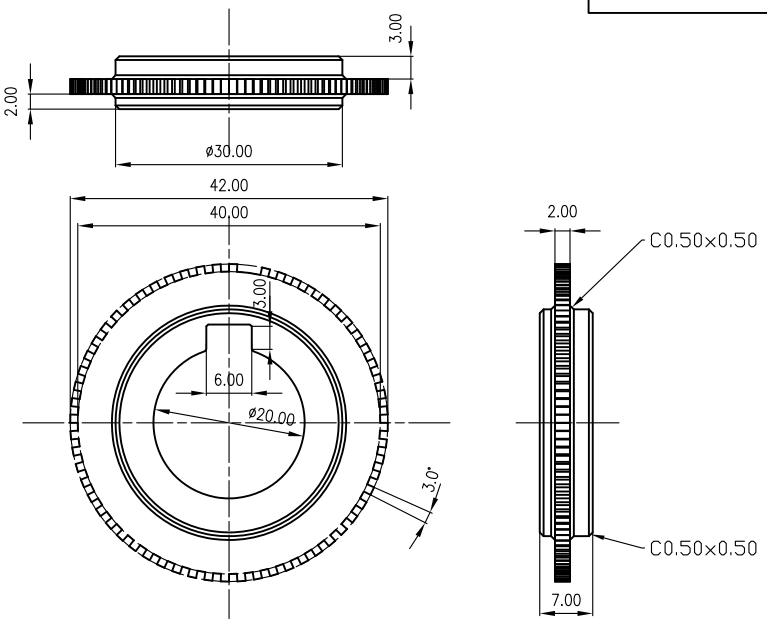
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	
N DIENTES (Z)	60 (−1)
DIAM. BASE (db)	40.00mm
DIAM EXT (de)	42.00mm

VISTA ISOMÉTRICA



DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

Tamaño A4

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

DIENTES: FRESADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Rueda posición cigüeñal

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

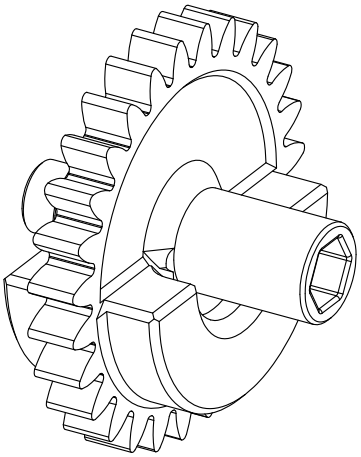
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 43	REVISIÓN A

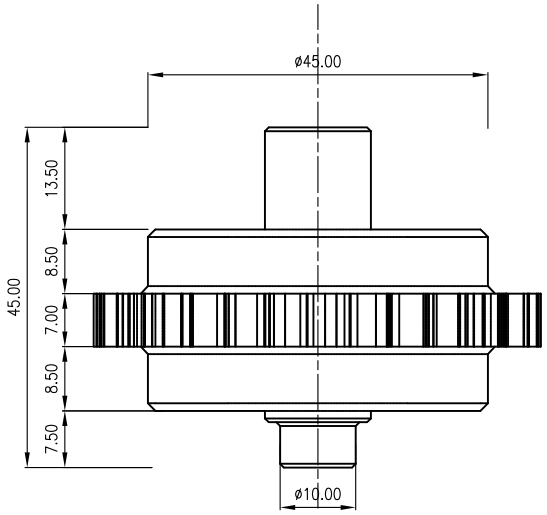
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

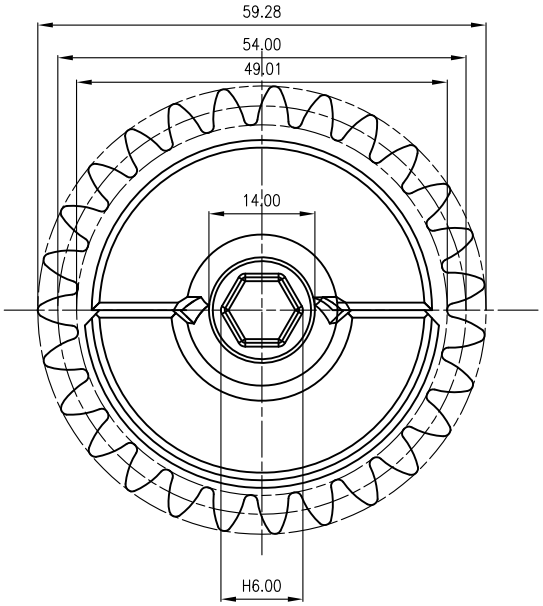
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

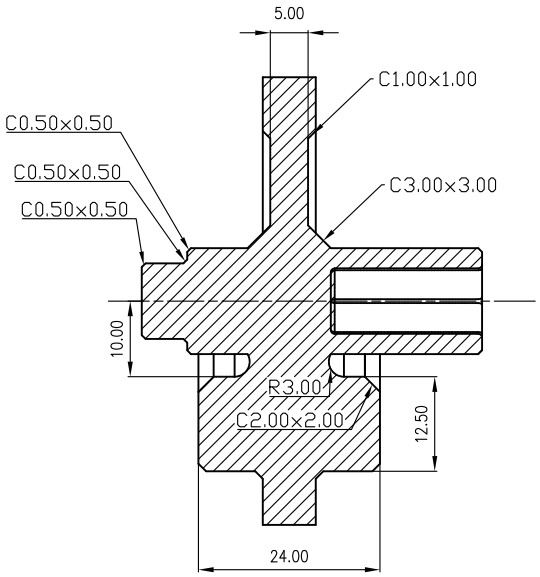
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	27
DIAM. PRIM (dp)	54.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)	
Tamaño A4	DENSIDAD	
	LIM.ELA	
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 (0,2)

DIENTES: FRESADO N4 (0,2)

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Contrarrotante Derecho

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
44	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

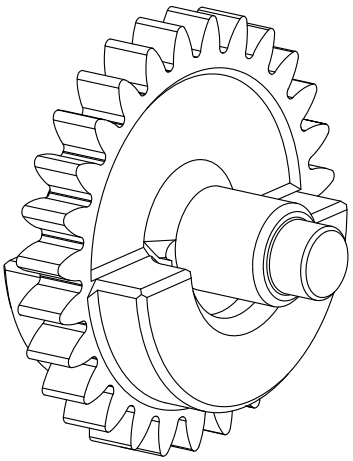
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

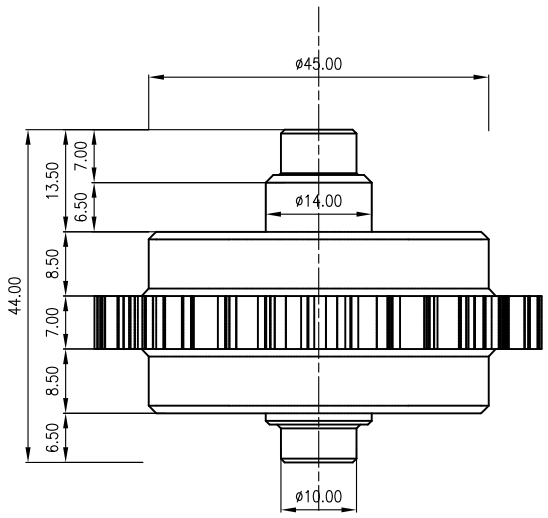
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

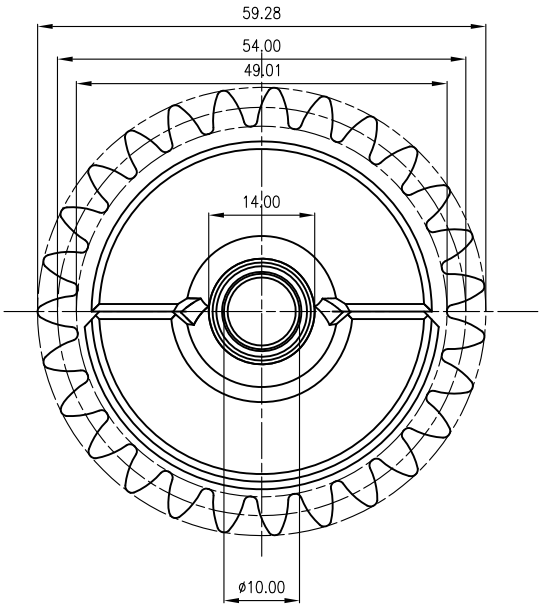
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

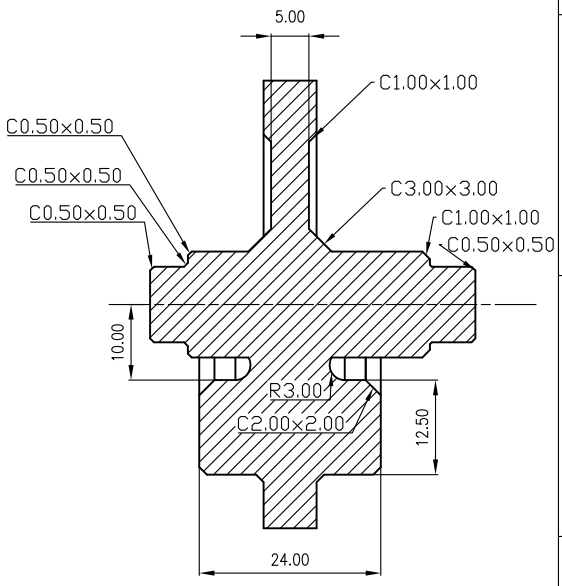
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	27
DIAM. PRIM (dp)	54.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4105 (Según especificaciones)
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

Tamaño A4

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2

DIENTES: FRESADO N4 0,2

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Contrarrotante Izquierdo

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 45	REVISIÓN A

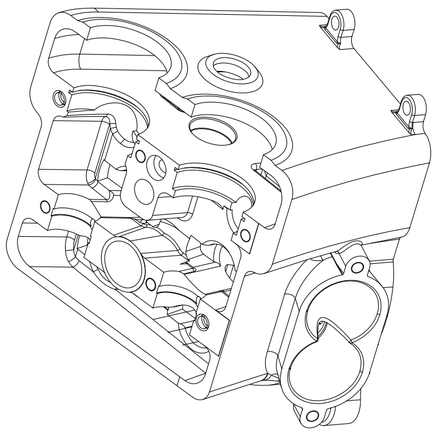
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

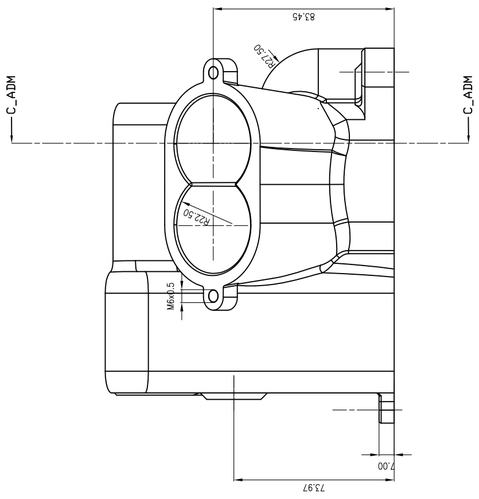
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

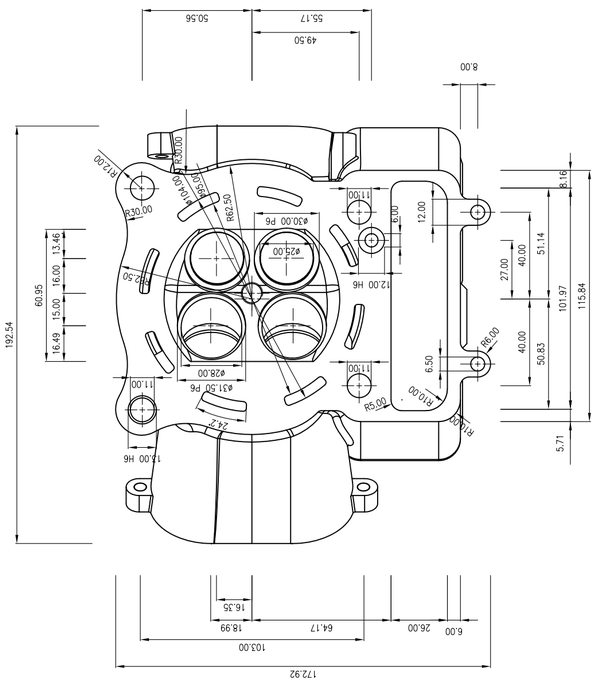
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

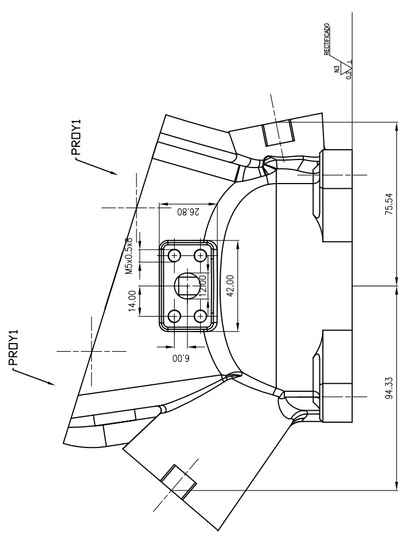
VISTA ISOMETRICA

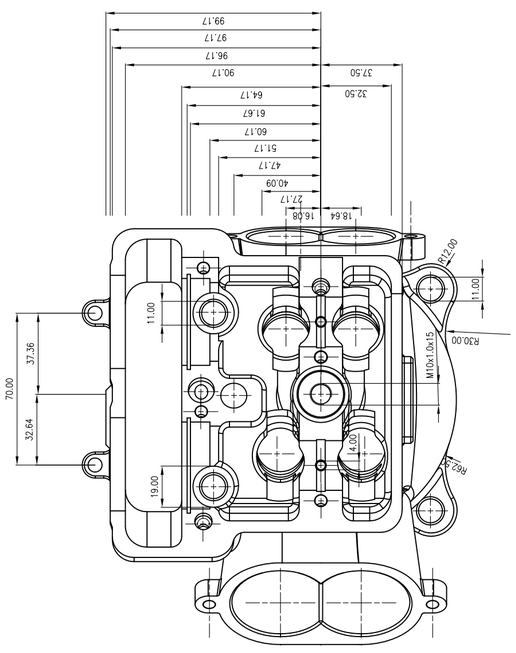


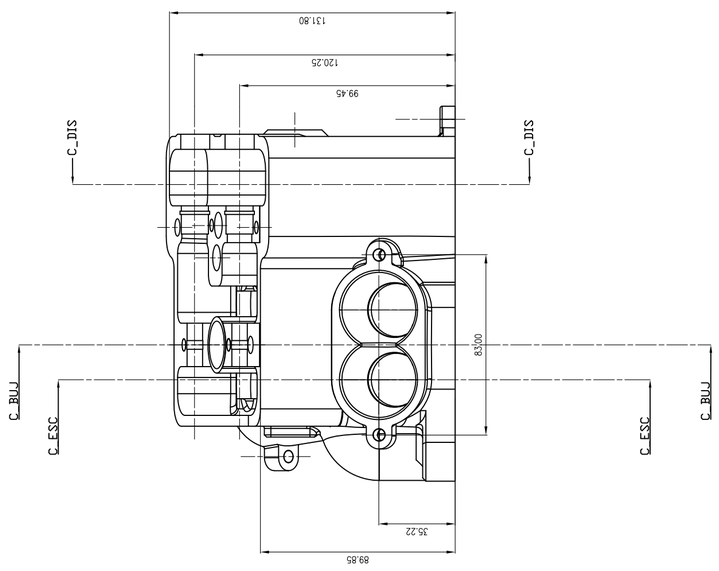


DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio 7034-T6 (Según ficha de especificaciones)		
Tamaño A1	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/-0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm Otras sin especificar: +/-0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA	GENERAL ISO2000 / 12.5	
	TIPO	RUGOS ISO2000 / 1.6	
	ORIGEN	ISO2000 / 3.2	
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÁSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2
S.normas			CURSO: 2015/2016
Escala 1:2	Culata		CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 46 REVISIÓN A

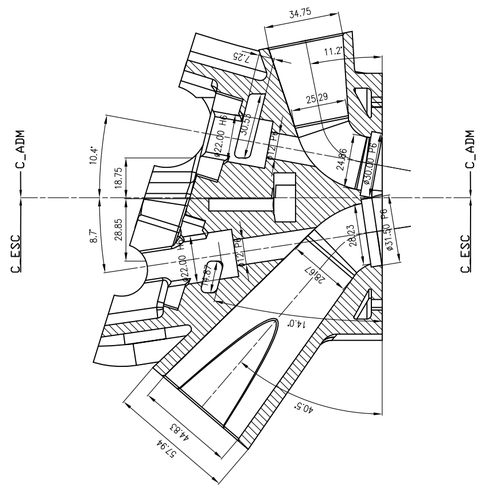


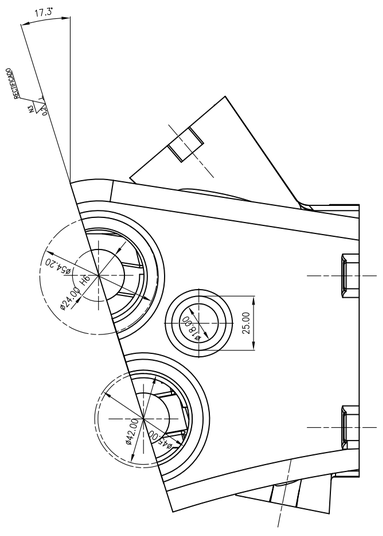




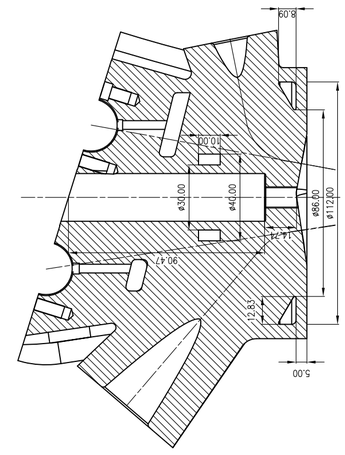


VISTA POR C_ADM Y C_ESC

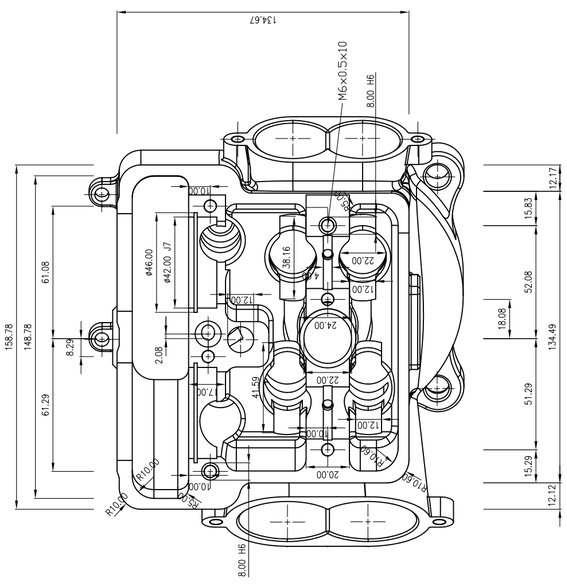




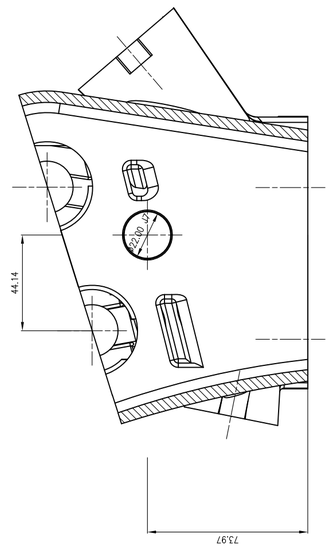
VISTA POR C_BUJ



VISTA PROYECCIÓN 1 (1-7)



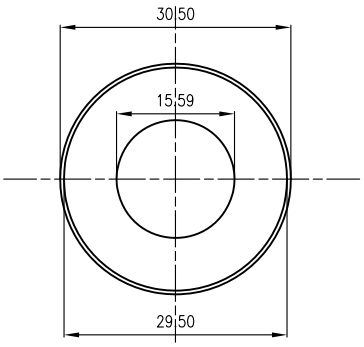
VISTA PPR C_DISTR

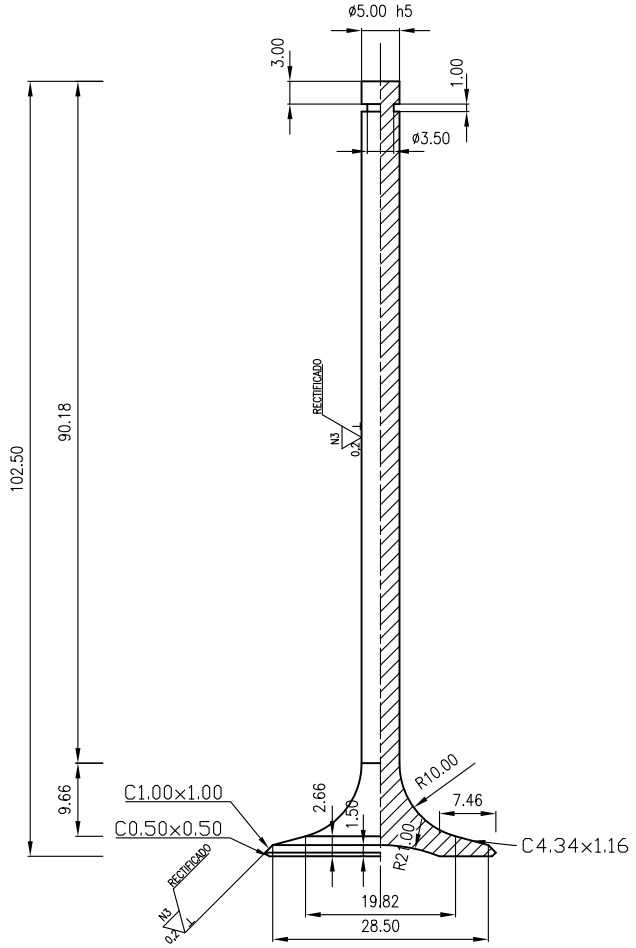


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

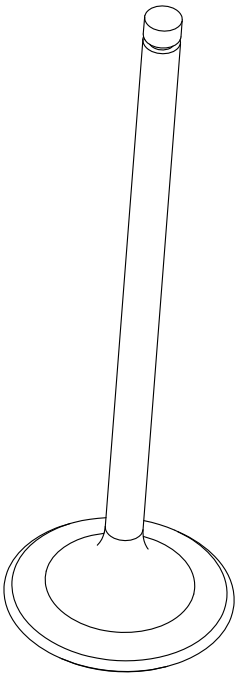
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





VISTA ISOMÉTRICA



DESIGNAC. MATERIAL	Titanio Ti−6Al−4V G6		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	DIENTES: FRESADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Valvula Admisión

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 47	REVISIÓN A

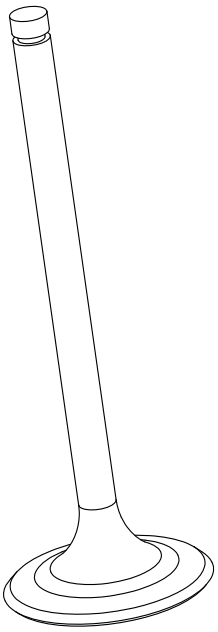
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

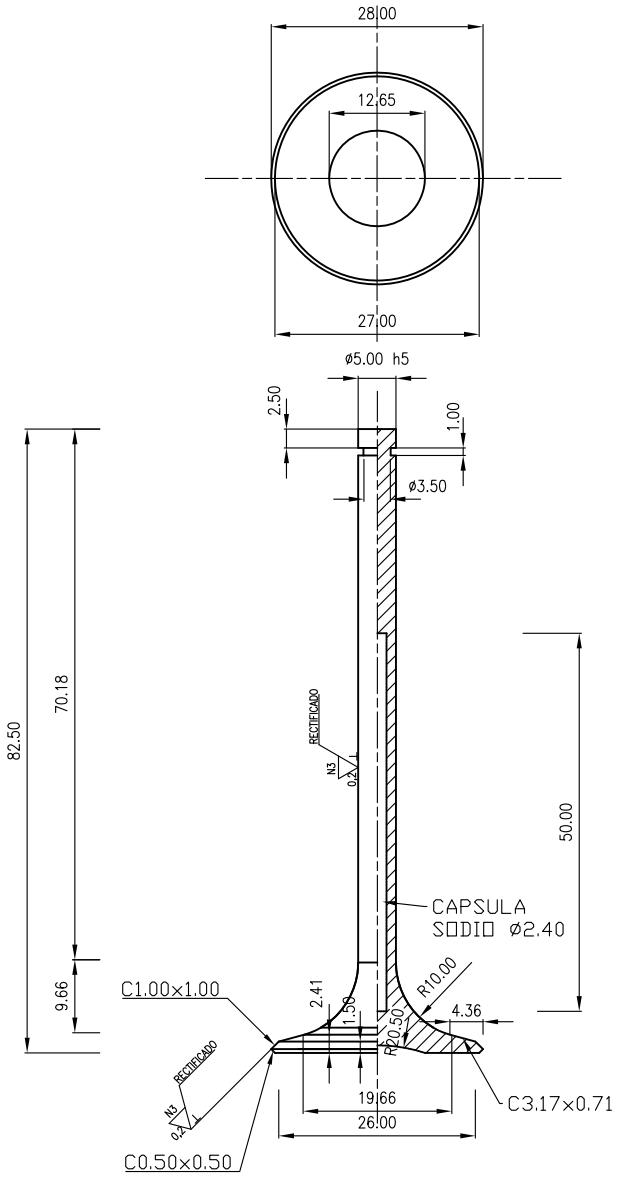
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Titanio Ti-6Al-4V G6 Sodio interior		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Valvula Escape

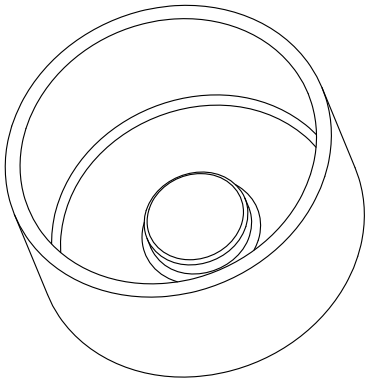
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

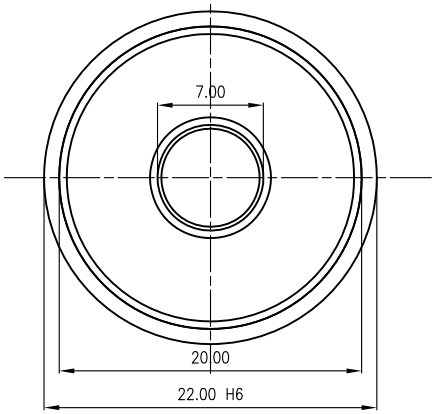
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 48	REVISIÓN A

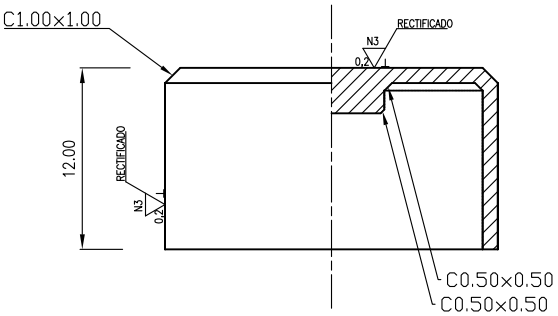
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones de fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Seguidor Valvulas

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

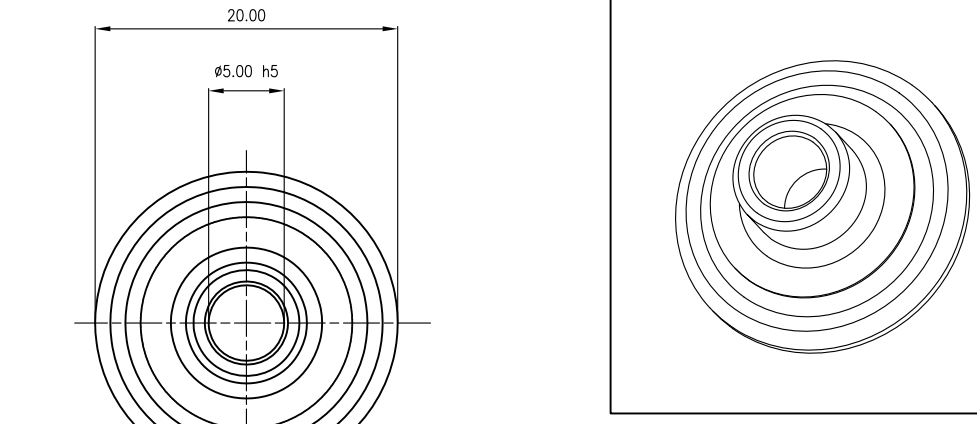
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 49	REVISIÓN A

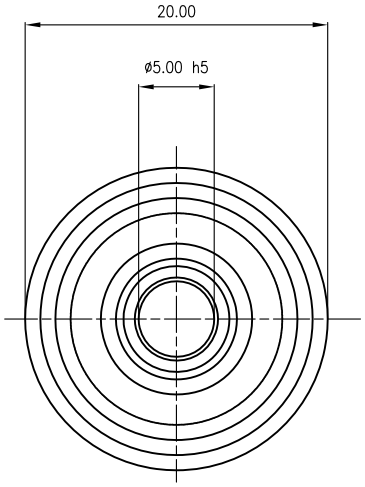
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

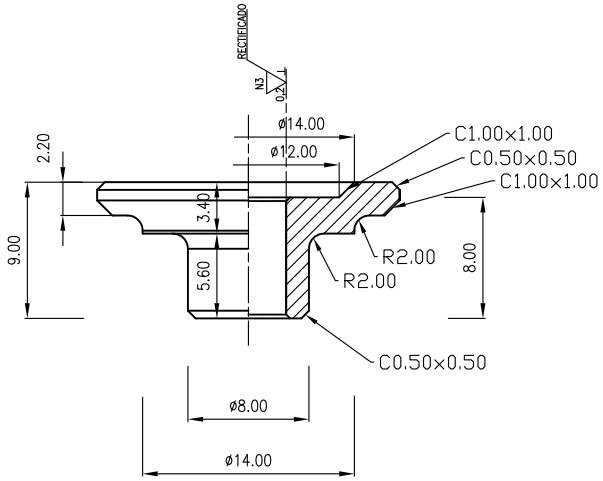
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones del fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Cierre Muelles

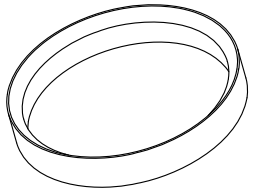
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

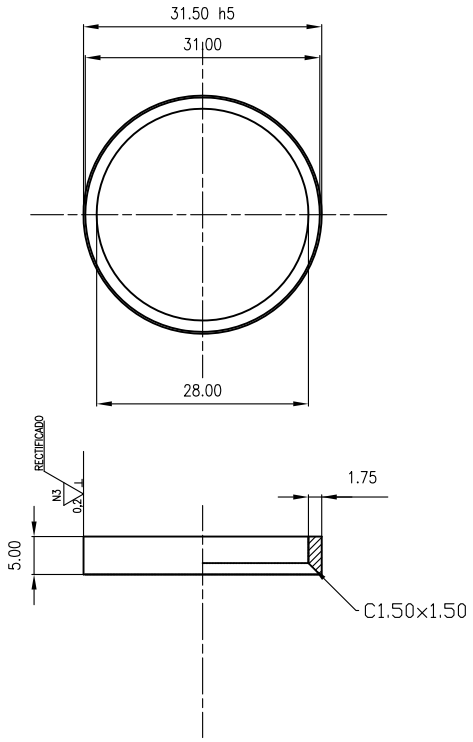
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 50	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Según especificaciones del fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Asiento Valvula Admision

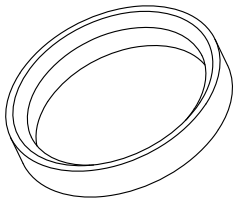
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

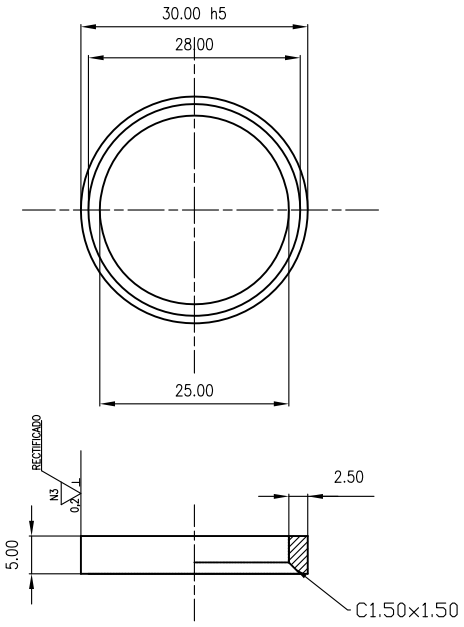
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 51	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Según especificaciones del fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Asiento Valvula Escape

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

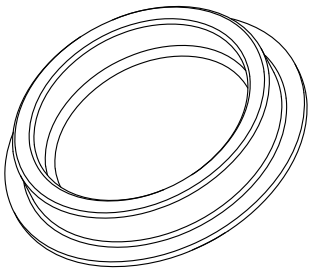
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 52	REVISIÓN A

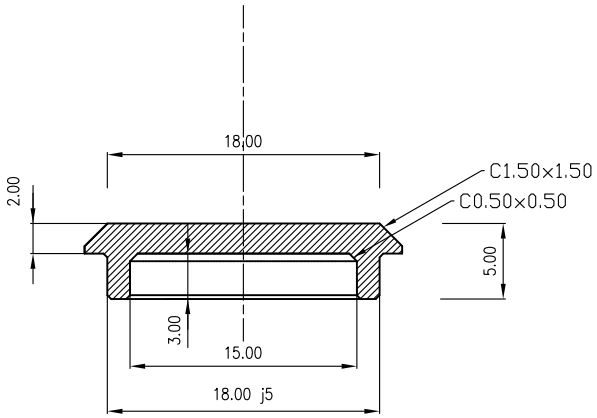
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

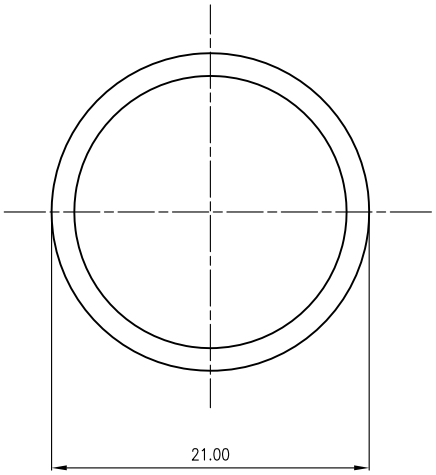
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Nota 1: Chaflanes no especificados
a 0.25x0.25mm

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 2:1

Cierre lateral

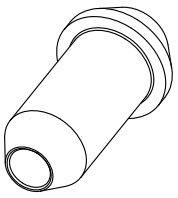
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

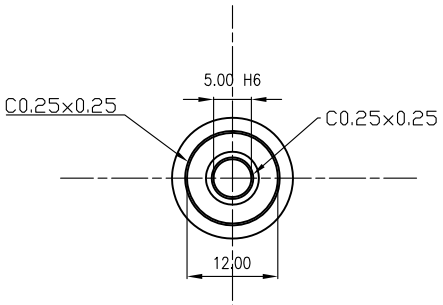
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 53	REVISIÓN A

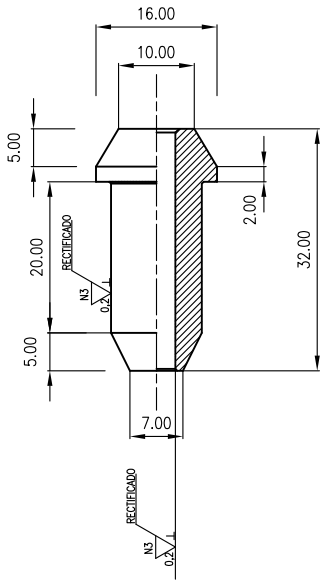
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
Comprob.			"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
S.normas			
Escala 1:1	Guía Válvula Admisión	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 54 — REVISIÓN A

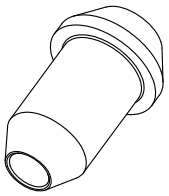
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

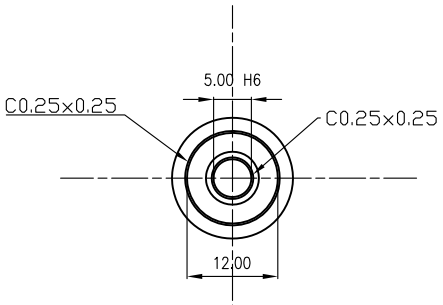
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

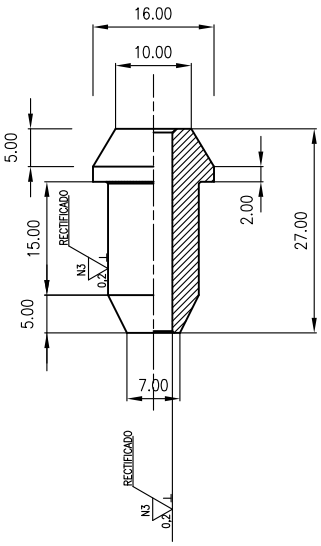
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	DIENTES FRESADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Guía Válvula Escape

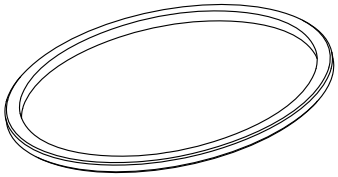
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

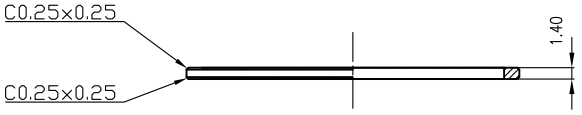
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 55	REVISIÓN A

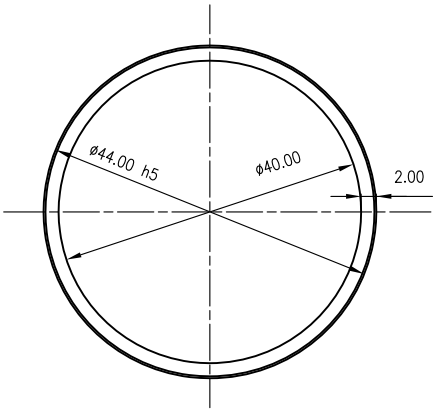
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Tope rodamiento culata

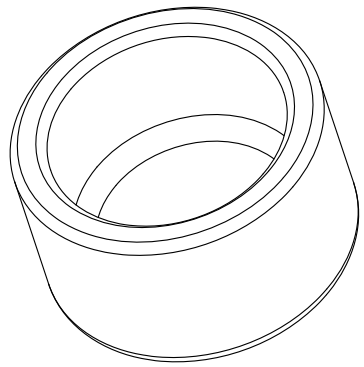
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2

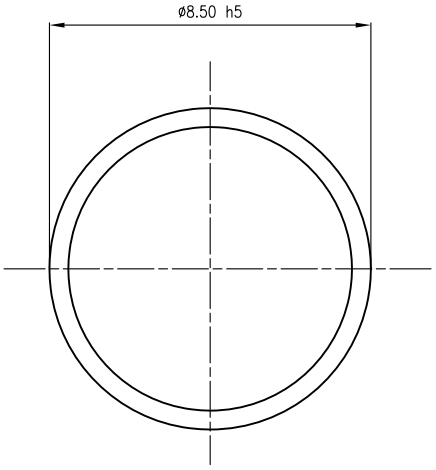
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 56	REVISIÓN A

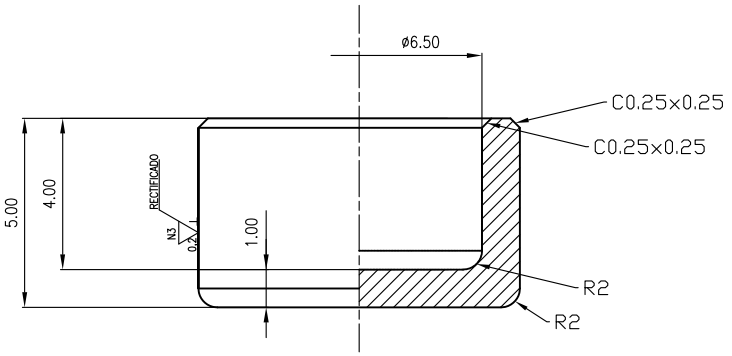
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 DIENTES: FRESADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 5:1

Tapones cierre arboles de levas

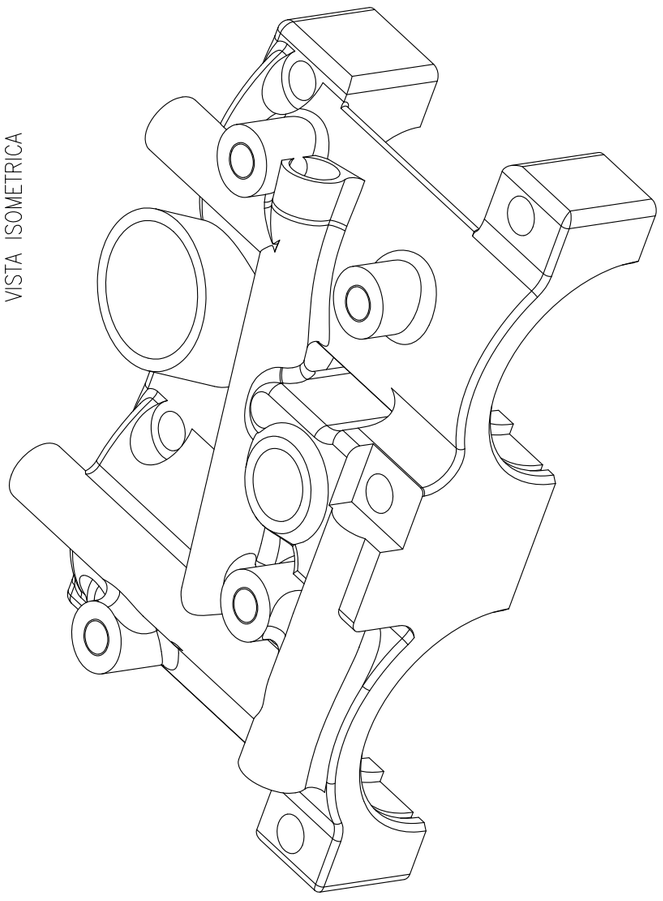
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2

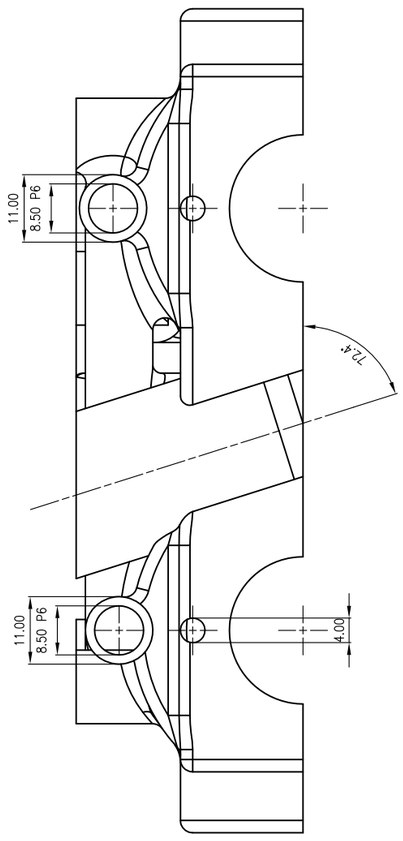
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 57	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Aluminio 7034-T6						
	DENSIDAD						
	LIM.ELA						
	TIPO						
	ORIGEN						
	COEF.EXP						
		Fecha	Nombre				
Tamaño A2	Dibujado	26/5/14	A.DIEZ				
	Comprob.						
	S.normas						
Escala 1 : 1							

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL N6 0.8 FRESADO

ROSCAS N6 0.8 ROSCADO

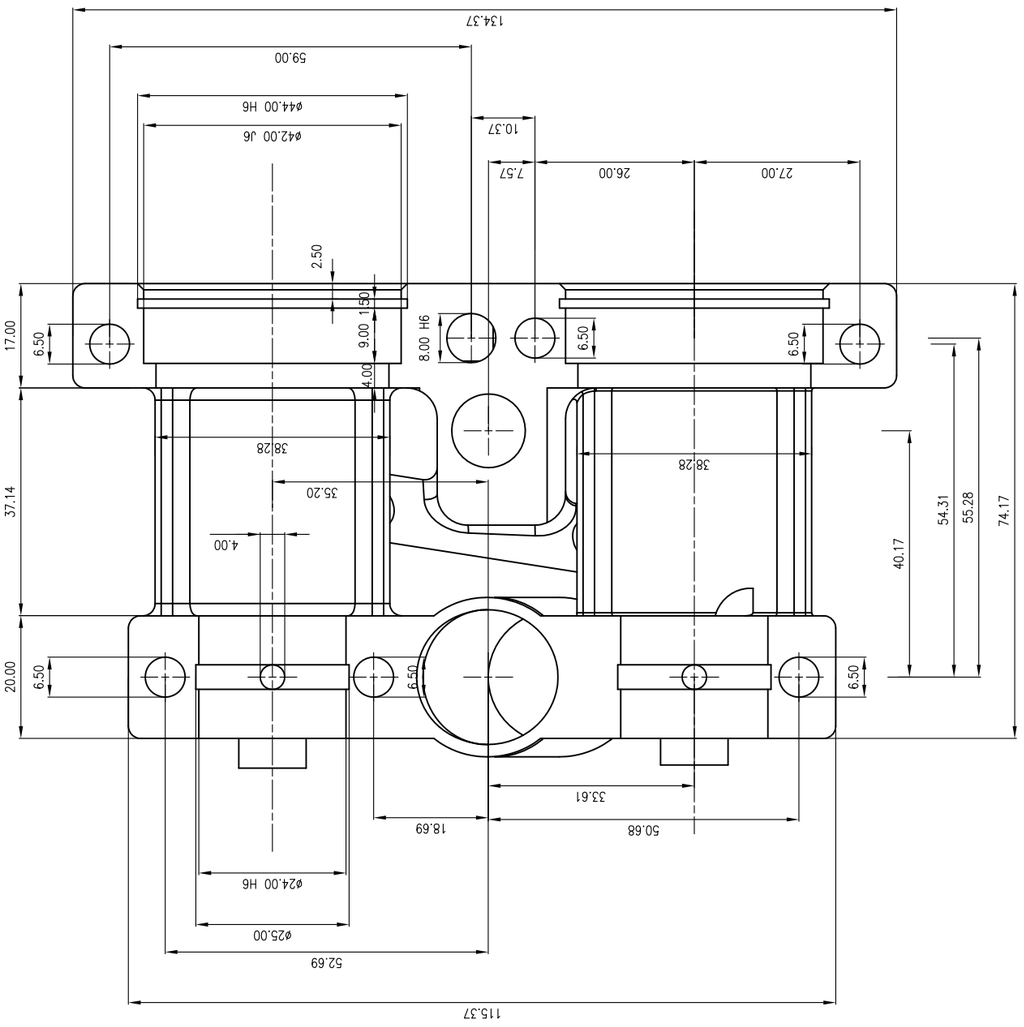
TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
Otras sin especificar: +/-0.02mm
(Otras especificadas)

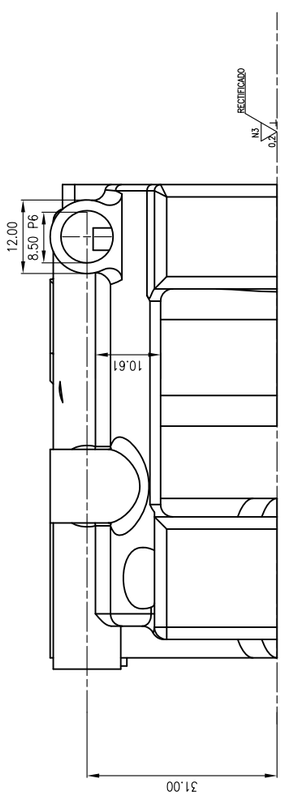
UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

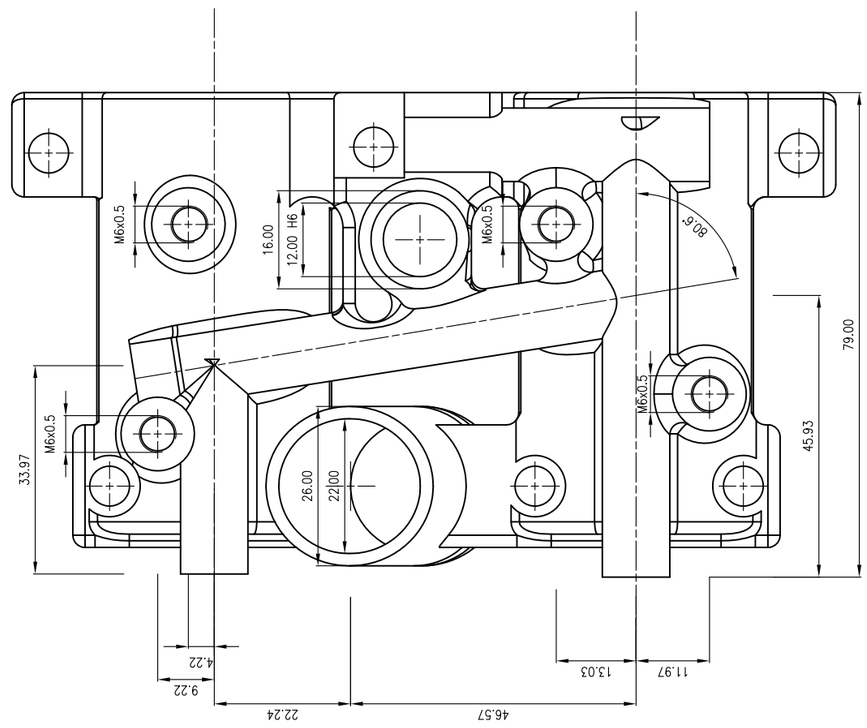
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

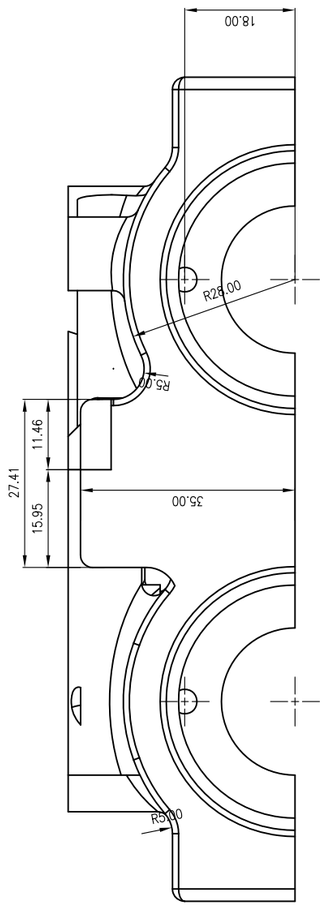
CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 58
REVISIÓN A

Cierre Arboles de Levas





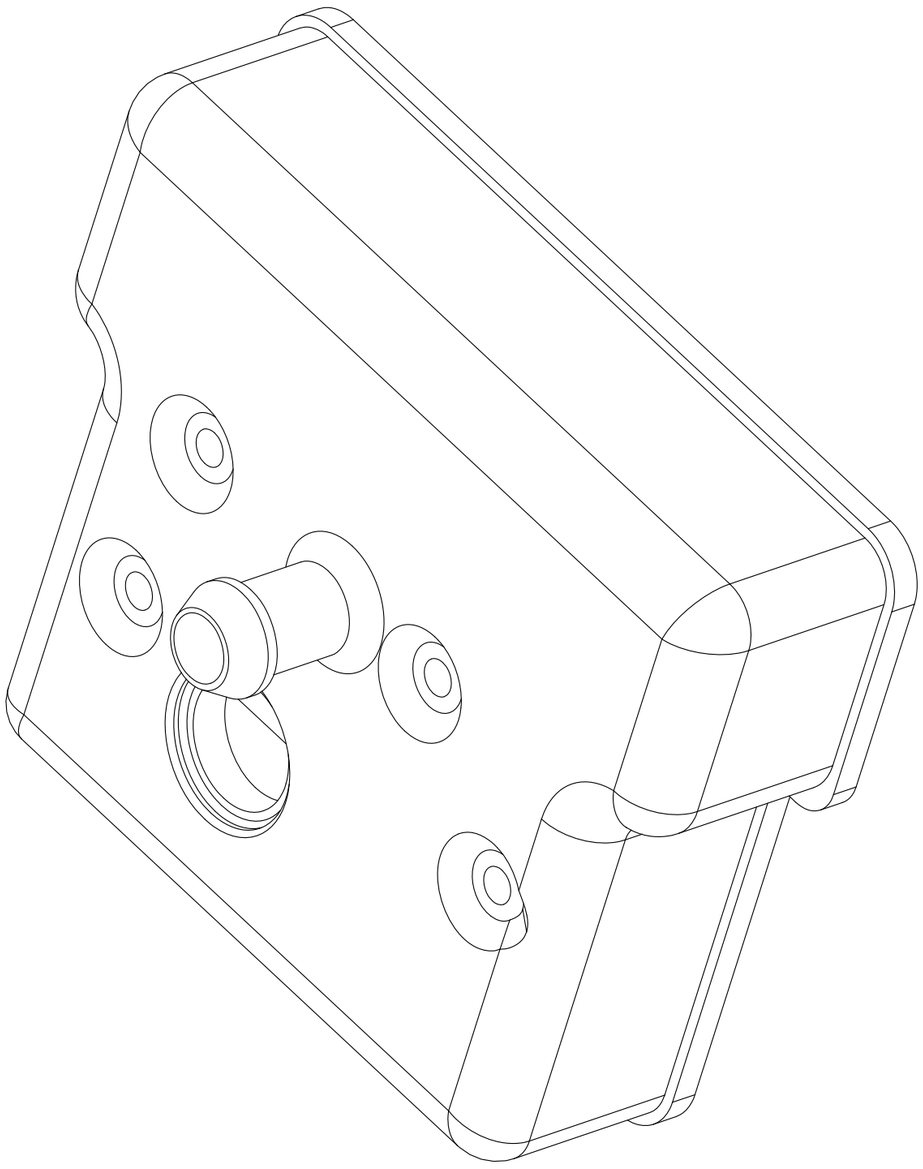


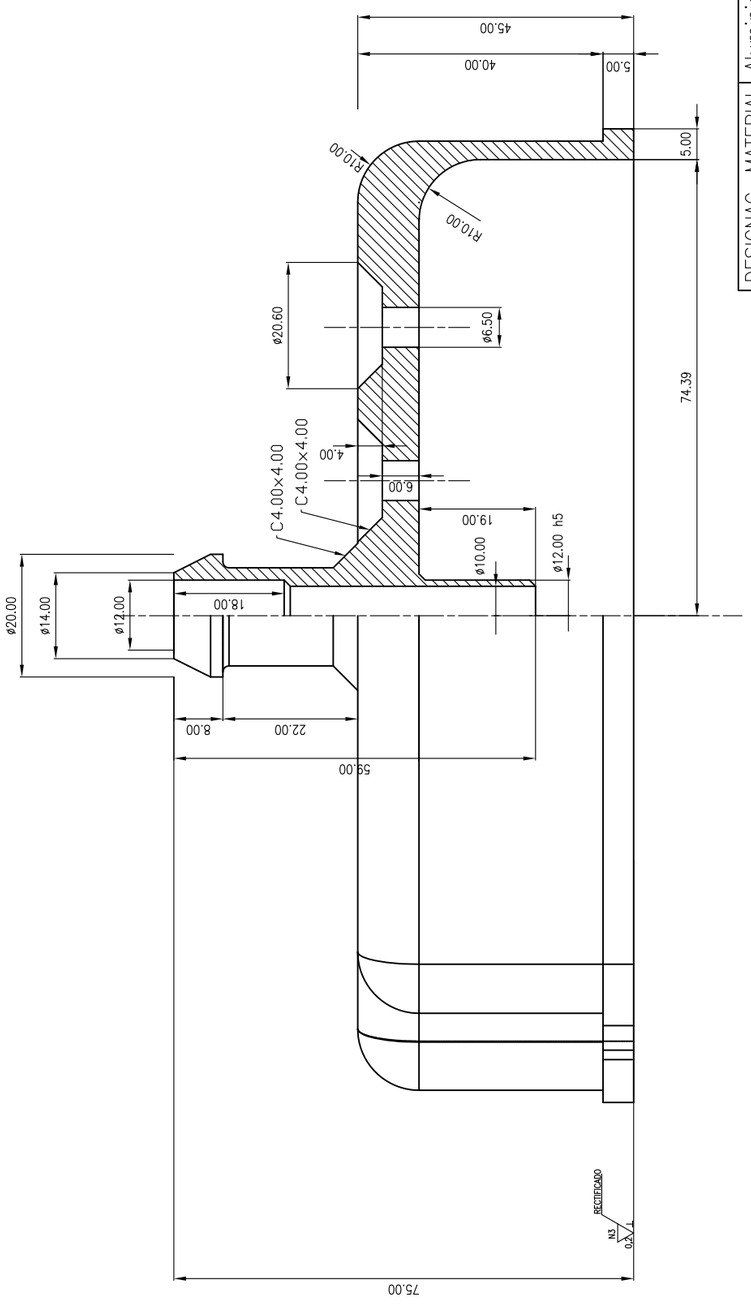


PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA





DESIGNAC.	MATERIAL	Aluminio 7034-T6	
	DENSIDAD		
Tamaño A2	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1 : 1	Tapa Culata		

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL N6 0.8 FRESADO

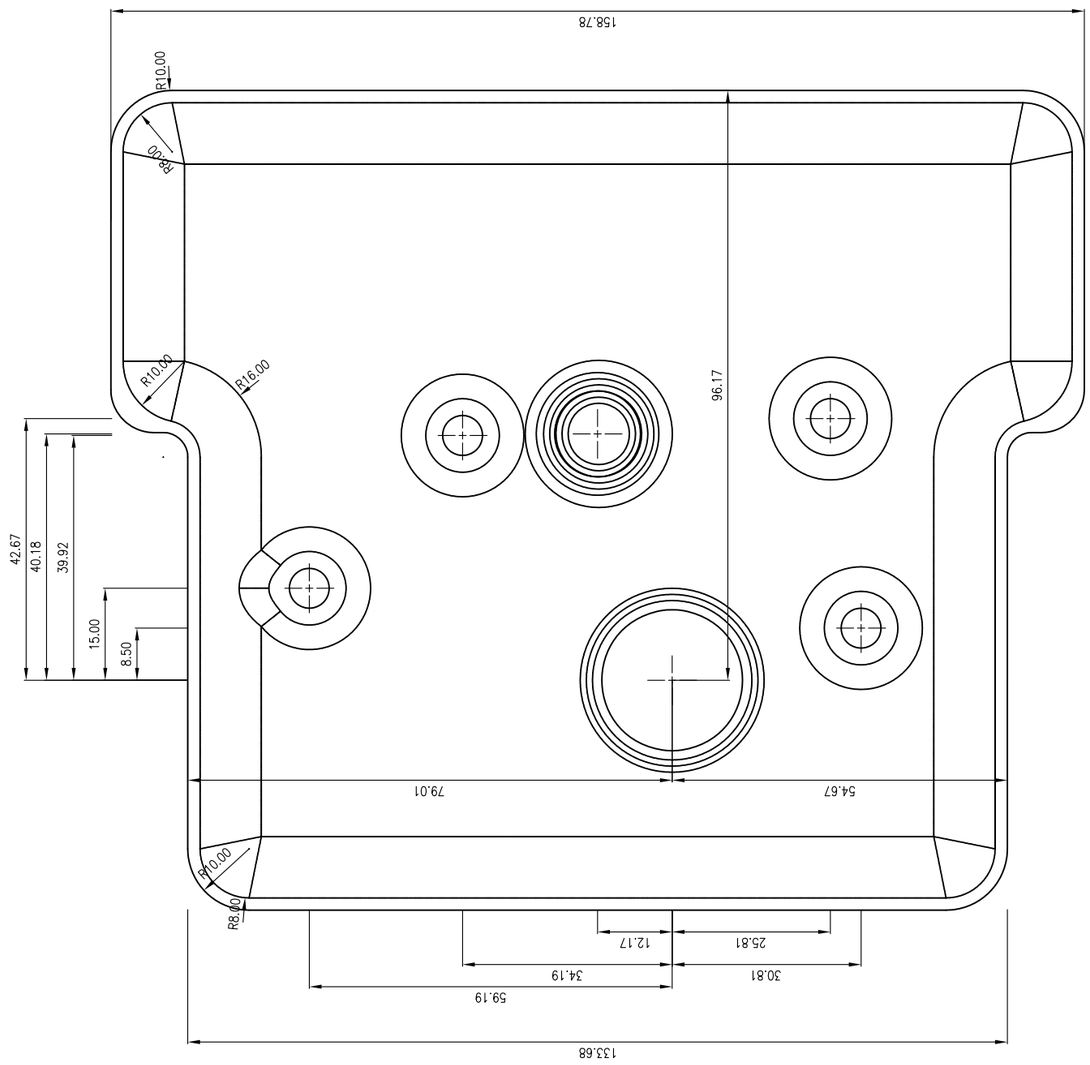
ROSCAS N6 0.8 ROSCADO

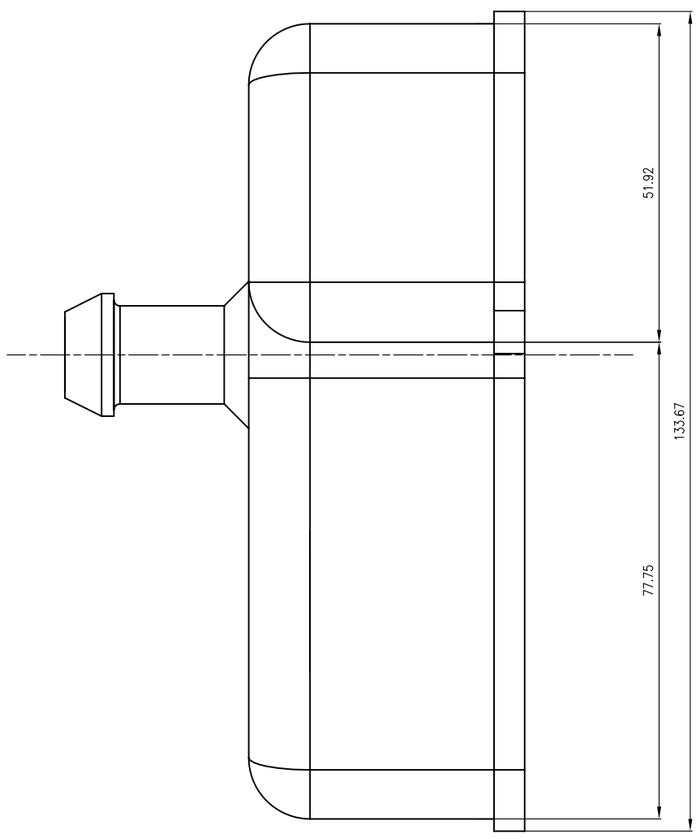
TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

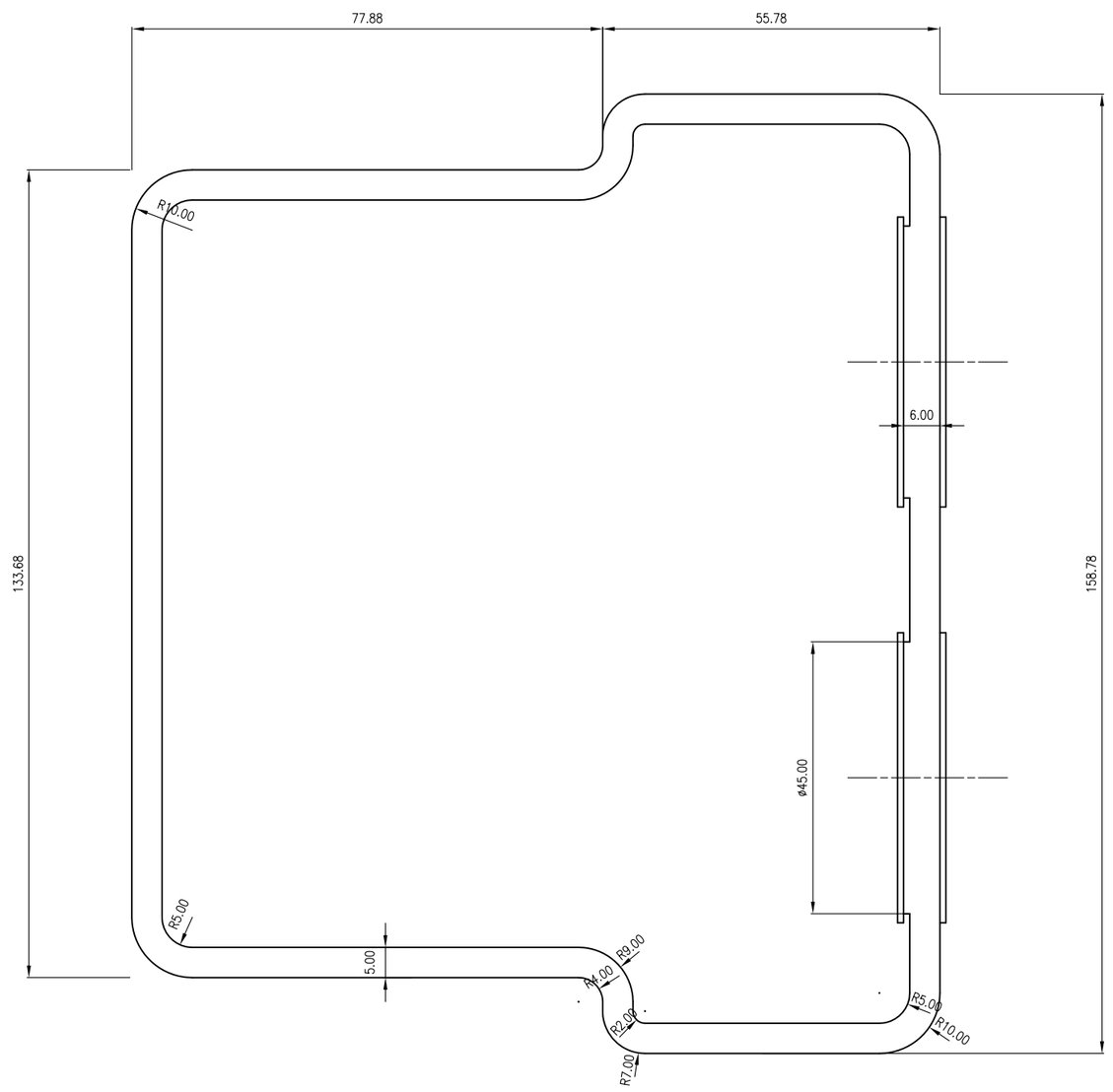
CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 59
REVISIÓN A

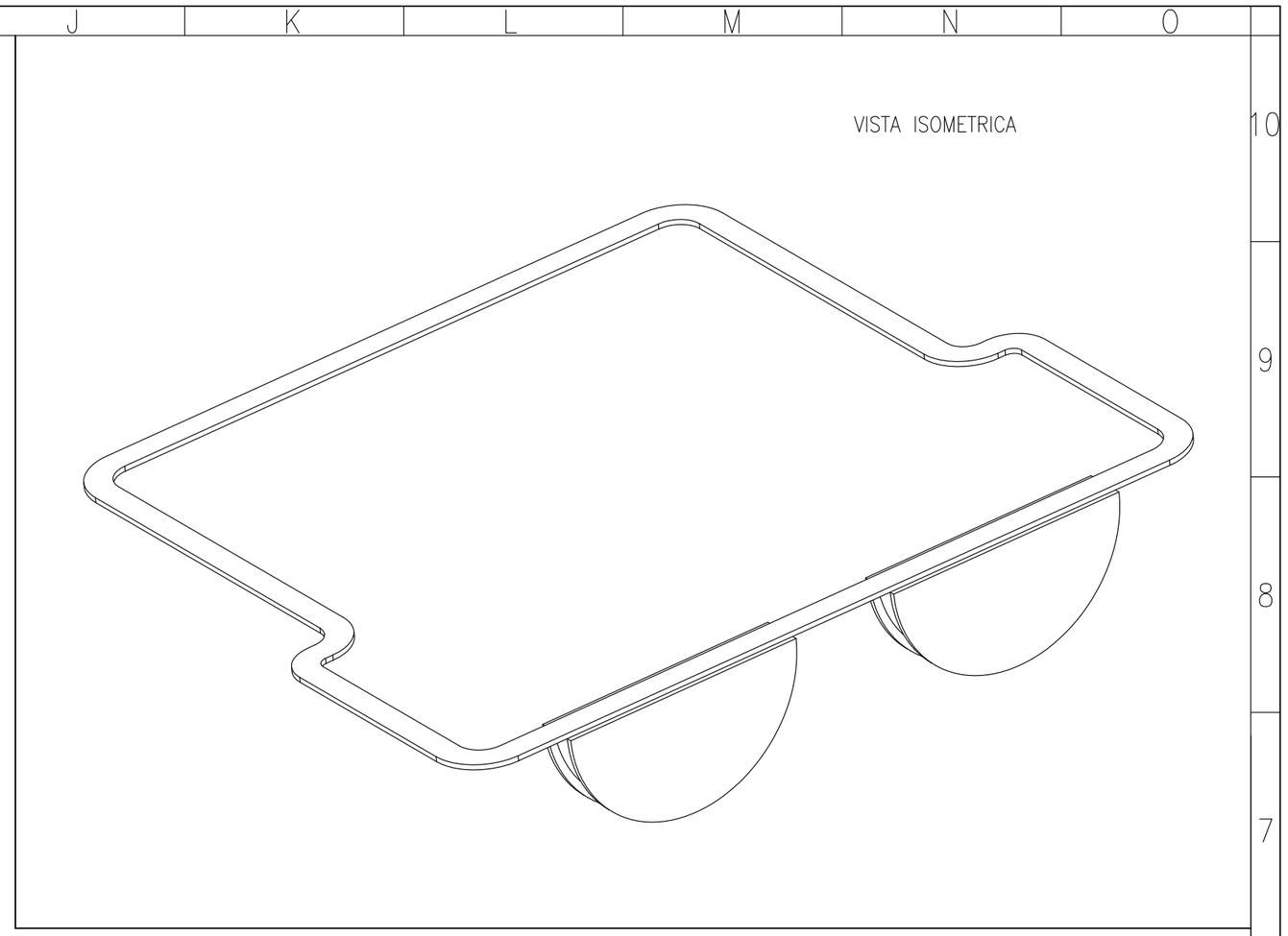


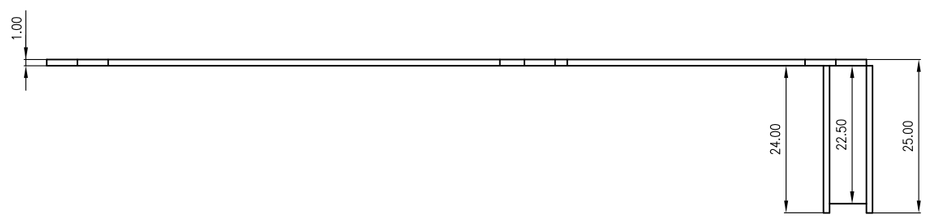


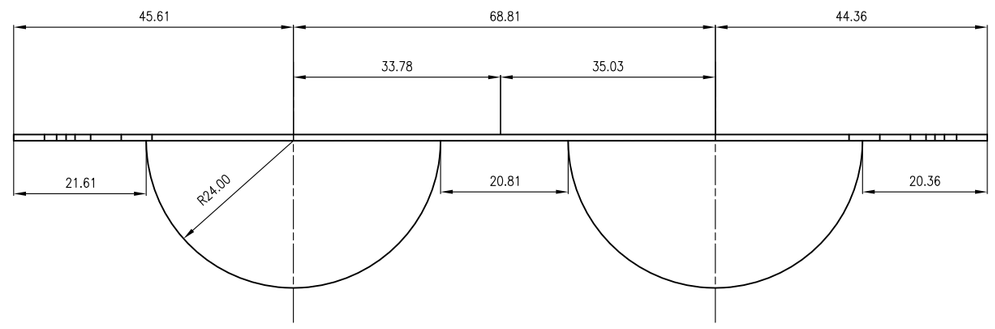
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





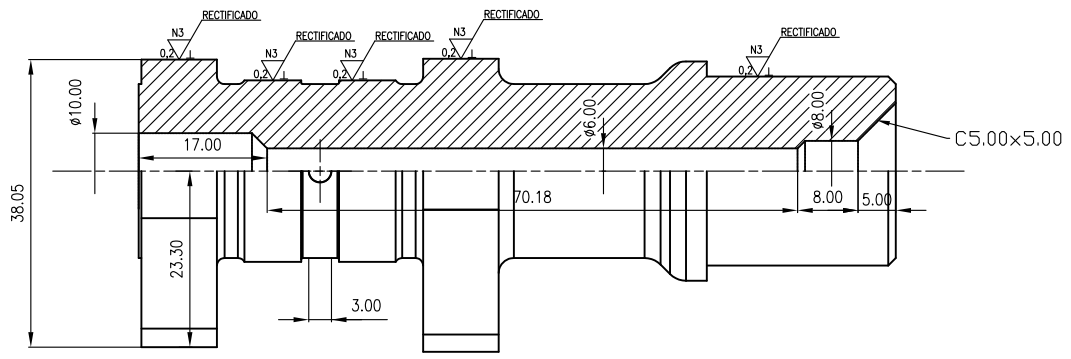


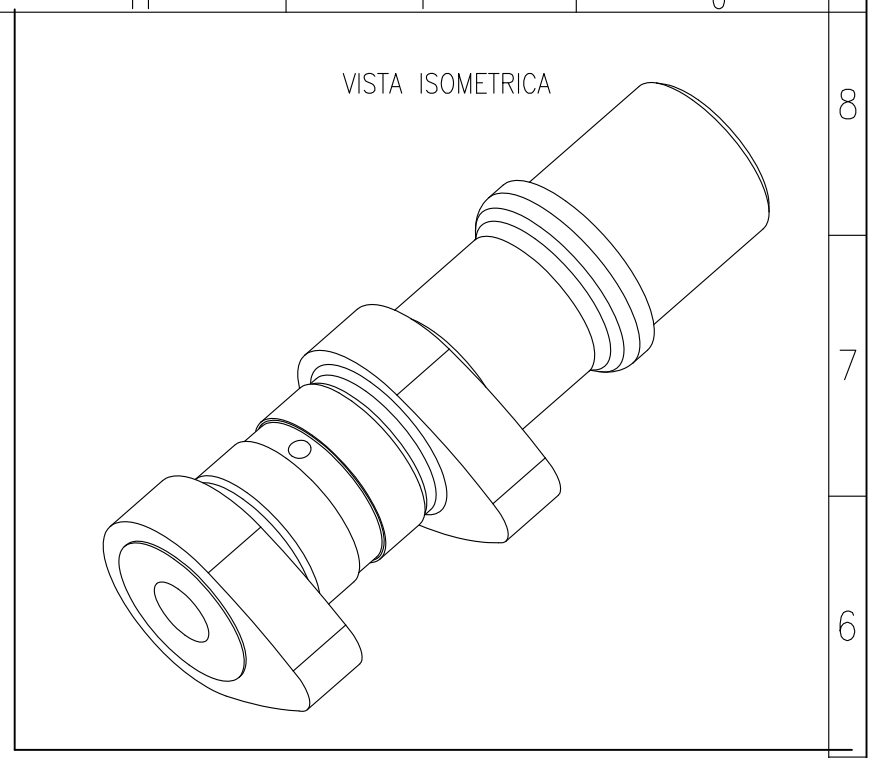


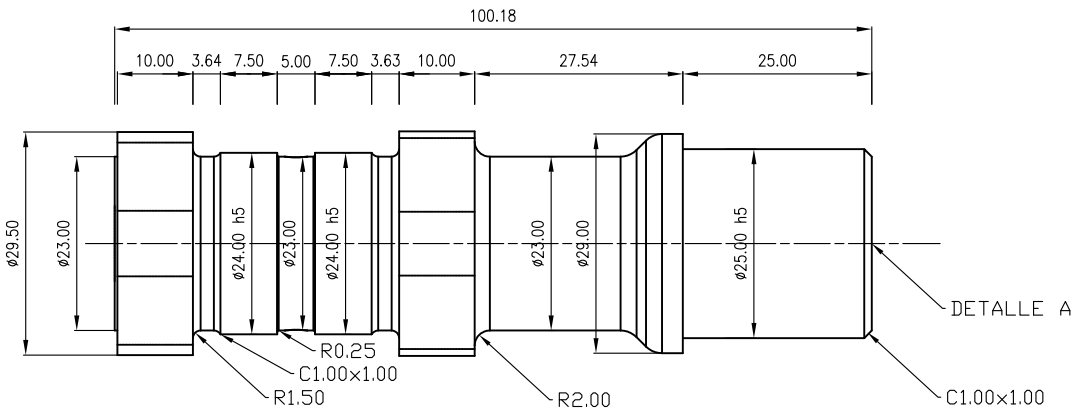
DESIGNAC. MATERIAL	Caucho			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL ROSCAS FRESADO ROSCADO M 0,8 M 0,8	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre		UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Junta Goma Tapa Culata		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 60 REVISIÓN A

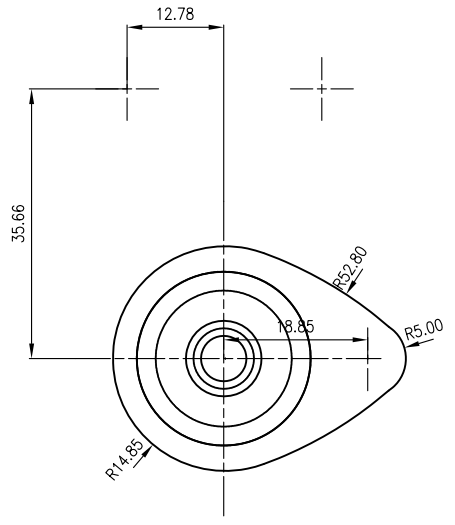
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

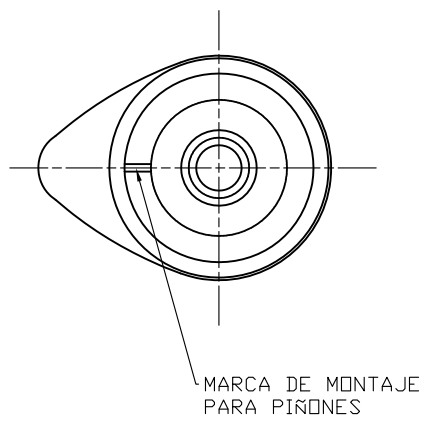
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







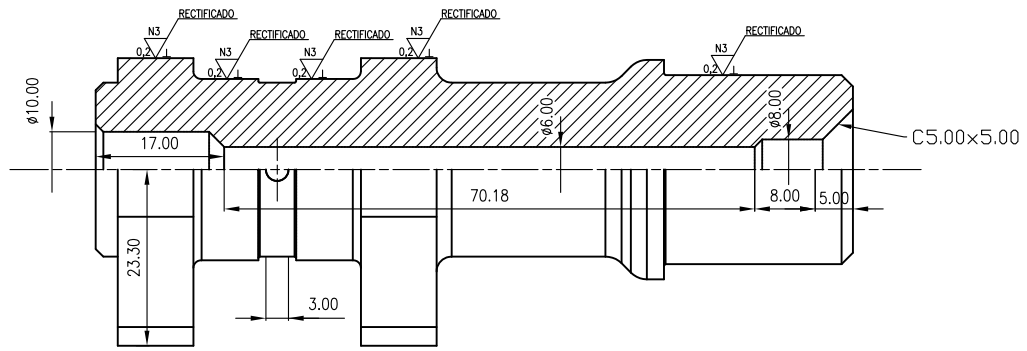


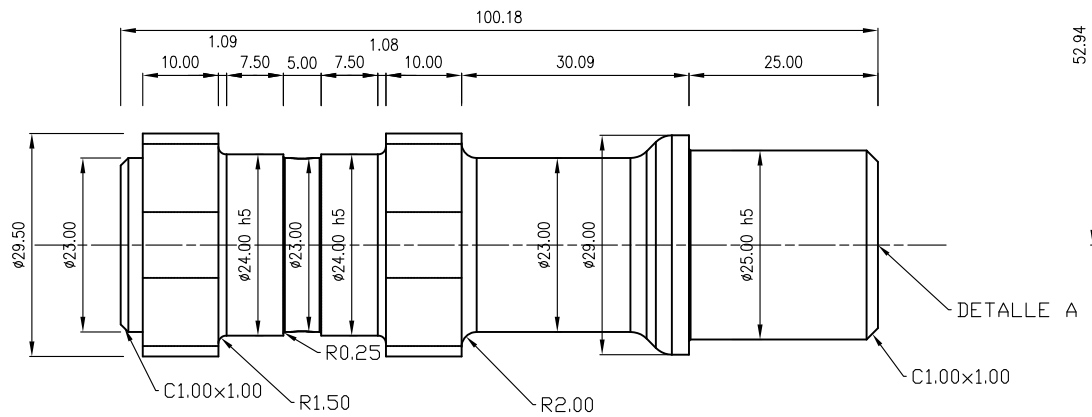


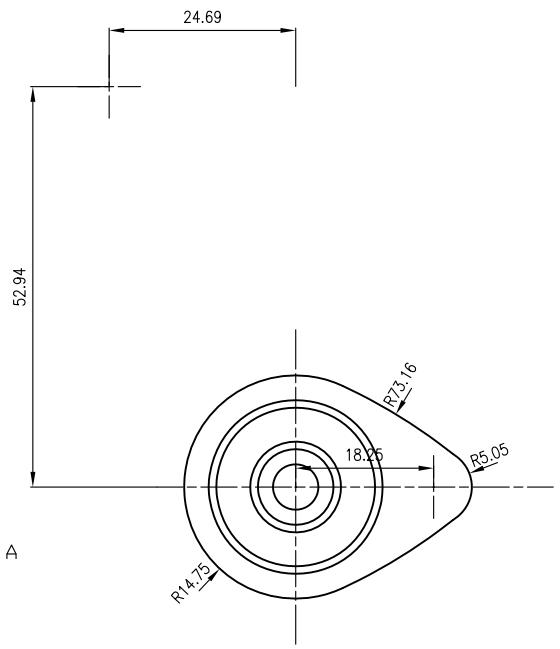
DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según ficha de especificaciones)			
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre		UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Árbol de Levas Admisión		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 61 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

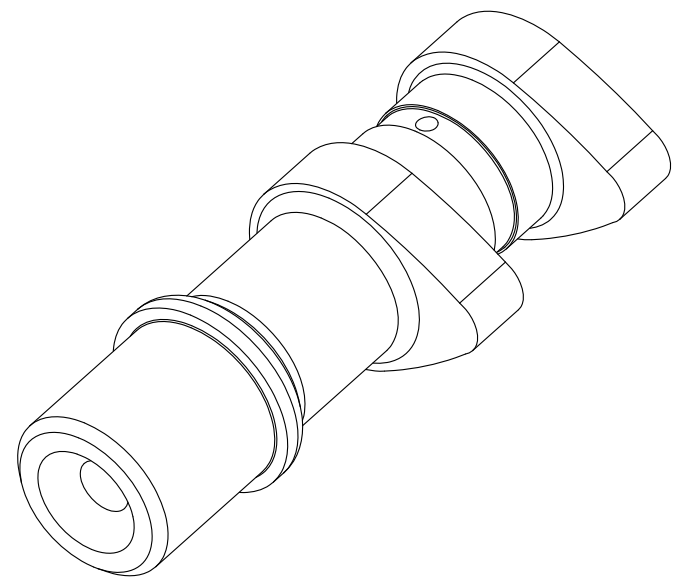
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



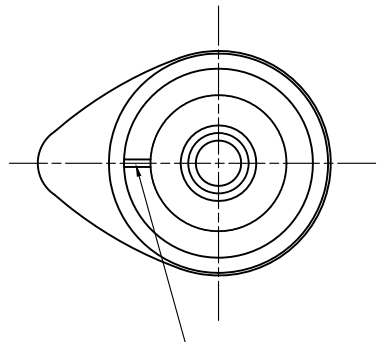




VISTA ISOMETRICA



DETALLE A



DESIGNAC. MATERIAL		Acero AISI 4150 (Según ficha de especificaciones)		
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES: GENERAL N4 TORNEADO 0,2; ROSCAS N4 ROSCADO 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL: Longitudinal en ejes: +/−0.1mm; Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm; Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Árbol de Levas Escape		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016; CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN); PLANO Nº 62; REVISIÓN A

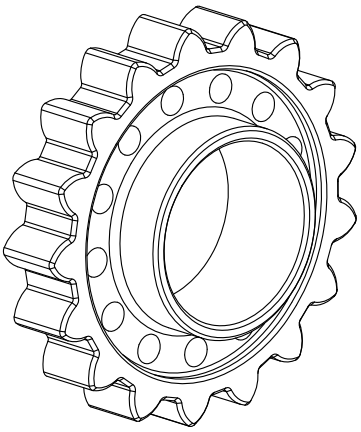
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

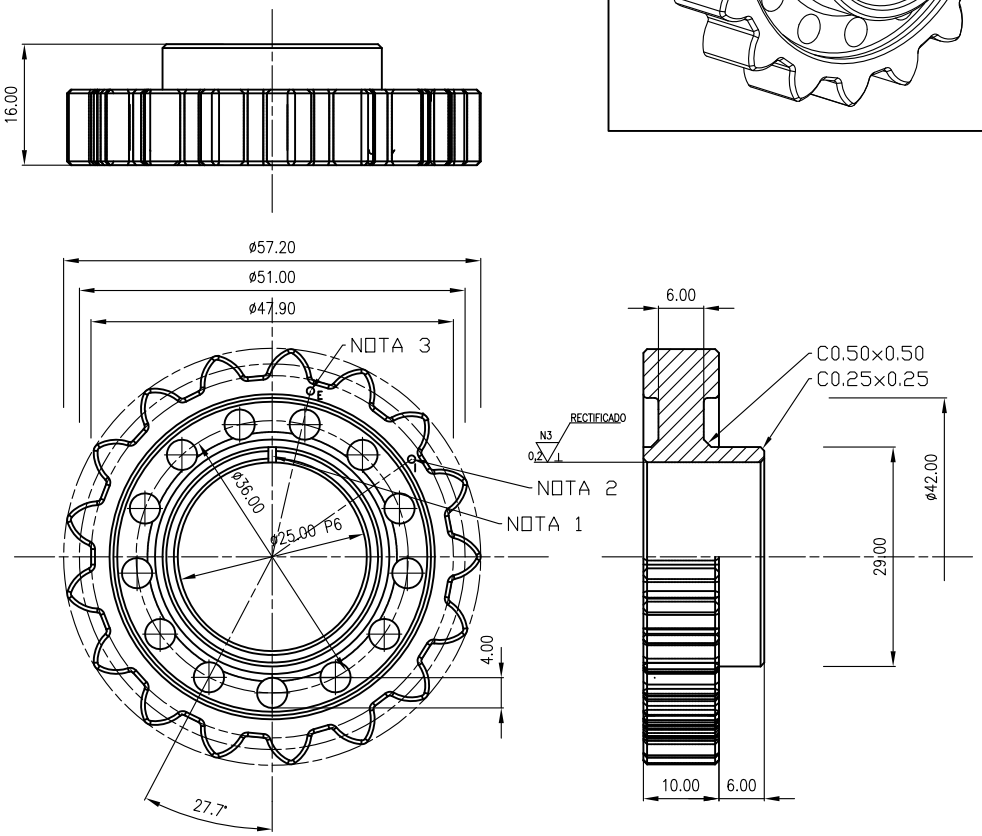
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	17
DIAM. PRIM (dp)	51.00mm
MODULO (m)	3.00

VISTA ISOMÉTRICA





Nota 1: Marca de montaje del piñón al árbol de levas
Nota 2: Marca de sincronización de la admisión (13° respecto de Nota 1)
Nota 3: Marca de sincronización del escape (55° respecto de Nota 1)

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones en ficha)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñones arboles de levas

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2

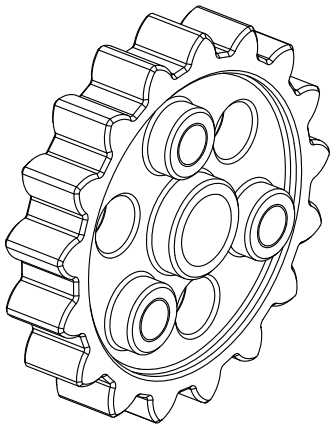
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 63	REVISIÓN A

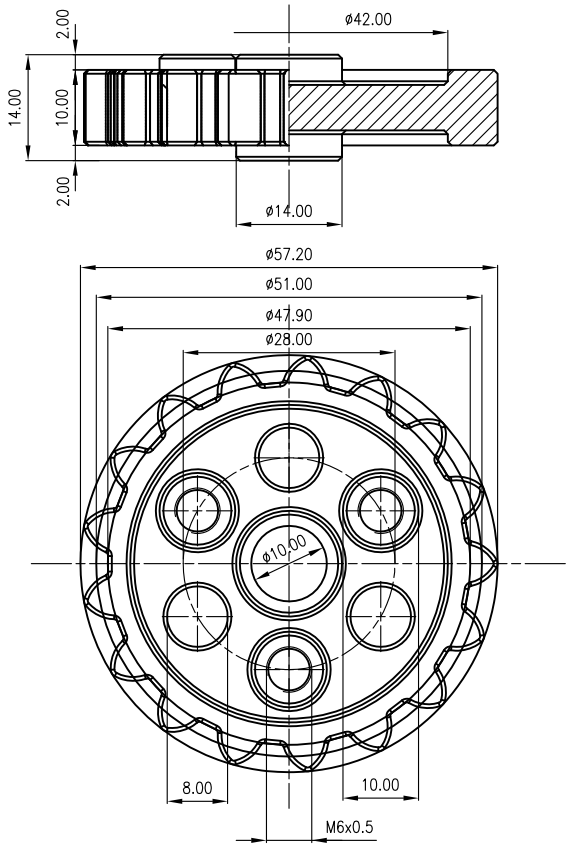
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	17
DIAM. PRIM (dp)	51.00mm
MODULO (m)	3.00

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones en ficha)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	DIENTES: FRESADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñon mando arboles de levas

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2

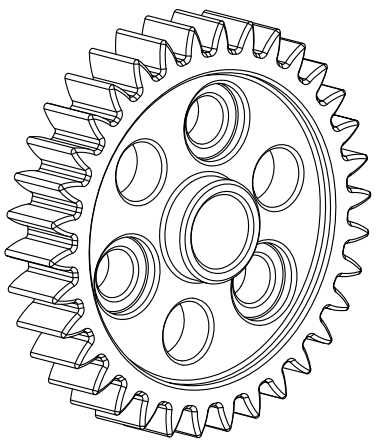
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
64	A

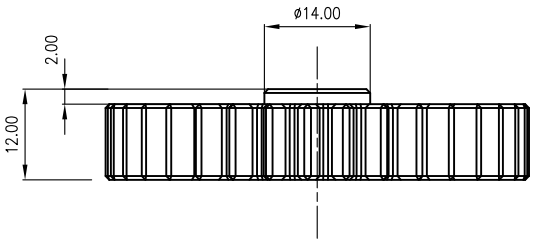
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

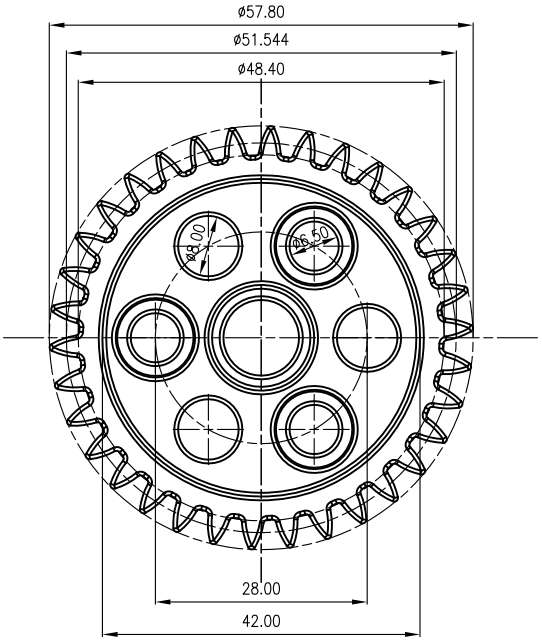
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

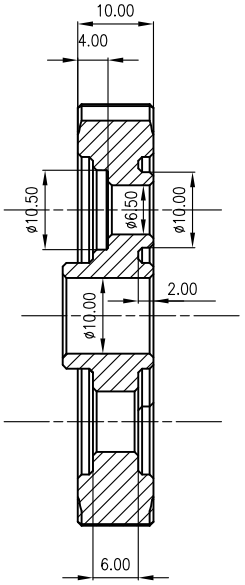
NORMA	DIN 8190
N DIENTES (Z)	34
DIAM. PRIM (dp)	51.544mm
MODULO (m)	1.516

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones en ficha)	
Tamaño A4	DENSIDAD	
	LIM.ELA	
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 (0,2)

DIENTES: FRESADO N4 (0,2)

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñon superior distribución

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

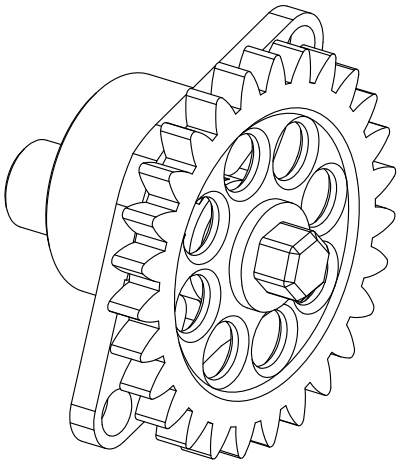
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
65	A

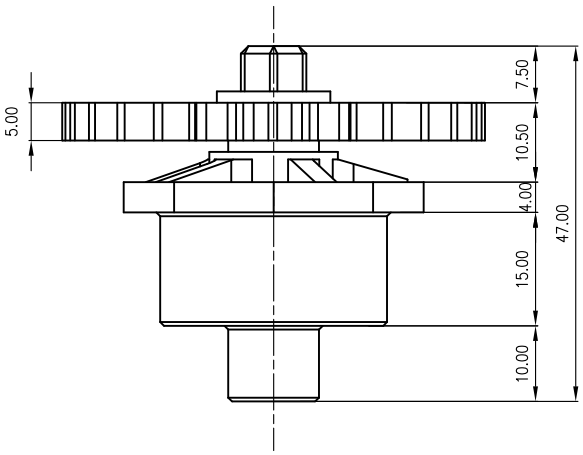
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

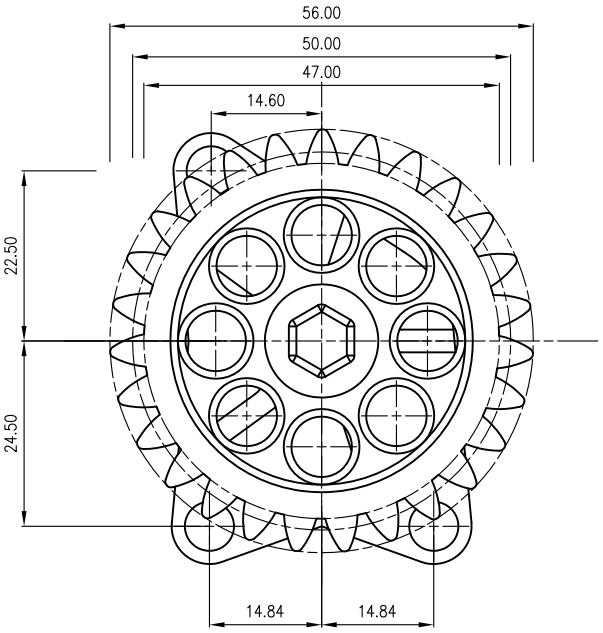
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

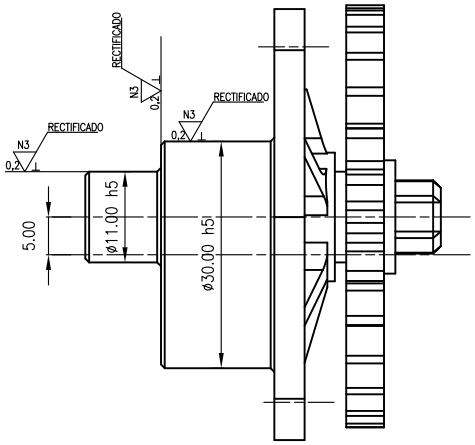
NORMA	DIN 8190
N DIENTES (Z)	25
DIAM. PRIM (dp)	50.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante (Modelo YZF450)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Bomba Aceite

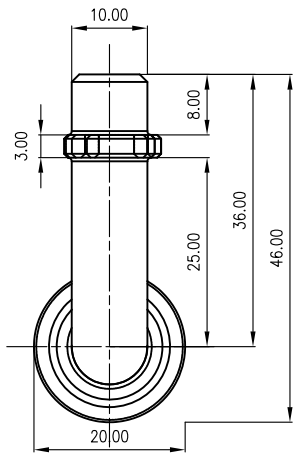
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

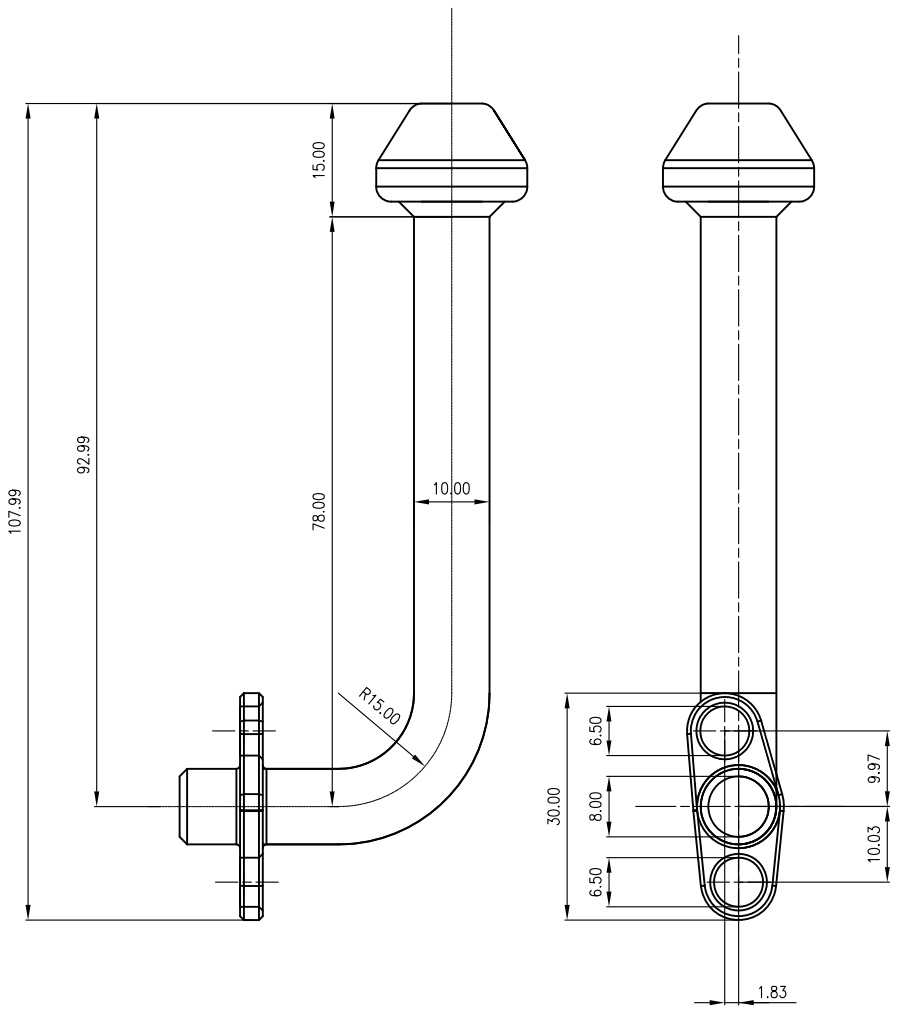
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
66	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

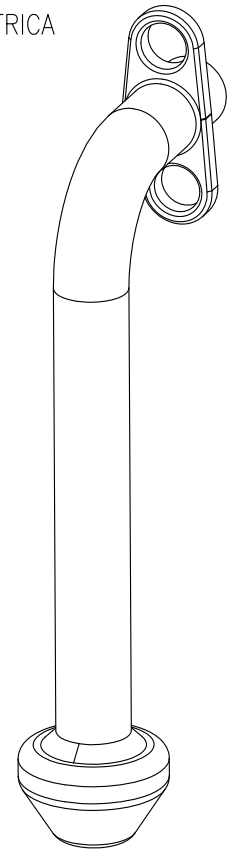
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





VISTA ISOMETRICA

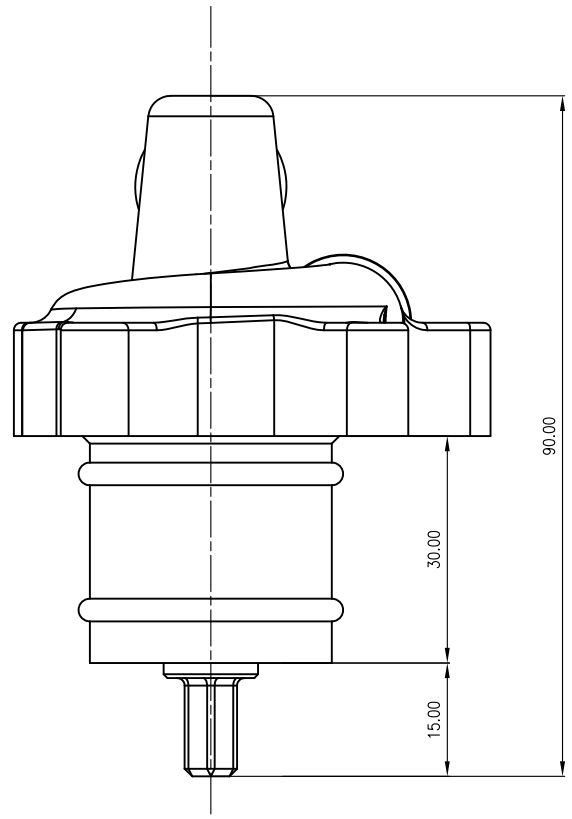


DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301			
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA		GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN			Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP			(Otras especificadas)
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÀSTER	
Comprob.			"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
S.normas				
Escala 1:1	Toma de aceite	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016	
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)	
			PLANO Nº 67	REVISIÓN A

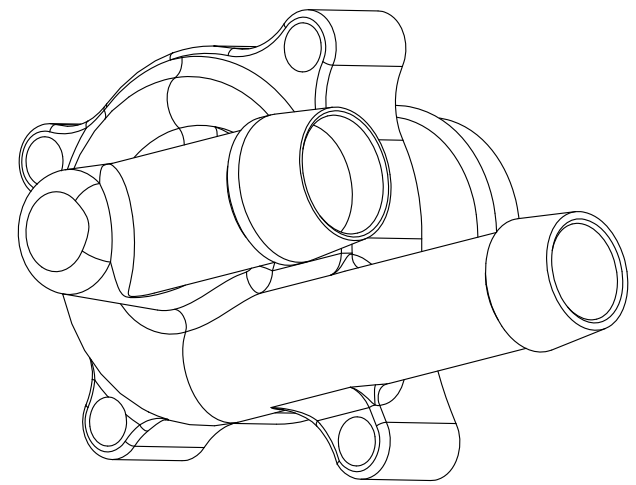
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

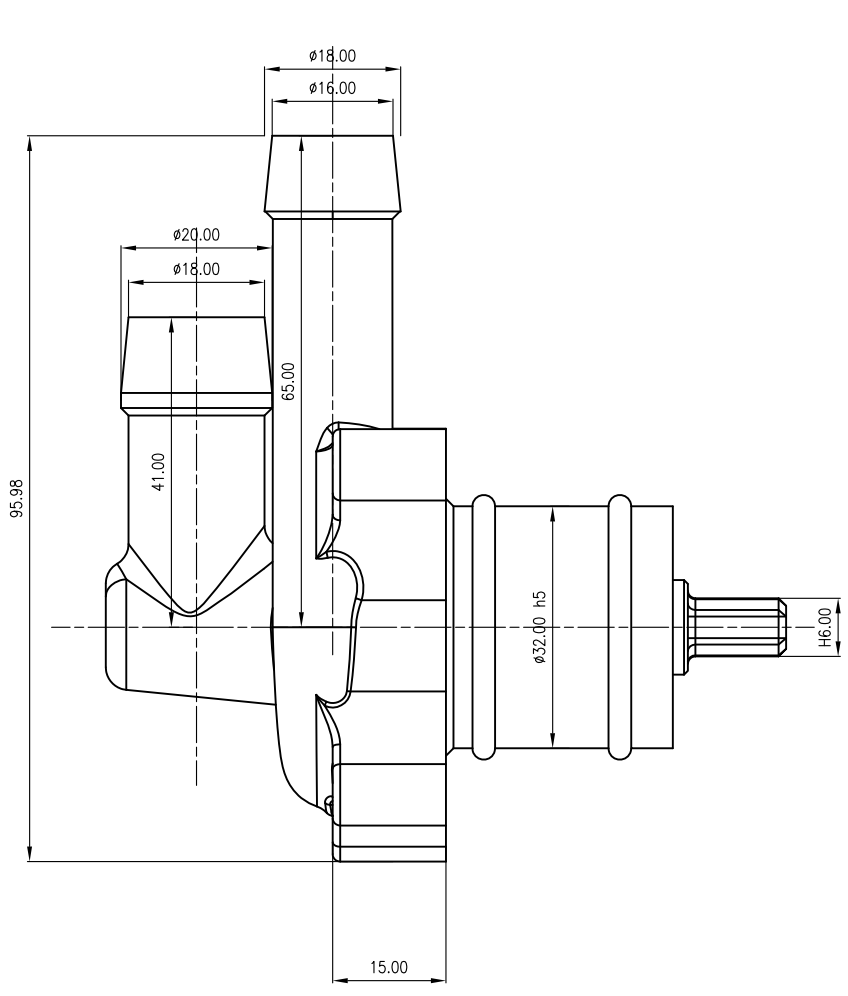
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

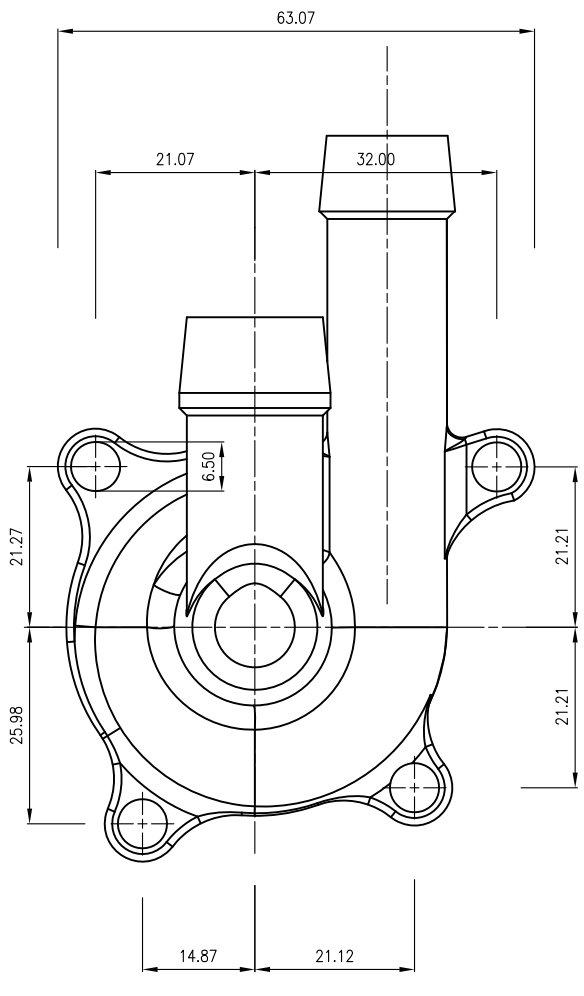
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



VISTA ISOMETRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

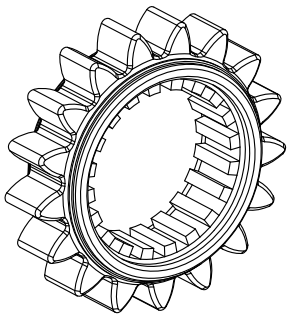
Escala 1:1	Bomba de agua	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 68
			REVISIÓN A

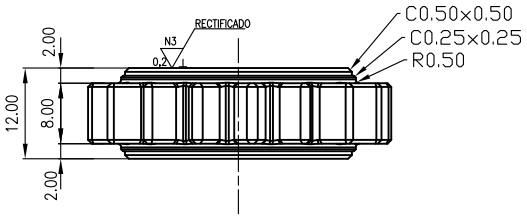
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

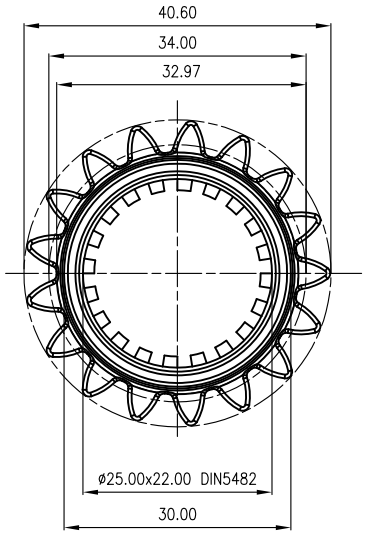
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	17
DIAM. PRIM (dp)	34.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñón 1a
Eje primario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

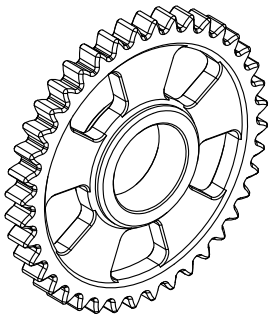
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
69	A

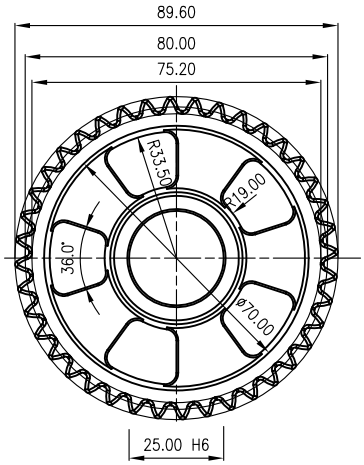
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

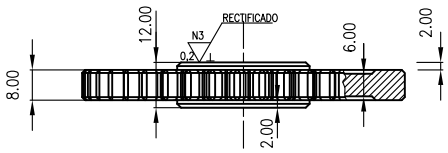
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	40
DIAM. PRIM (dp)	80.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)	
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES: GENERAL N4 0,2 TORNEADO; DIENTES N4 0,2 FRESADO
	LIM.ELA	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL: Longitudinal en ejes: +/−0.1mm; Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm; Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Piñón 1a
Eje secundario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2

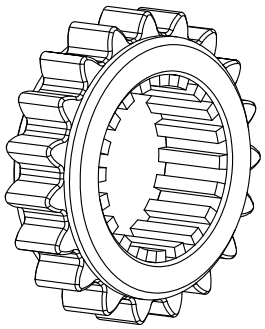
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
70	A

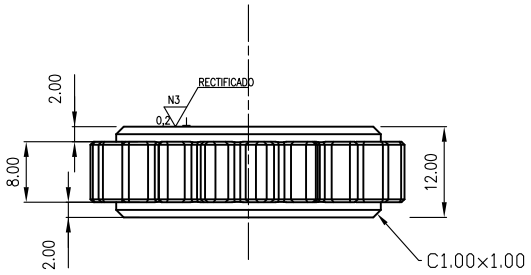
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

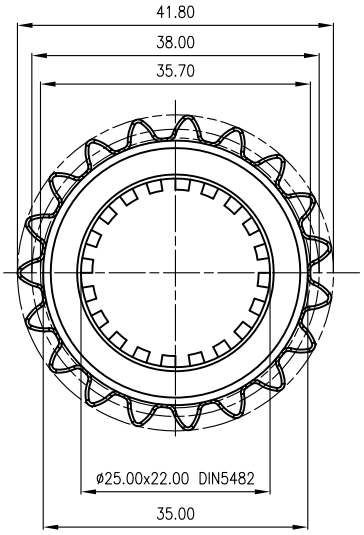
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	19
DIAM. PRIM (dp)	38.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñón 2a
Eje primario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

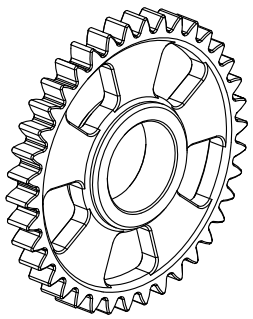
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
71	A

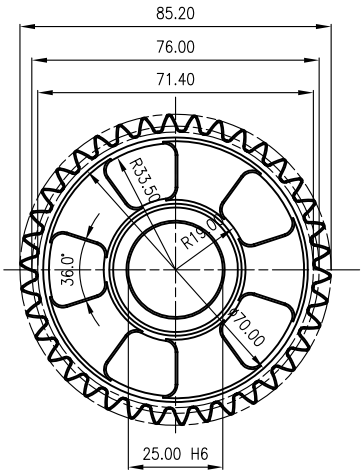
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

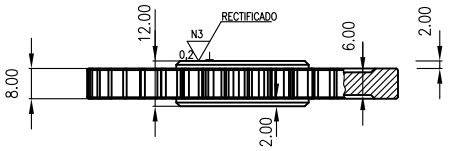
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	38
DIAM. PRIM (dp)	76.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)
Tamaño A4	
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Piñón 2a
Eje secundario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

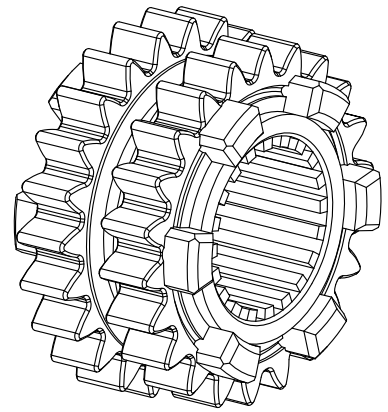
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
72	A

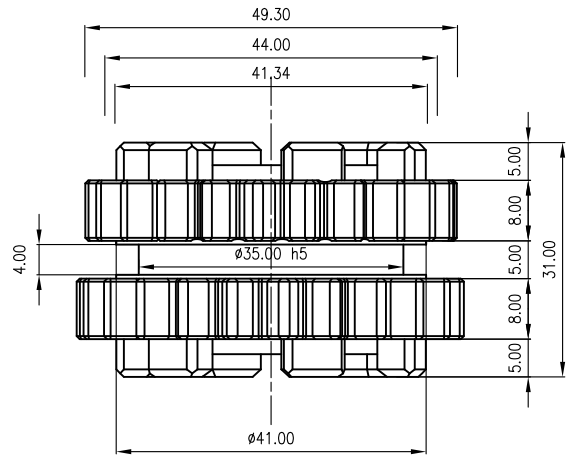
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

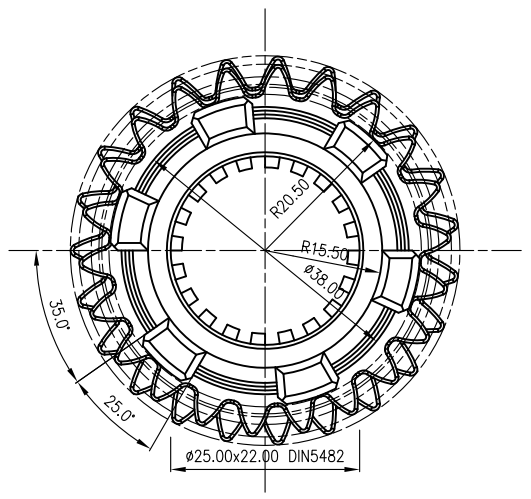
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

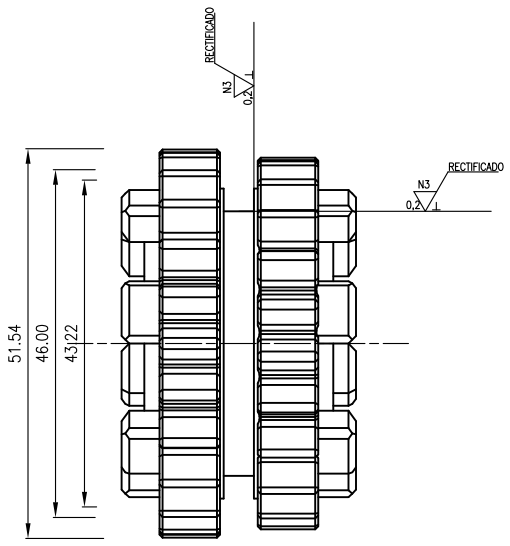
NORMA	DIN 867	NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	22	N DIENTES (Z)	23
DIAM. PRIM (dp)	44.00mm	DIAM. PRIM (dp)	46.00mm
MODULO (m)	2.00	MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMETRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

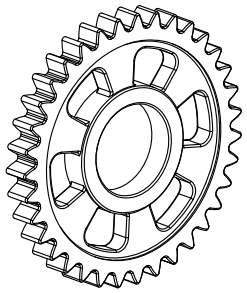
Escala 1:1	Piñón de 3a/4a eje primario	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 73
			REVISIÓN A

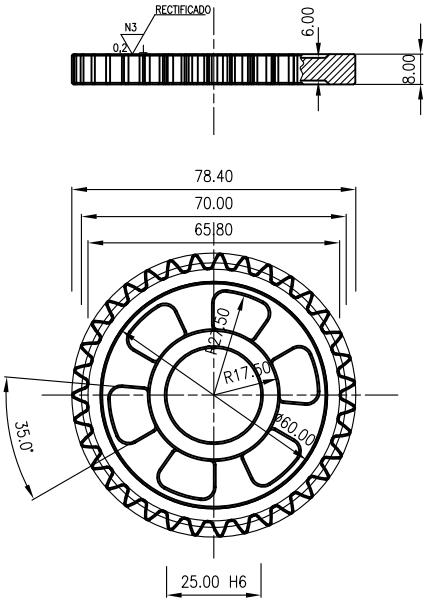
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	35
DIAM. PRIM (dp)	70.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA





DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)	
Tamaño A4	DENSIDAD	
	LIM.ELA	
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 (0,2)
DIENTES: FRESADO N4 (0,2)

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Piñón 3a
Eje secundario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

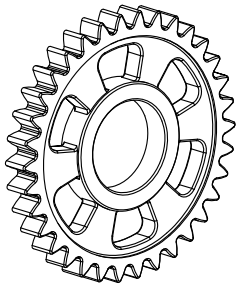
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
74	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

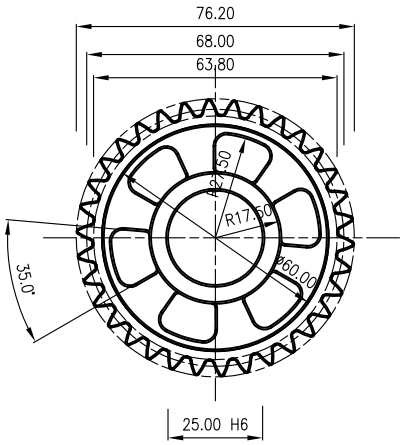
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	35
DIAM. PRIM (dp)	70.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:2

Piñón 4a
Eje secundario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

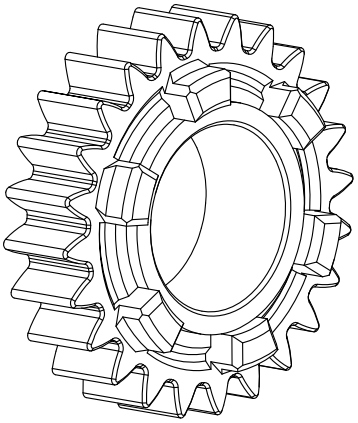
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
75	A

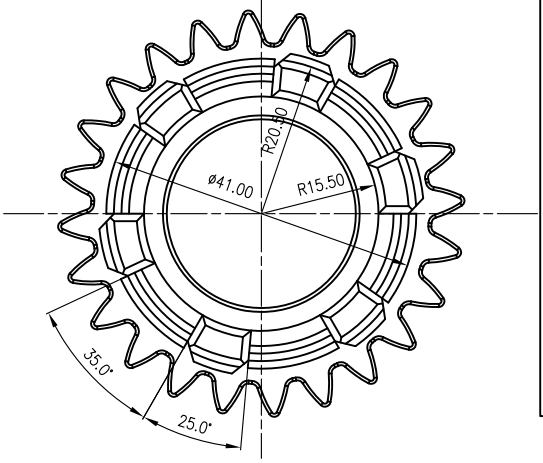
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

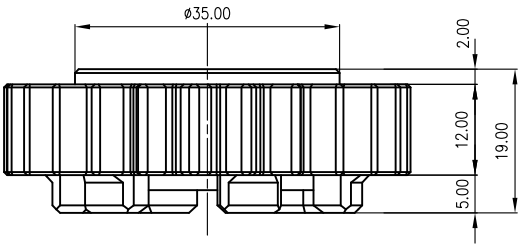
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

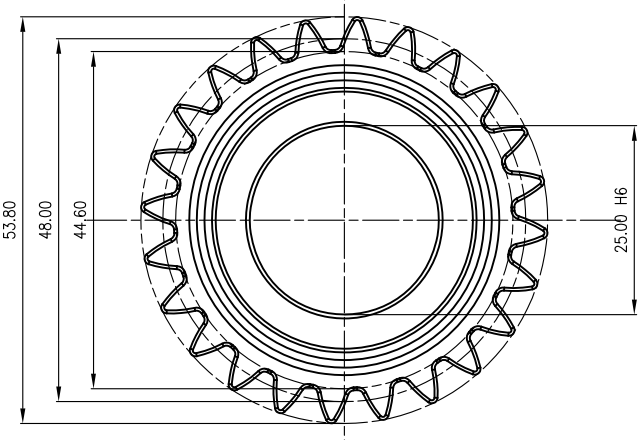
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	24
DIAM. PRIM (dp)	48.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA









DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñón 5a
Eje primario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

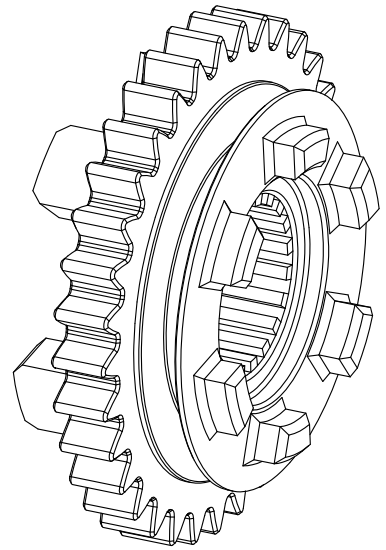
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
76	A

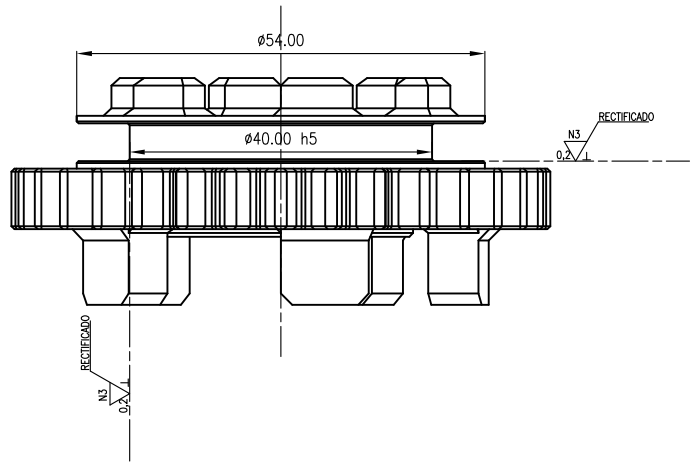
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

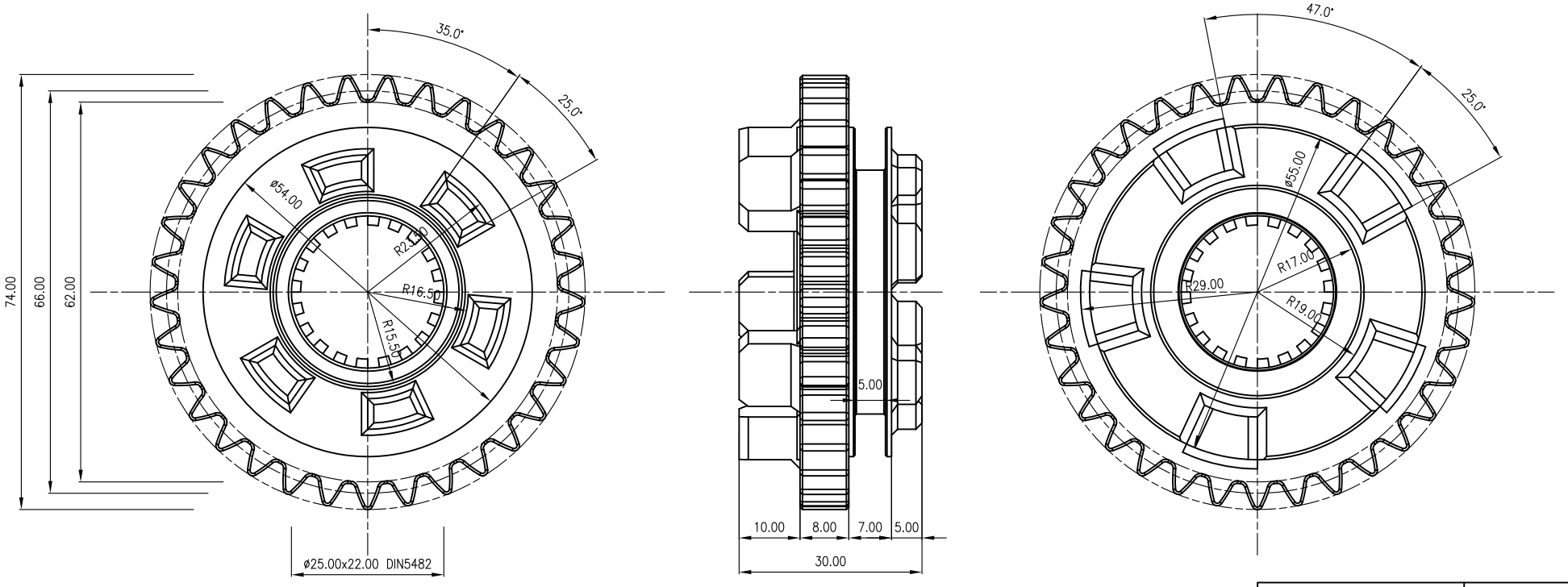
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	33
DIAM. PRIM (dp)	66.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMETRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL TORNEADO N4 0,2 ROSCAS ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

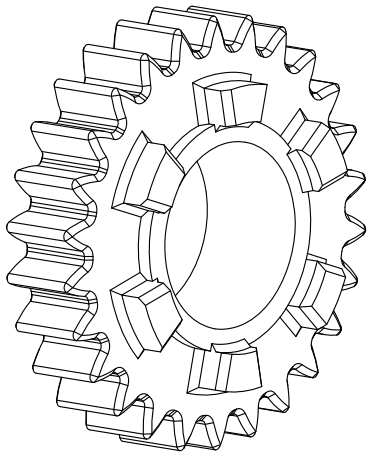
Escala 1:1	Piñón de 5a eje secundario	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 77 REVISIÓN A

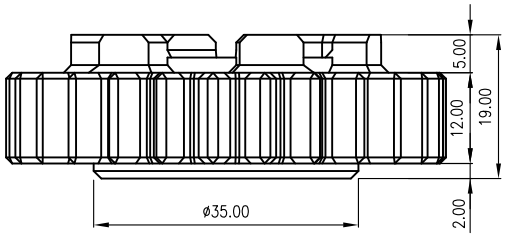
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

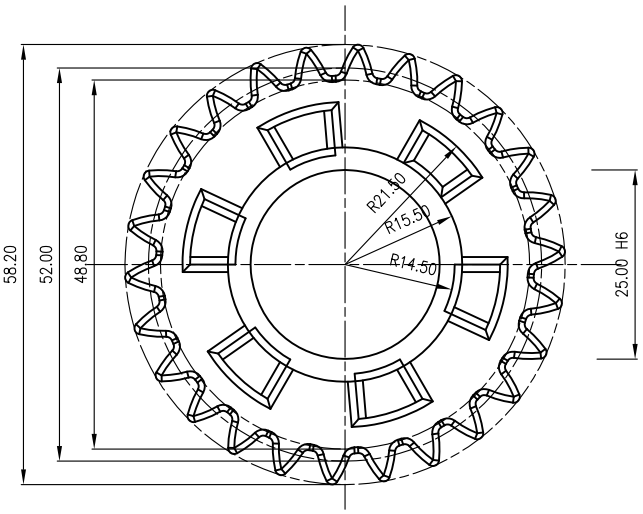
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	26
DIAM. PRIM (dp)	52.00mm
MODULO (m)	2.00

VISTA ISOMÉTRICA







DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)
DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

Tamaño A4

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES

GENERAL: TORNEADO N4 (0,2)

DIENTES: FRESADO N4 (0,2)

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
Otras sin especificar: +/−0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Piñón 6a
Eje primario

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
78	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

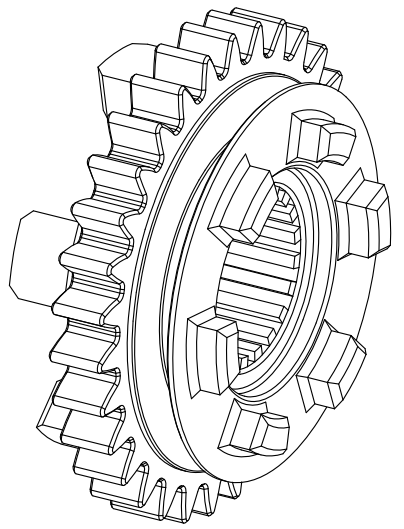
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

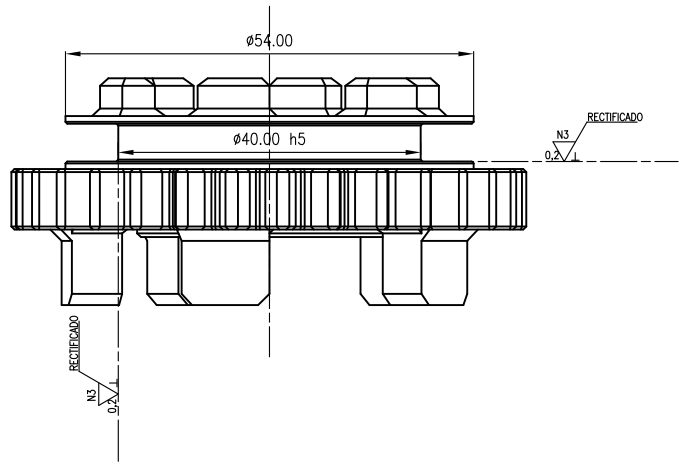
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

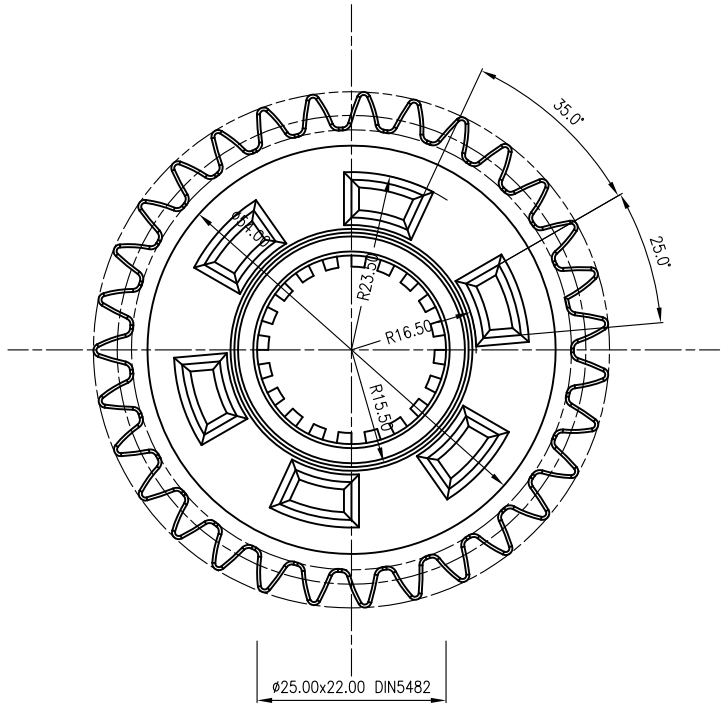
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

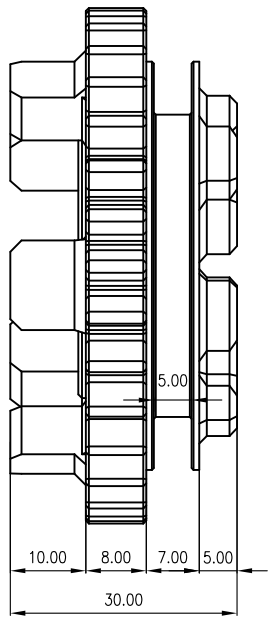
NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	31
DIAM. PRIM (dp)	62.00mm
MODULO (m)	2.00

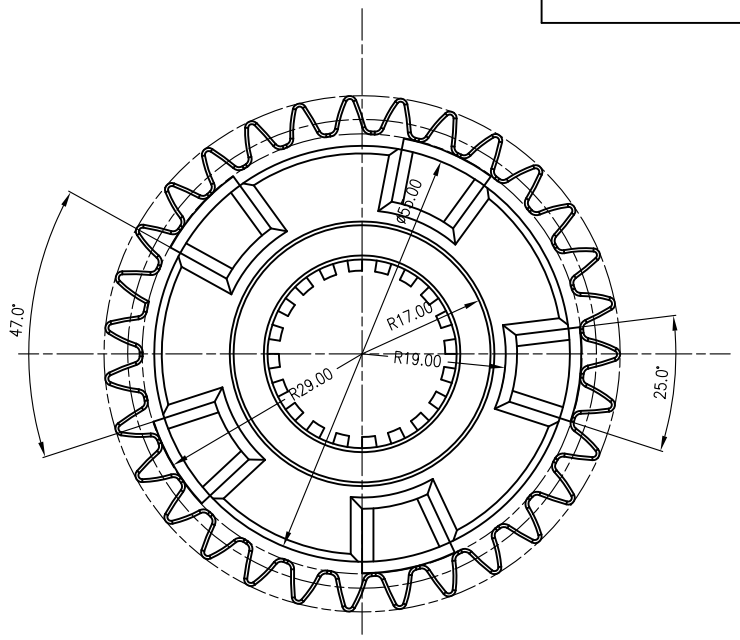
VISTA ISOMETRICA











DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0.2	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO	ROSCAS: ROSCADO N4 0.2	Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

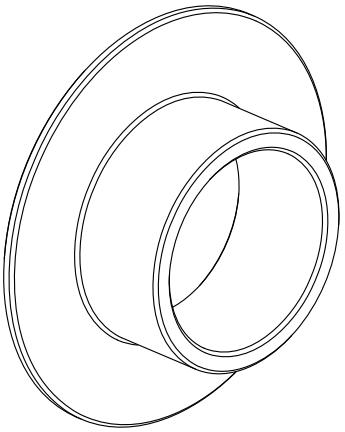
Escala 1:1	Piñón de 6a eje secundario
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN	UNE−EN ISO 6410−2
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	79
REVISIÓN	A

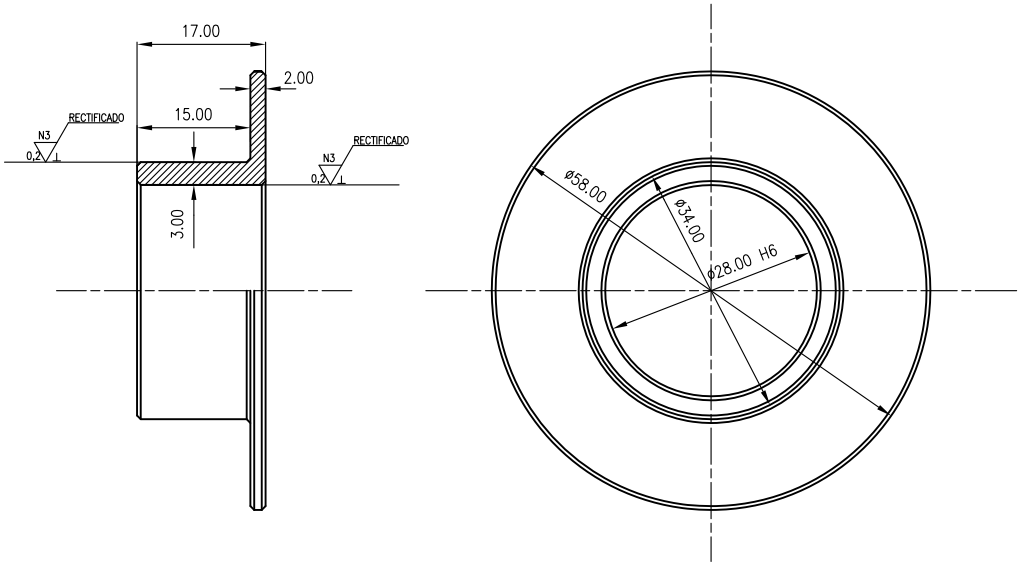
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Separador camp. Embrague 1

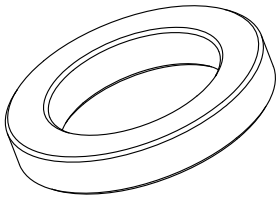
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2

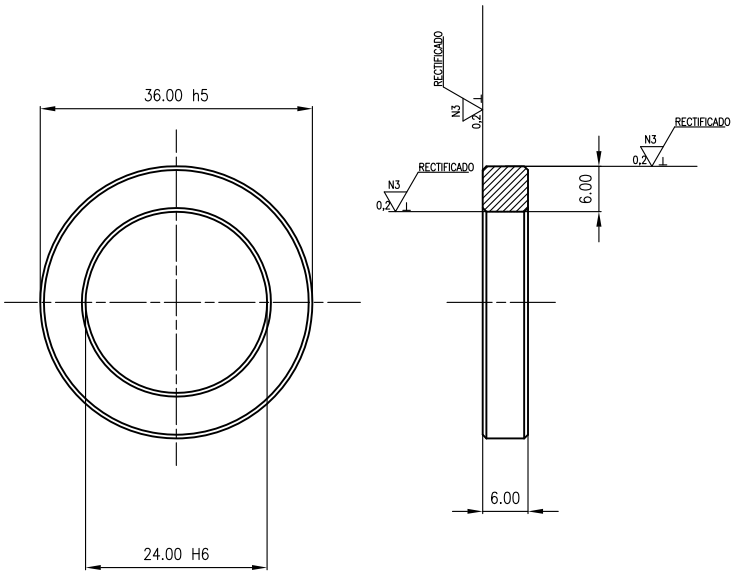
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 80	REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Separador camp. Embrague 2

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2

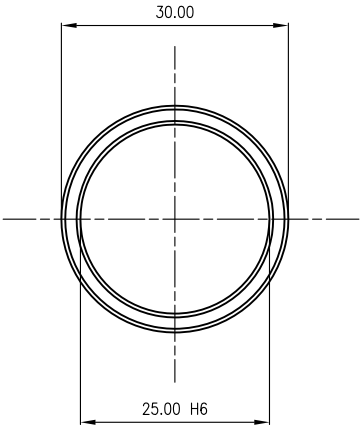
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 81	REVISIÓN A

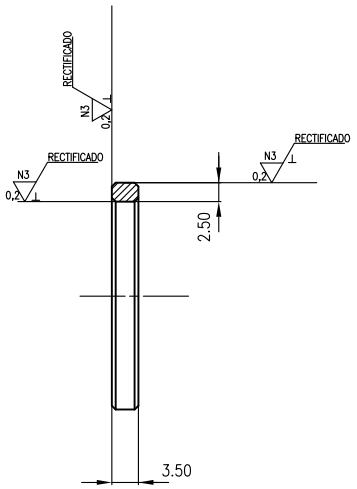
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Separador caja cambios 3,5mm

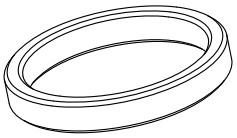
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2

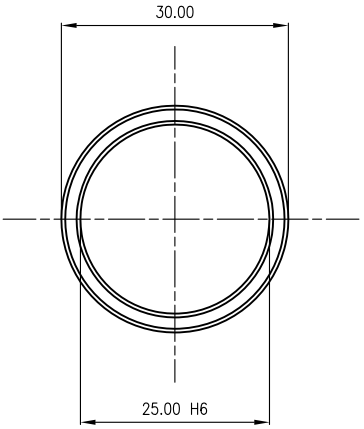
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº: 82	REVISIÓN: A

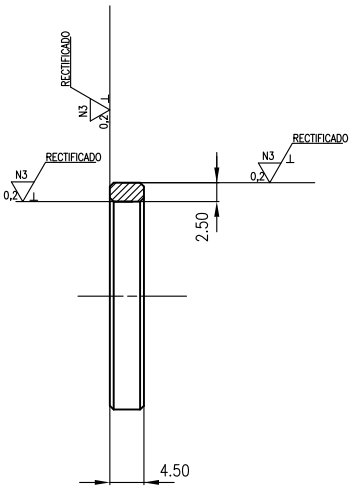
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 DIENTES: FRESADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Separador caja cambios 4,5mm

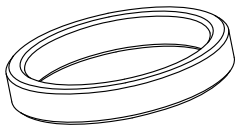
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE−EN ISO 6410−2

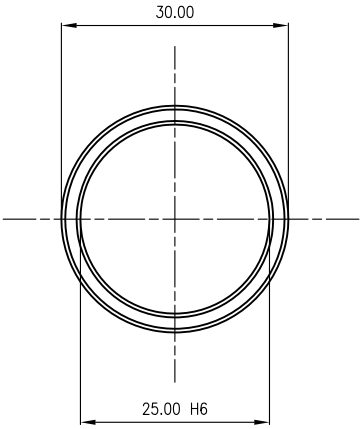
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº 83	REVISIÓN A

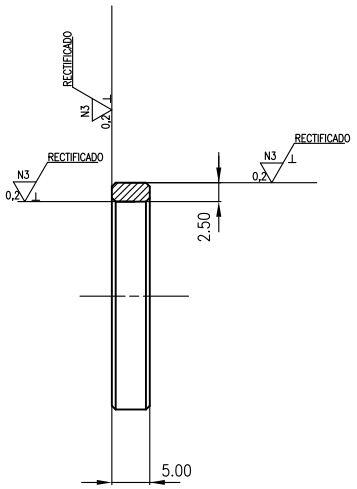
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

Separador caja cambios 5,0mm

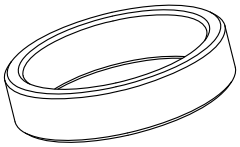
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2

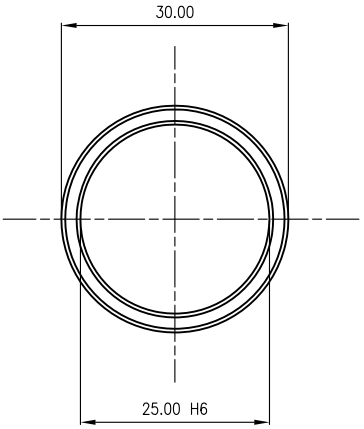
CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº: 84	REVISIÓN: A

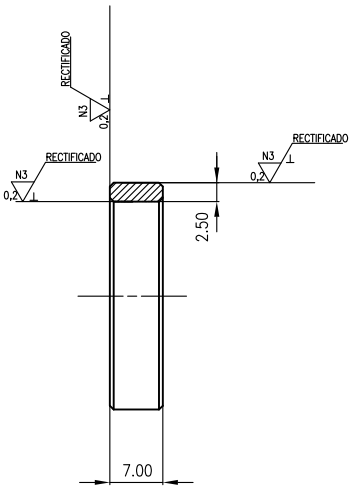
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA







Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

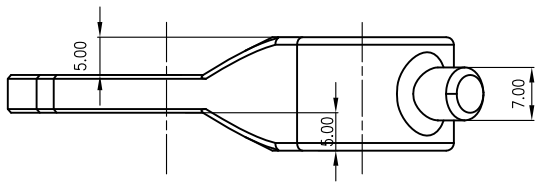
Escala 1 : 1	Separador caja cambios 7,0mm	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 85 — REVISIÓN A

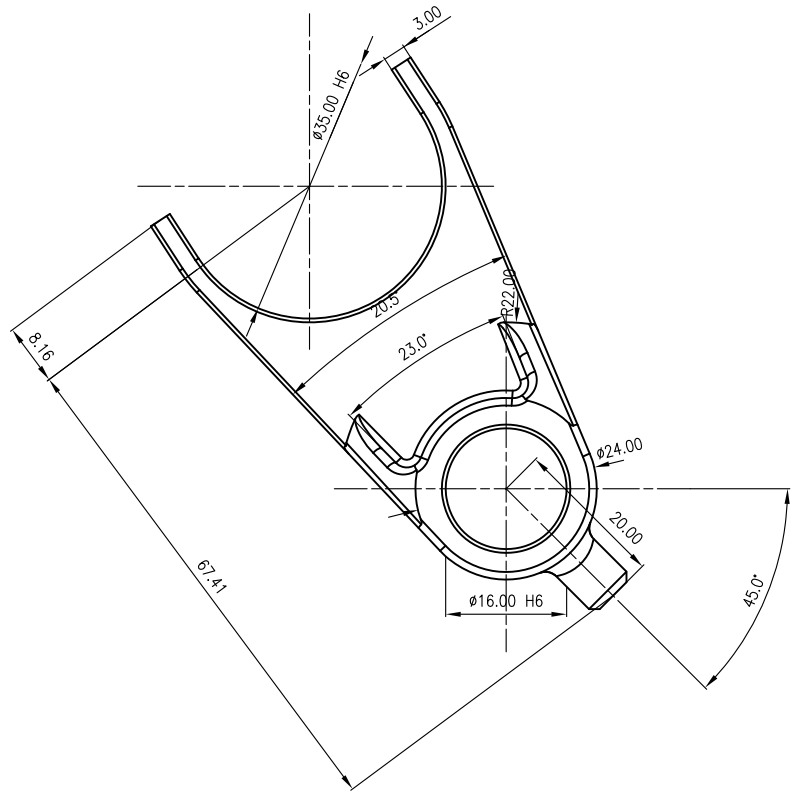
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

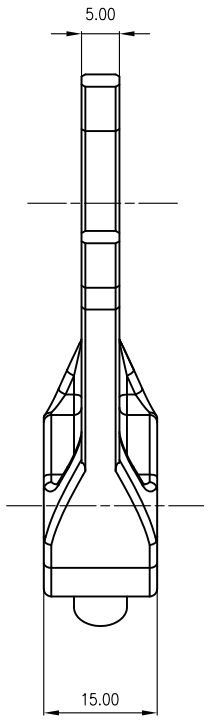
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

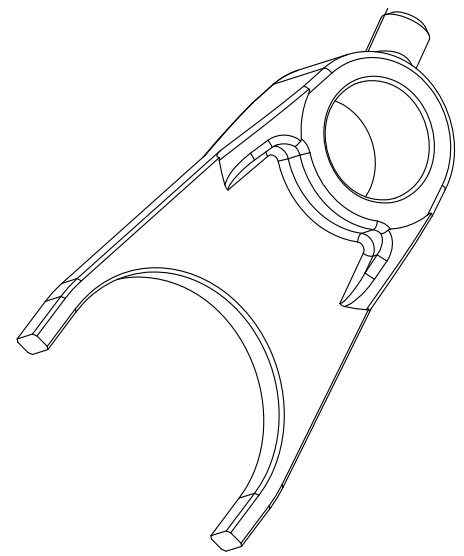
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







VISTA ISOMETRICA

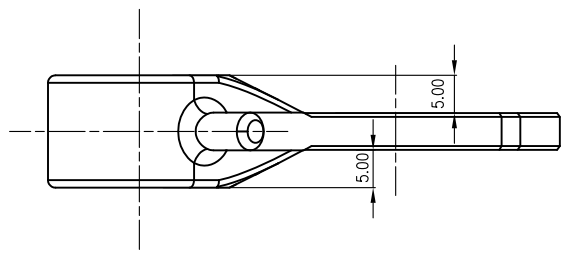


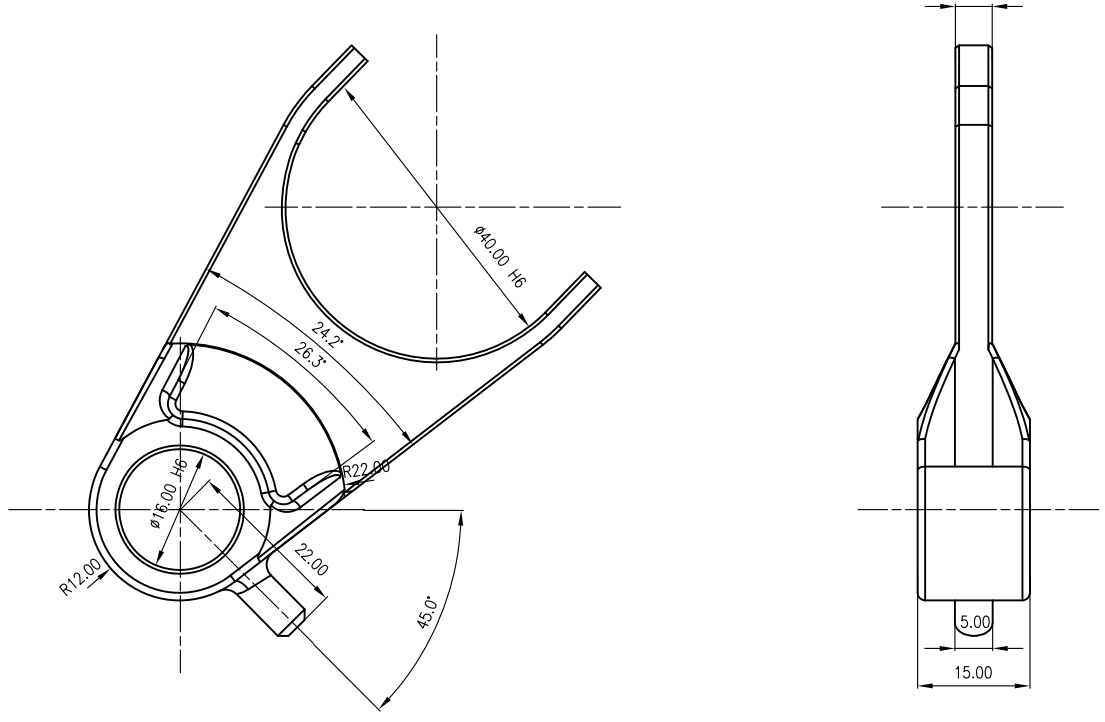
DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)			
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: N4 TORNEADO ROSCAS: N4 ROSCADO	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1 : 1	Horquilla eje primario		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 86 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

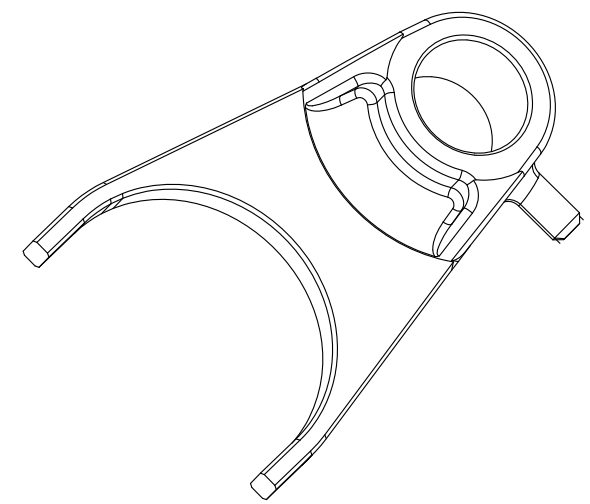
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





VISTA ISOMETRICA

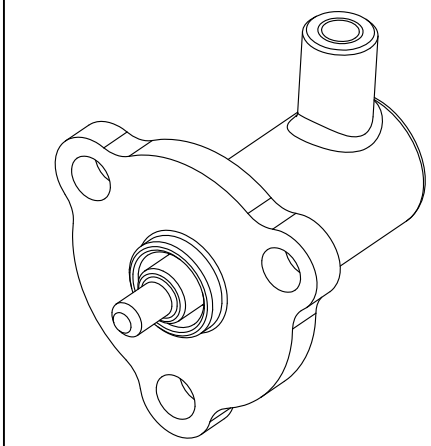


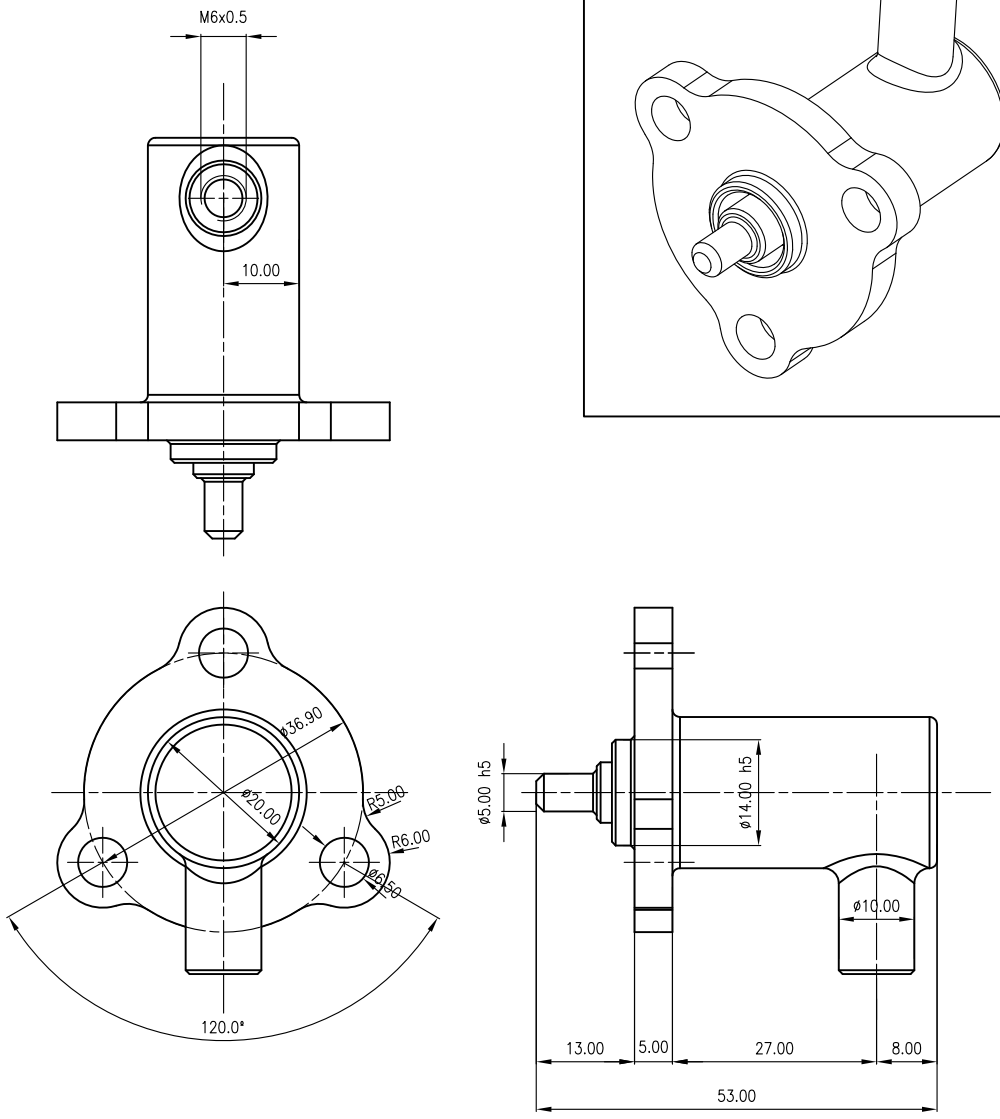
DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1 : 1	Horquillas eje secundario	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 87 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMÉTRICA





Nota 1: Aristas vivas con chaflán a 0.50x0.50mm

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 301 (Según fabricante)		
Tamaño A4	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — DIENTES: FRESADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

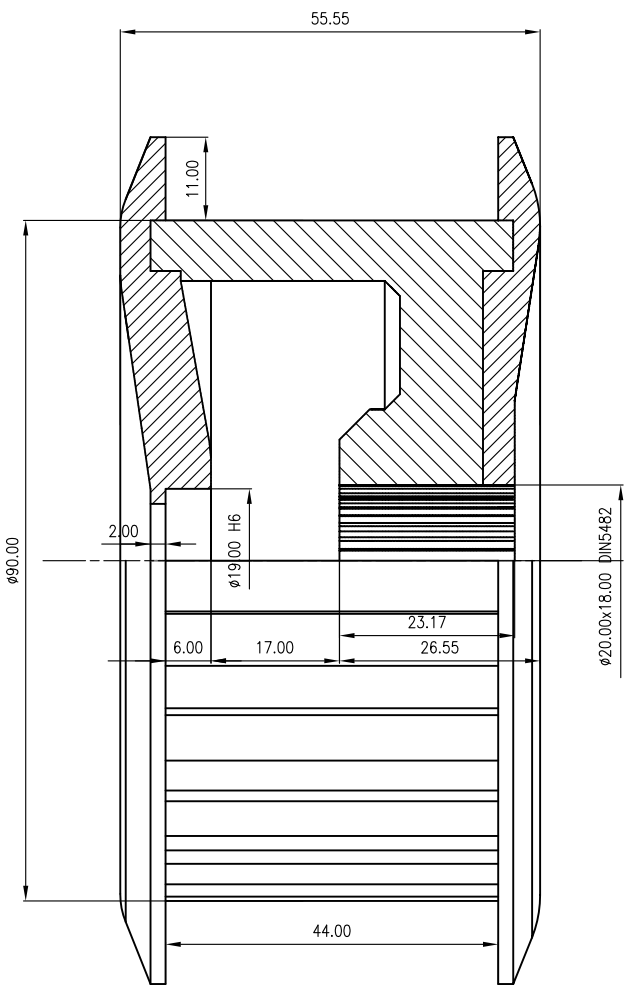
Actuador hidr. embrague

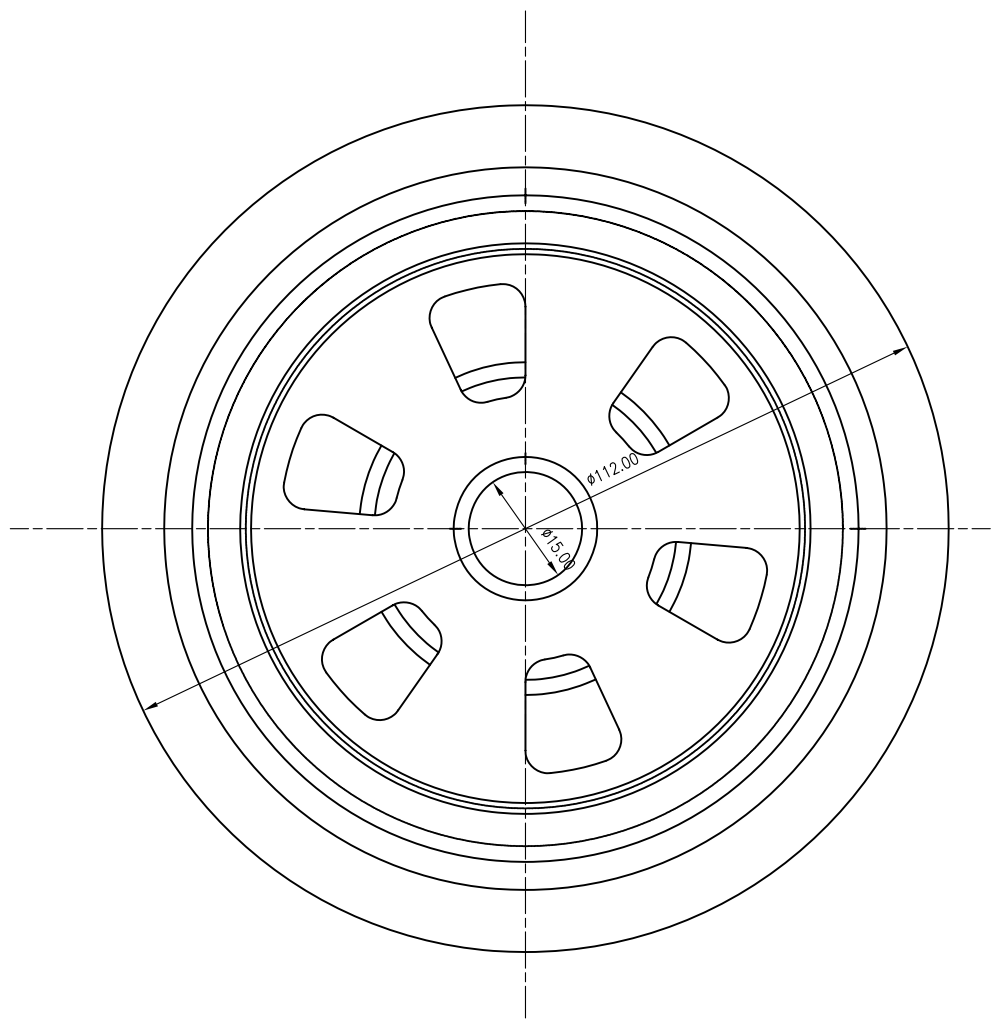
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº: 88	REVISIÓN: A

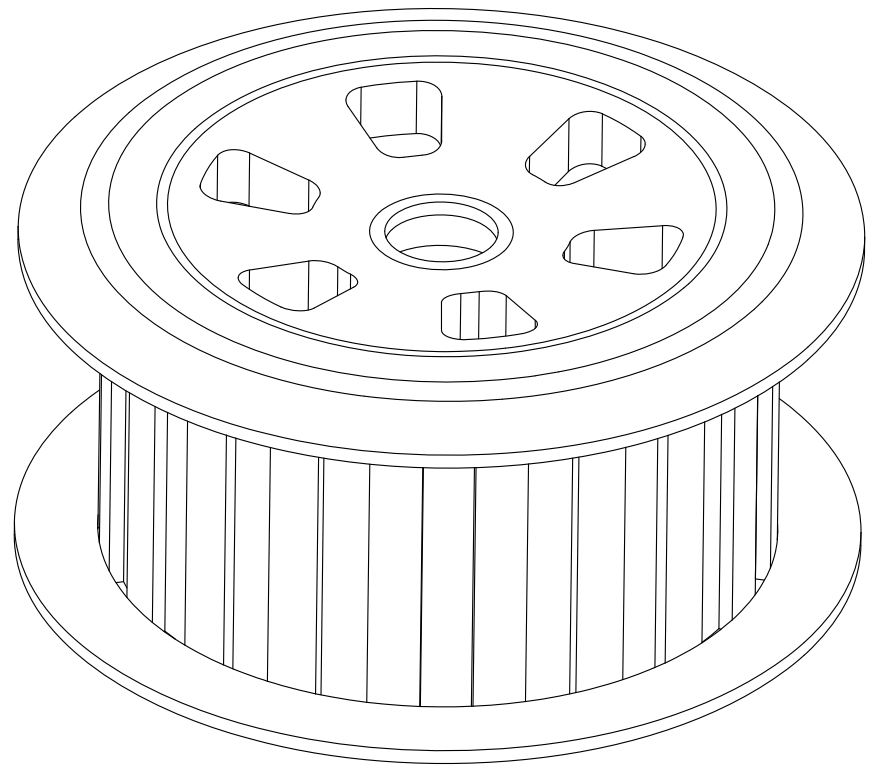
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





VISTA ISOMETRICA

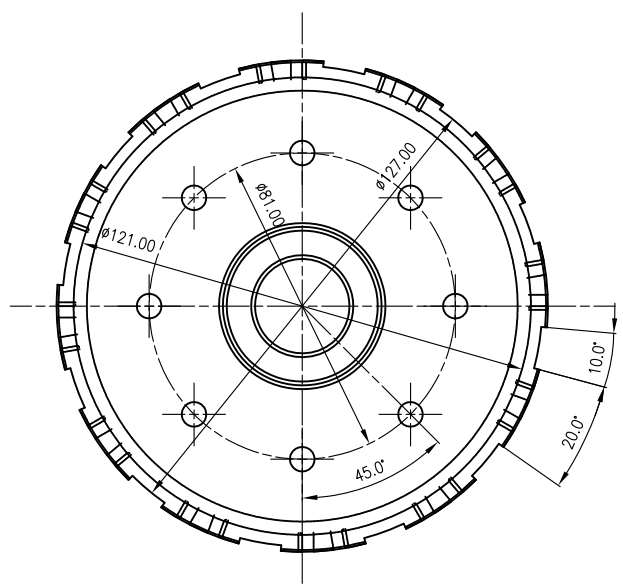


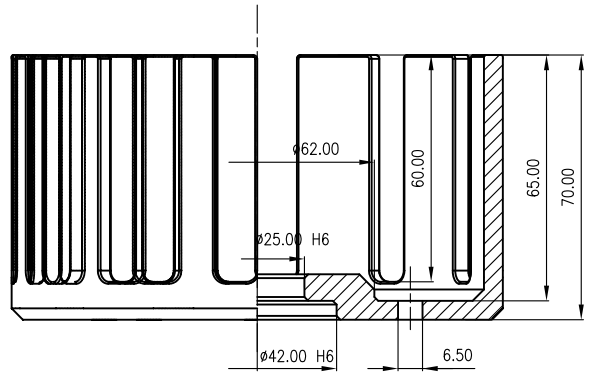
DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL N4 TORNEADO ROSCAS N4 ROSCADO	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Embrague	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 89 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

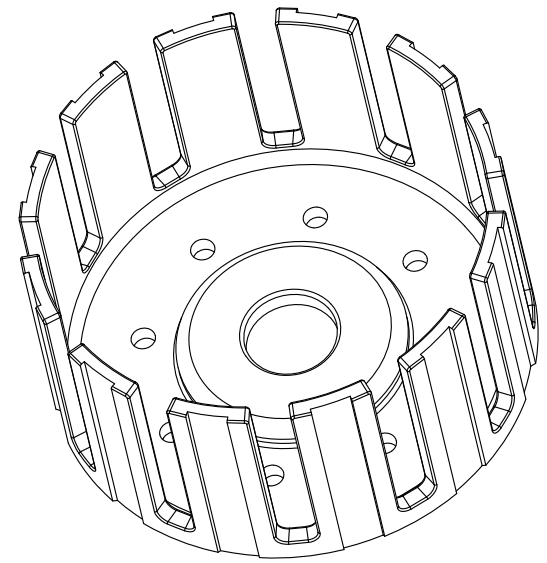
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





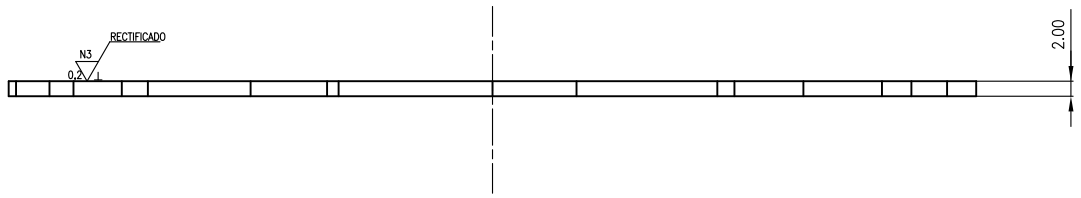
VISTA ISOMETRICA

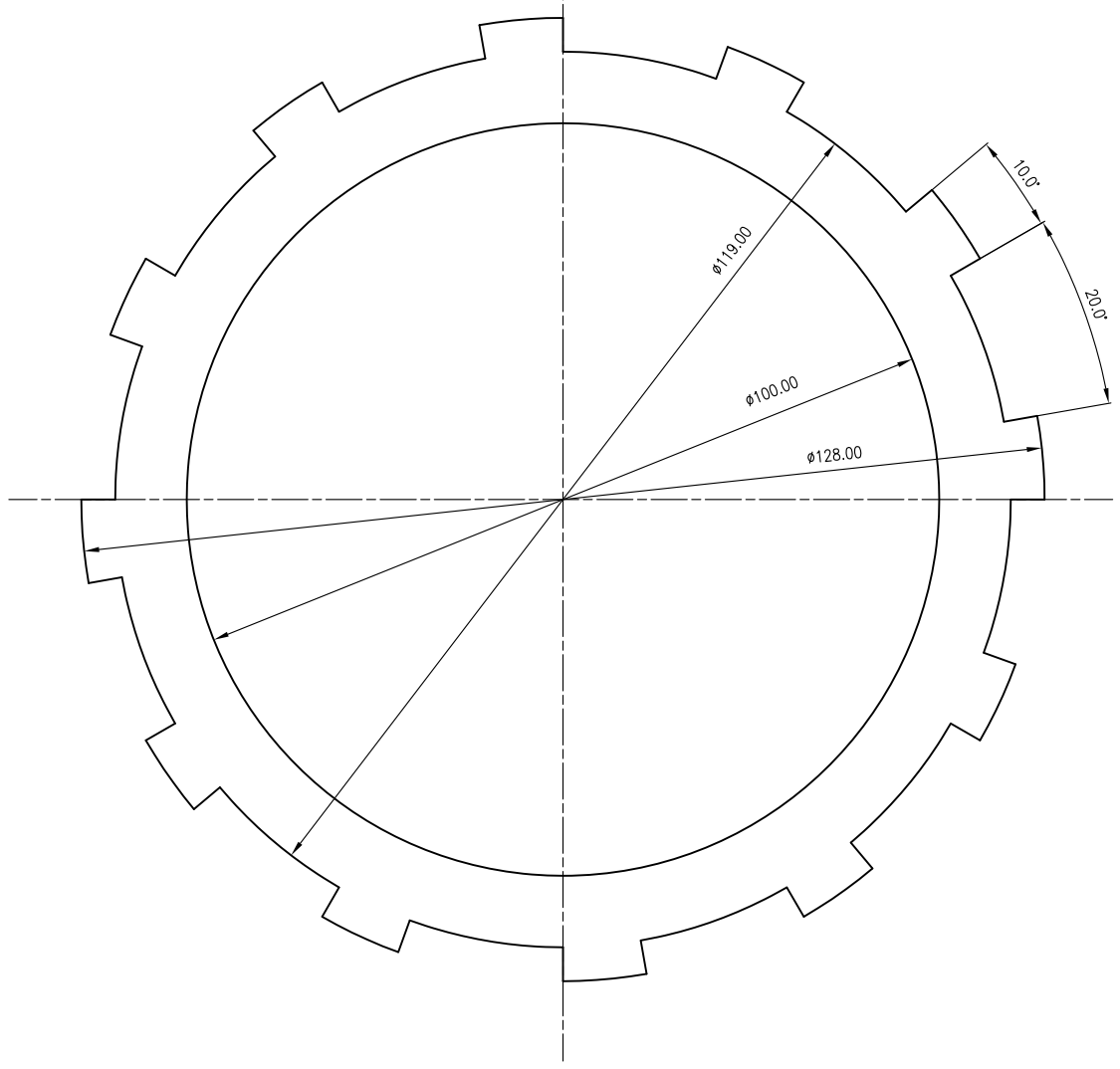


DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 (0,2) ROSCAS: ROSCADO N4 (0,2)	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:2	Campana del embrague	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 90 REVISIÓN A

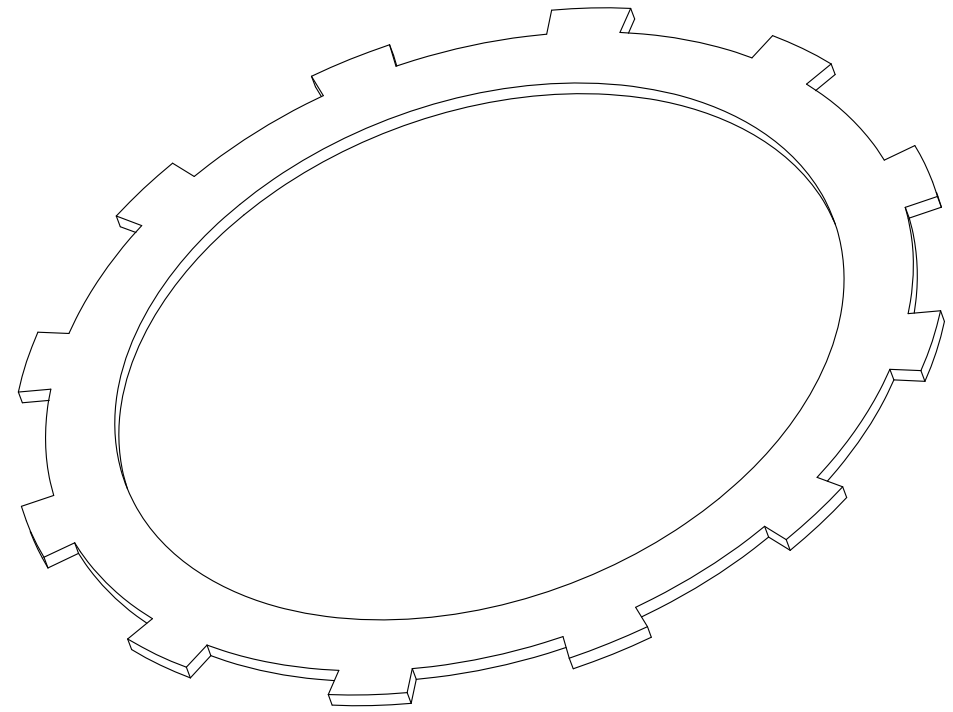
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





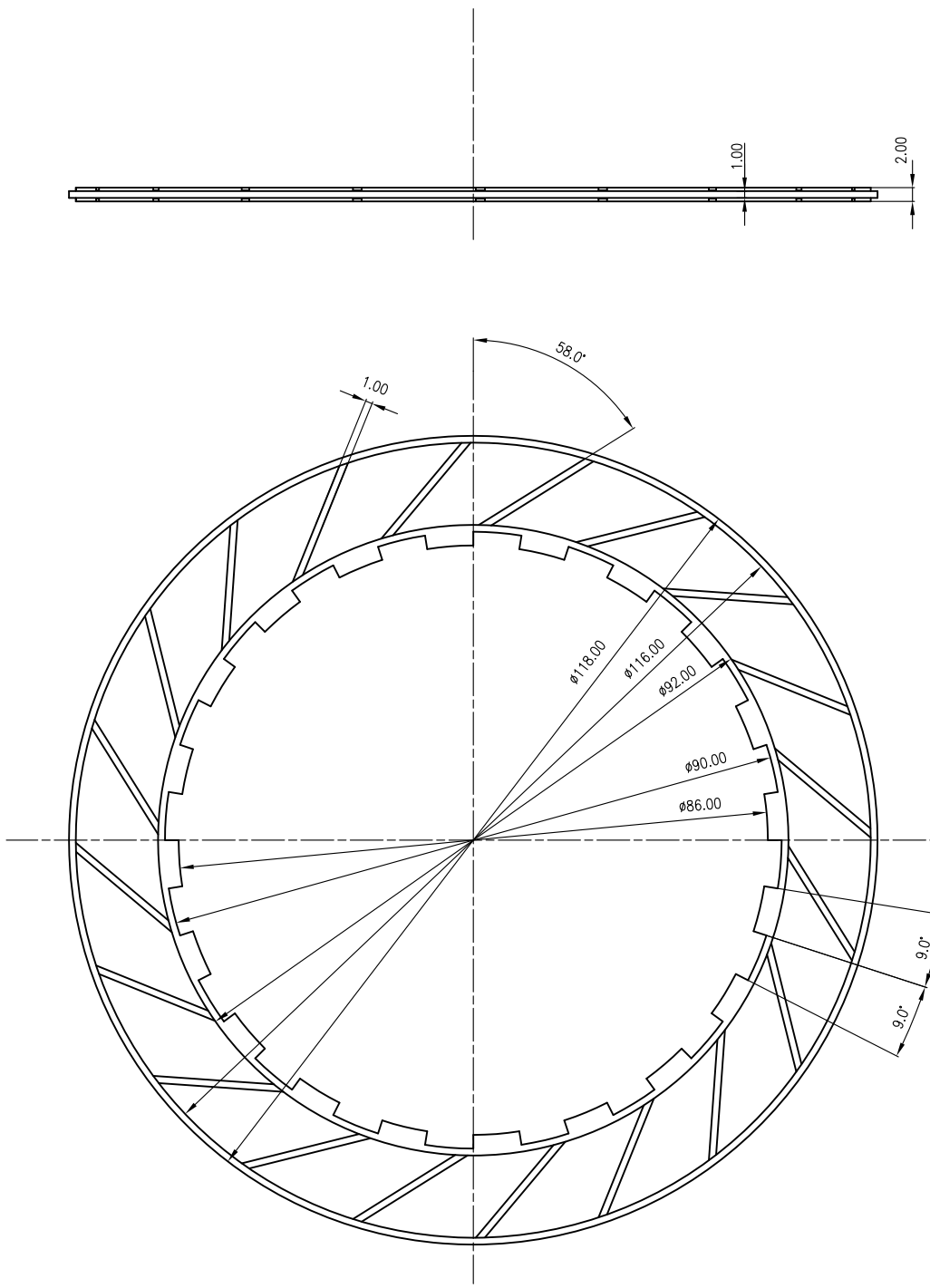
VISTA ISOMETRICA



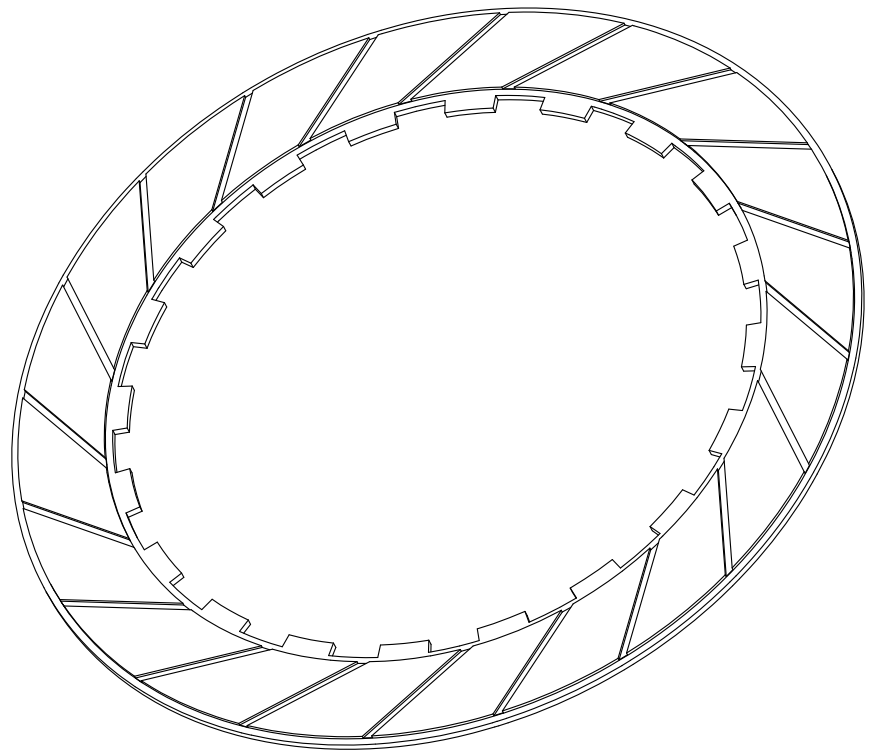
DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante			
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Disco de metal embrague		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 91 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



VISTA ISOMETRICA



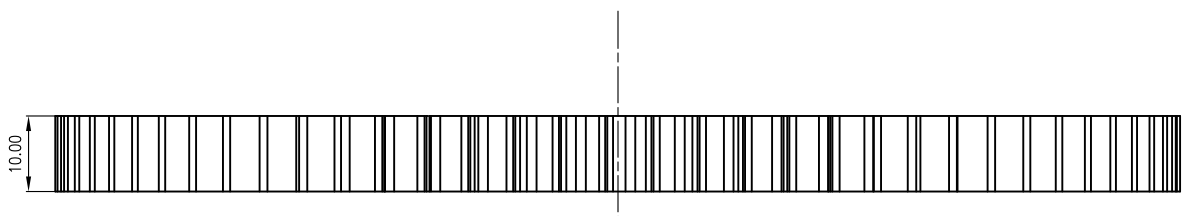
DESIGNAC. MATERIAL	Según fabricante			
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Disco de friccion embrague	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 92 REVISIÓN A	

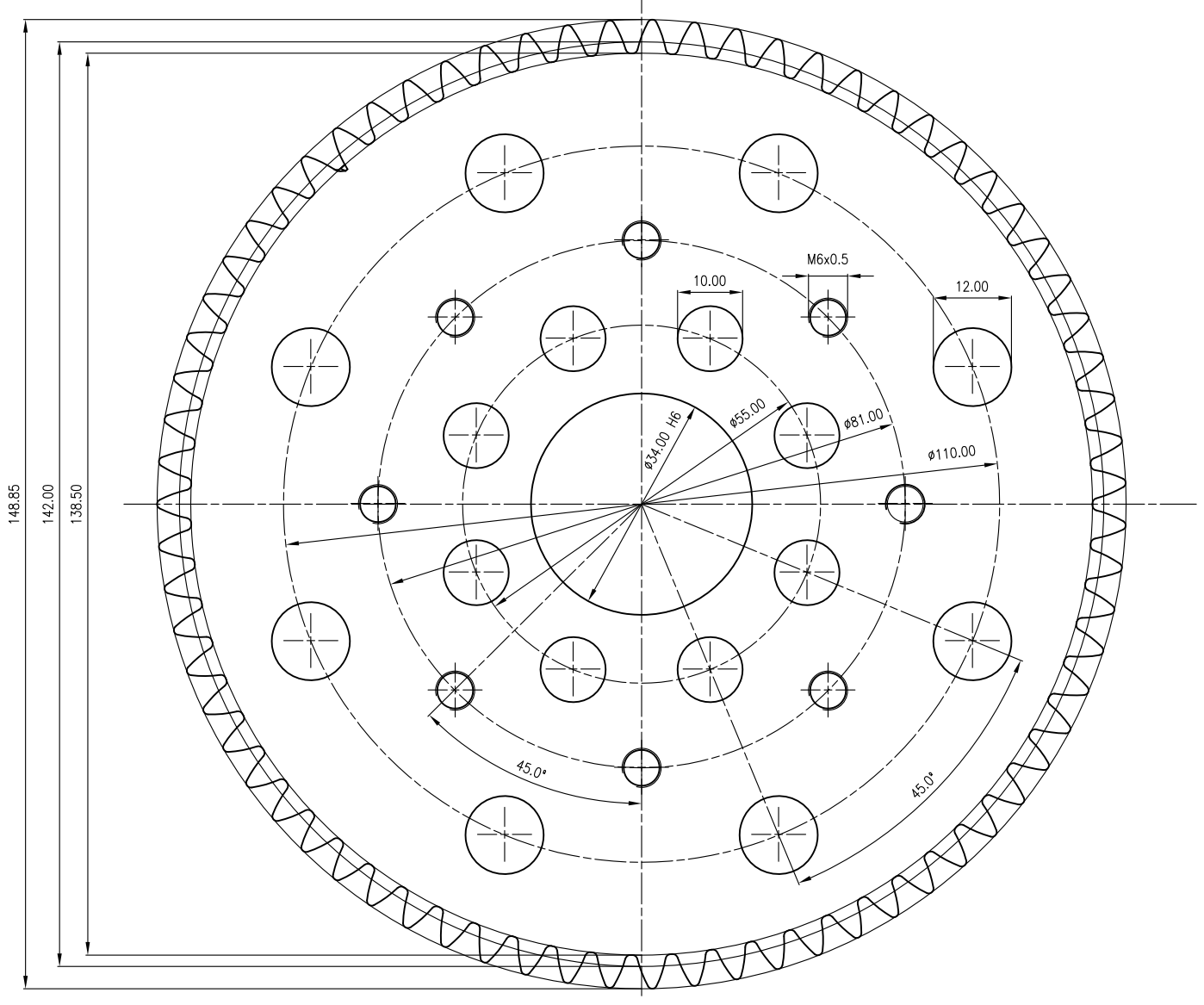
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

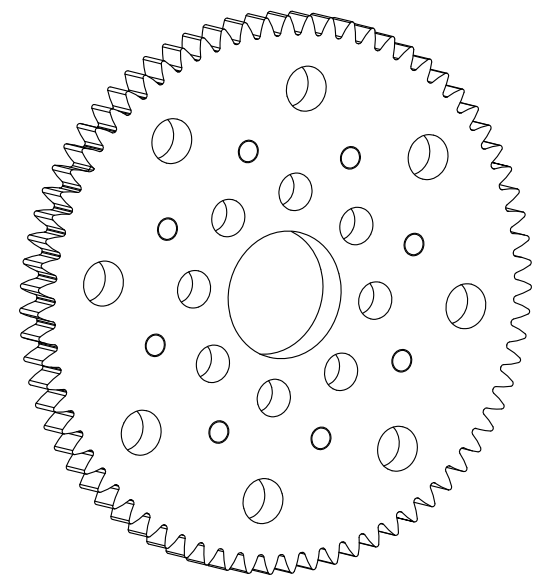
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

NORMA	DIN 867
N DIENTES (Z)	71
DIAM. PRIM (dp)	142.00mm
MODULO (m)	2.00





VISTA ISOMETRICA



ESCALA 1:2

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según especificaciones en ficha)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL TORNEADO N4 0,2 ⊥ ; ROSCAS ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

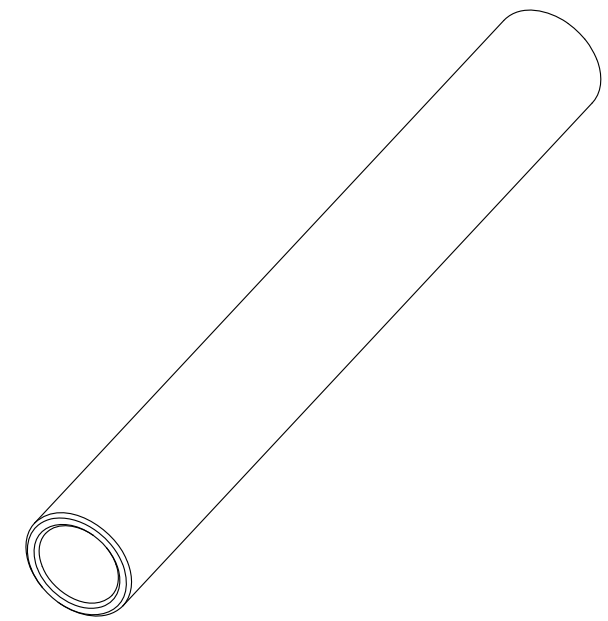
	Fecha	Nombre	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Comprob.			
S.normas			

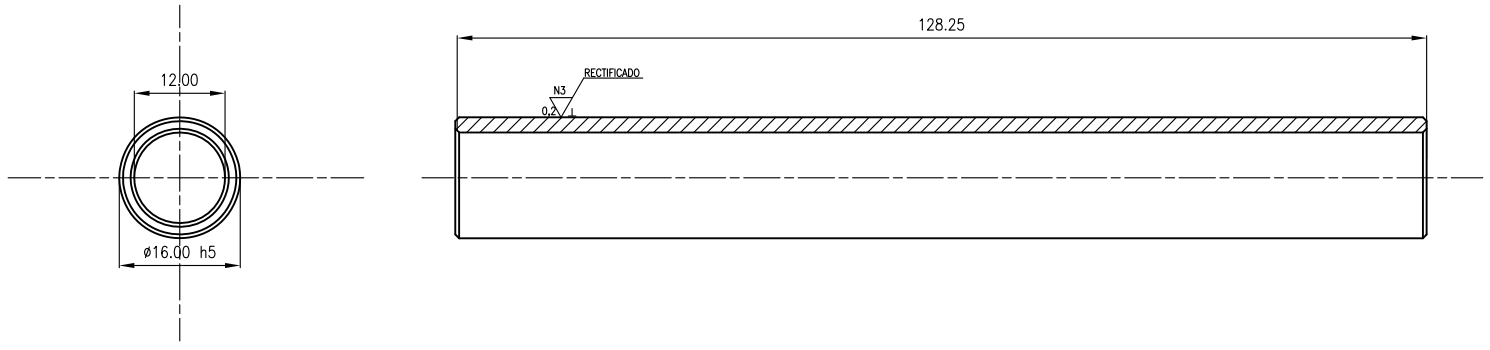
Escala 1:1	Soporte camp. embrague	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 93 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA





Nota 1: Las aristas vivas van con chaflán a 0.50x0.50mm.

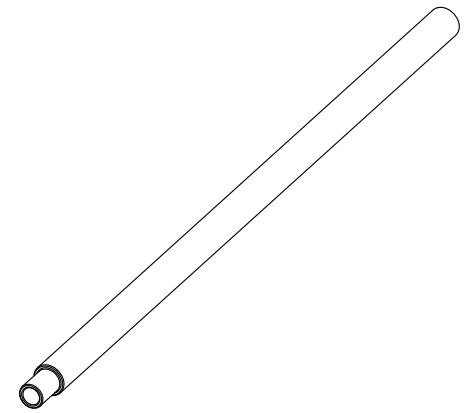
DESIGNAC. MATERIAL		Acero AISI 310 (Según fabricante)	
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES: GENERAL N4 TORNEADO 0,2; ROSCAS N4 ROSCADO 0,2
	LIM.ELA		TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL: Longitudinal en ejes: +/−0.1mm; Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm; Otras sin especificar: +/−0.02mm; (Otras especificadas)
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI — TRABAJO DE FIN DE MÀSTER — "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Eje de horquillas	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016; CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN); PLANO Nº 94; REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

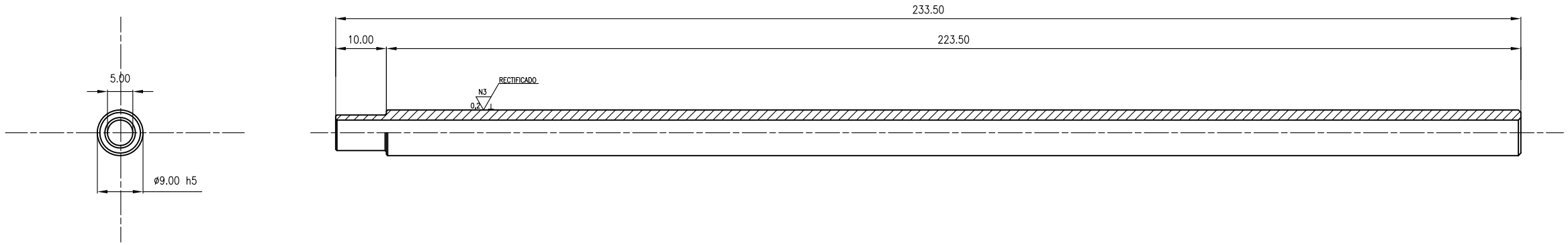
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA



ESCALA 1:2



Nota 1: Las aristas vivas van con chaflán a 0.50x0.50mm.

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 310 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ — ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	Longitudinal en ejes: +/−0.1mm
	TIPO		Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/−0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)

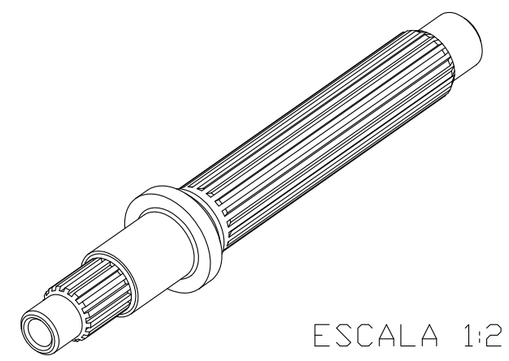
	Fecha	Nombre	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Comprob.			
S.normas			

Escala 1:1	Varilla actuador embrague	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 95 — REVISIÓN A

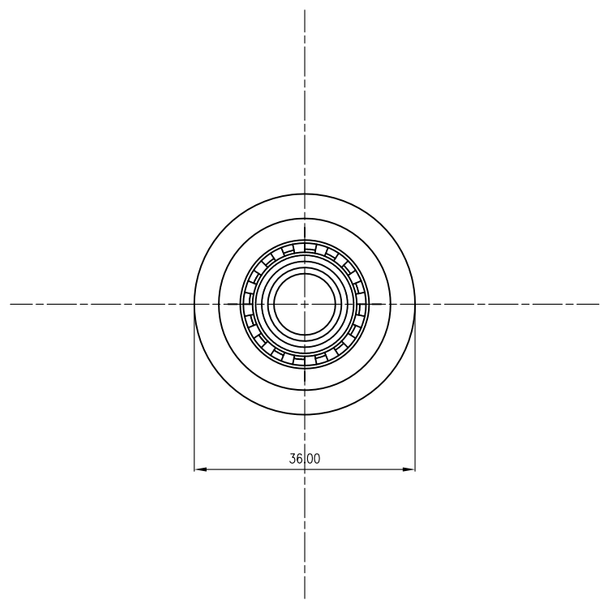
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

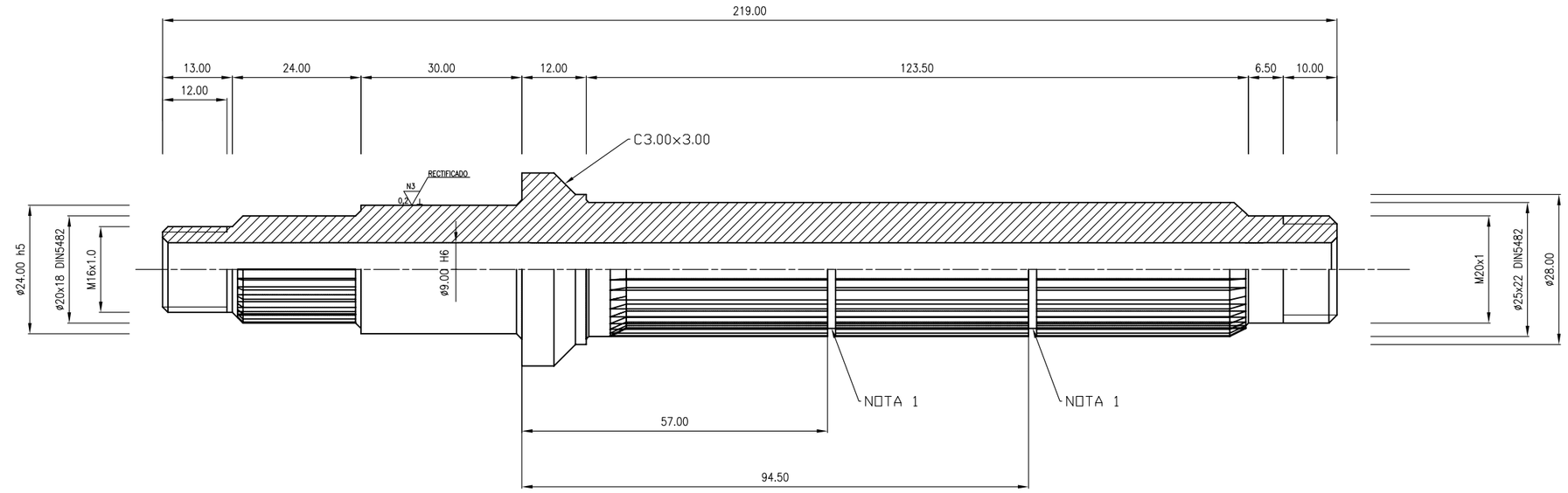
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA



ESCALA 1:2





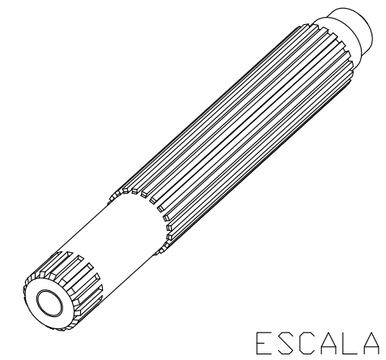
Nota 1: Ranura para circlip de retención DIN983 d22 D28, anchura 1,5mm.

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: FRESADO N4 0,2 / ROSCAS: ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre		UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Eje primario caja de cambios		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 96 REVISIÓN A

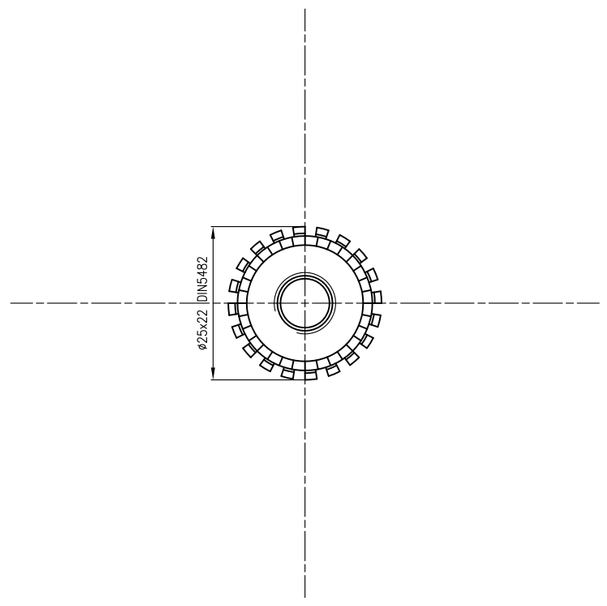
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

VISTA ISOMETRICA



ESCALA 1:2



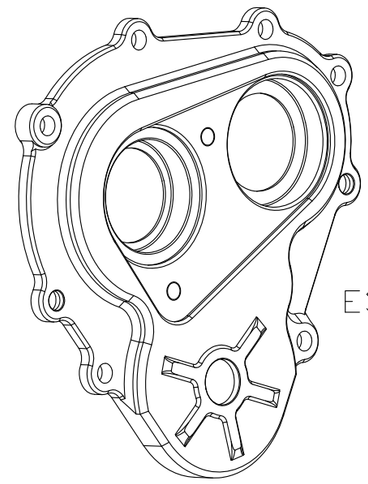
Nota 1: Ranura para circlip de retención DIN983 d22 D28, anchura 1,5mm.

DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A2	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: FRESADO N4 0,3 1 ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 1	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Eje secundario caja de cambios	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 97 REVISIÓN A

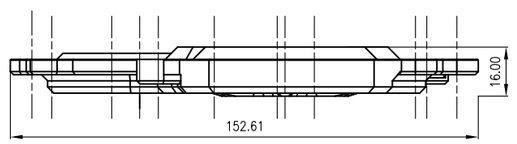
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

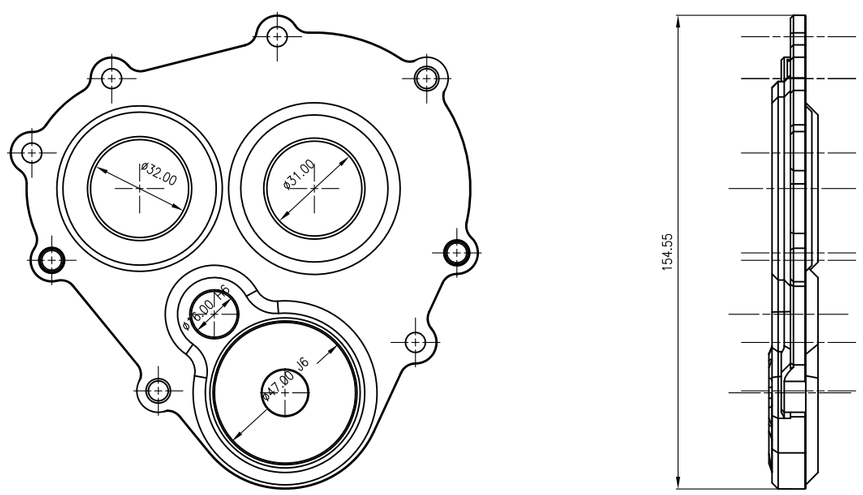
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

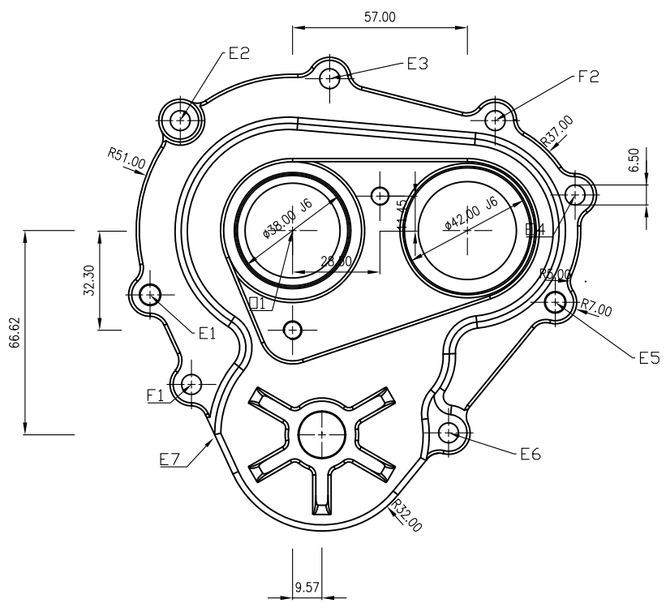
VISTA ISOMETRICA



ESCALA 1:2

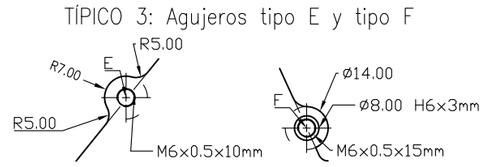






LEYENDA:
PAS: Pasante
ROSC: Roscado
CENT: Centrador

TÍPICO 3: Agujeros tipo E y tipo F



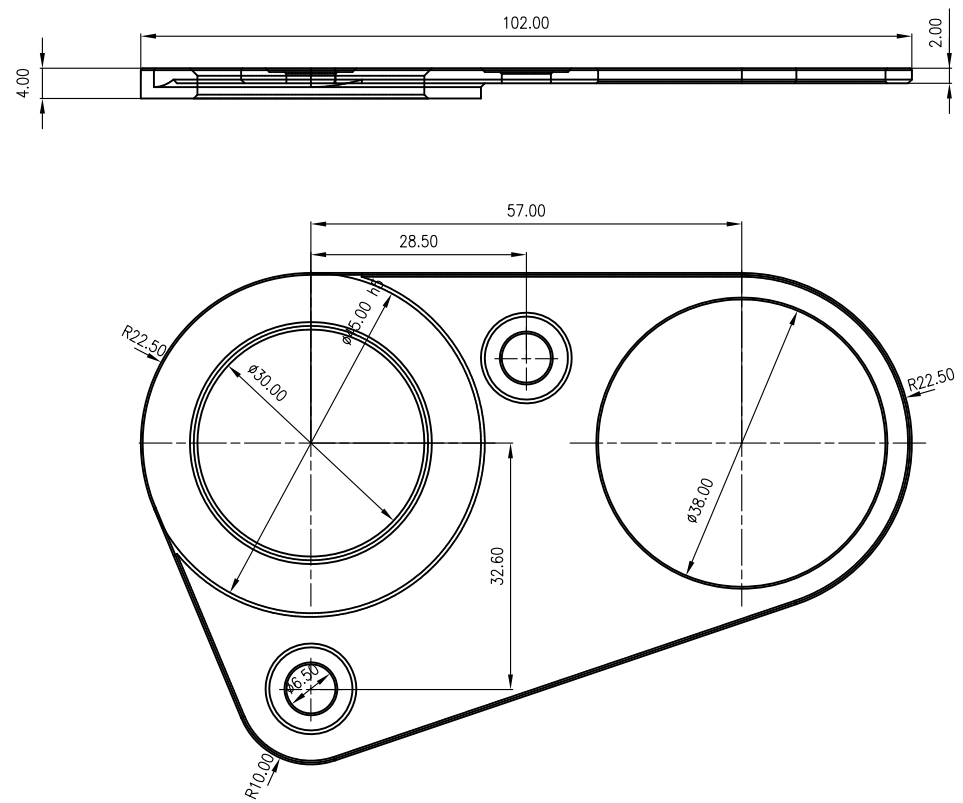
Posición de centros respecto de 02

AN	POS X	POS Y	REL	TIPO	ESPEC
F2	9.09	35.87	01	PAS	Ø6.50mm
F1	−89.97	−50.19	01	PAS	Ø6.50mm
E7	−82.73	−67.62	01	PAS	Ø6.50mm
E6	−6.11	−66.00	01	PAS	Ø6.50mm
E5	28.66	−23.40	01	PAS	Ø6.50mm
E4	35.13	11.60	01	PAS	Ø6.50mm
E3	−44.91	49.55	01	PAS	Ø6.50mm
E2	−93.65	35.87	01	PAS	Ø6.50mm
E1	−103.47	−21.04	01	PAS	Ø6.50mm

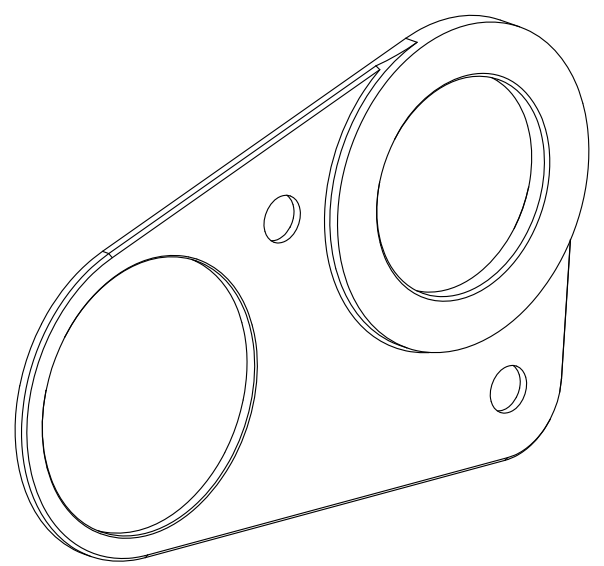
DESIGNAC. MATERIAL	Acero AISI 4150 (Según fabricante)		
Tamaño A2	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL FRESADO N4 0,3 ROSCAS ROSCADO N4 0,2	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÁSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:2	Pletina soporte caja de cambios	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE−EN ISO 6410−2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 98 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



VISTA ISOMETRICA



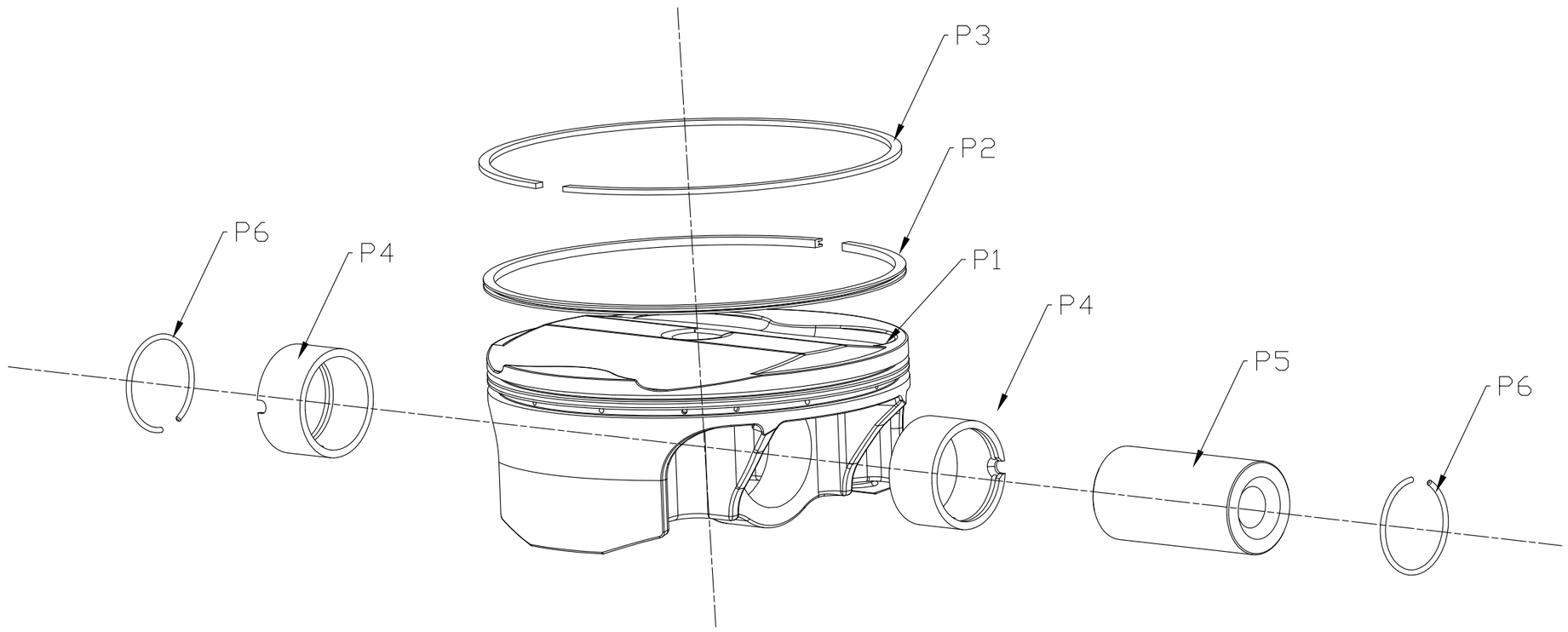
Nota 1: Las aristas vivas van con chaflán a 0.50x0.50mm.

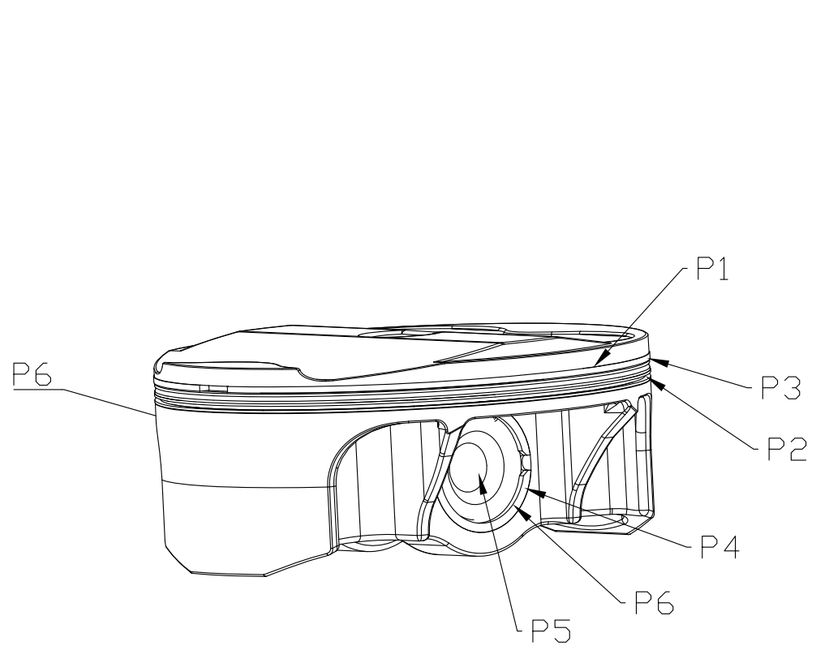
DESIGNAC. MATERIAL		Acero AISI 310 (Según fabricante)		
Tamaño A3	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES GENERAL: TORNEADO N4 0,2 ⊥ ROSCAS: ROSCADO N4 0,2 ⊥	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/−0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/−0.05mm Otras sin especificar: +/−0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Cierre rodam. pletina cambio		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 99 REVISIÓN A

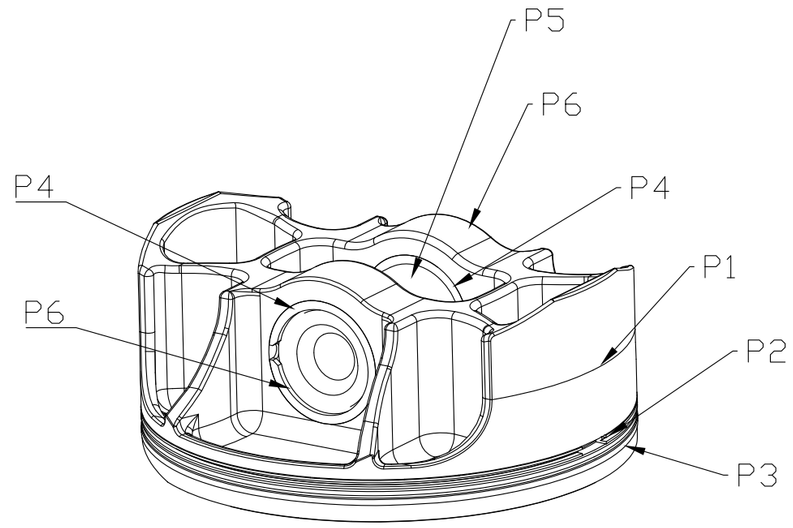
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.
P6	Circlip Bulón DIN 471	2	SKF		
P5	Bulón	1	Yamaha	27	
P4	Cojinete de pistón	2	Babbitt-inc	28	Inserto mediante interferencia térmica, calentar pistón.
P3	Aro superior	1	Pankl	25	Montaje con aperturas contrapuestas.
P2	Aro aceite (inferior)	1	Pankl	26	Montaje con aperturas contrapuestas.
P1	Pistón	1	Yamaha	29	

DESIGNAC. MATERIAL			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1:1

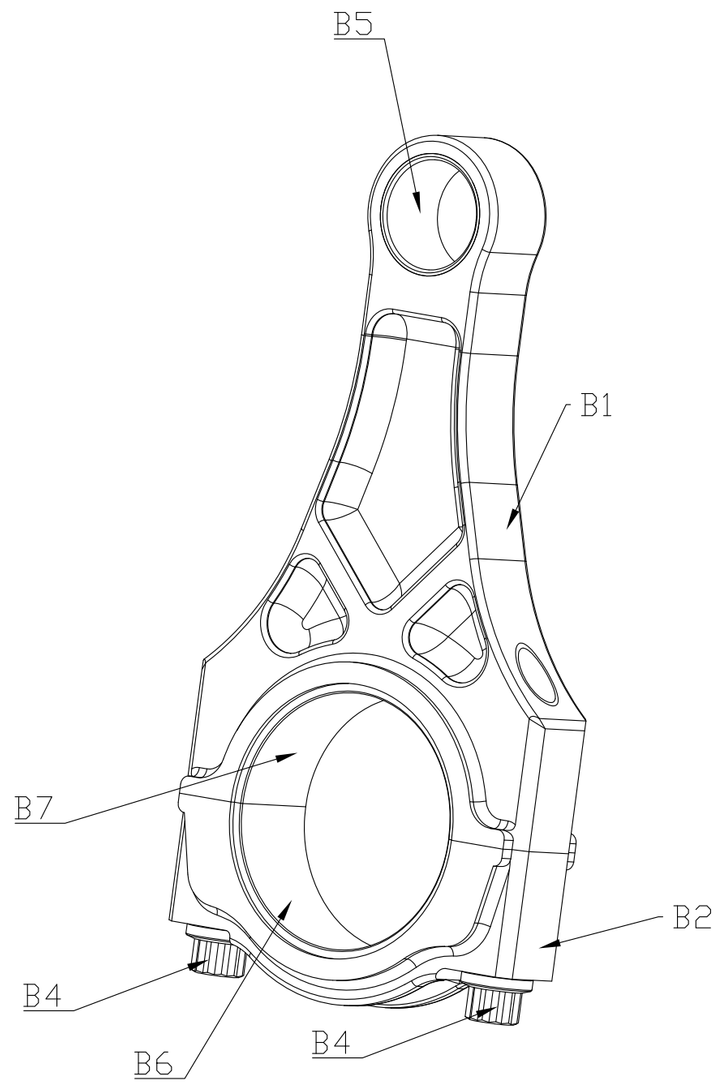
Subconjunto 1: Pistón

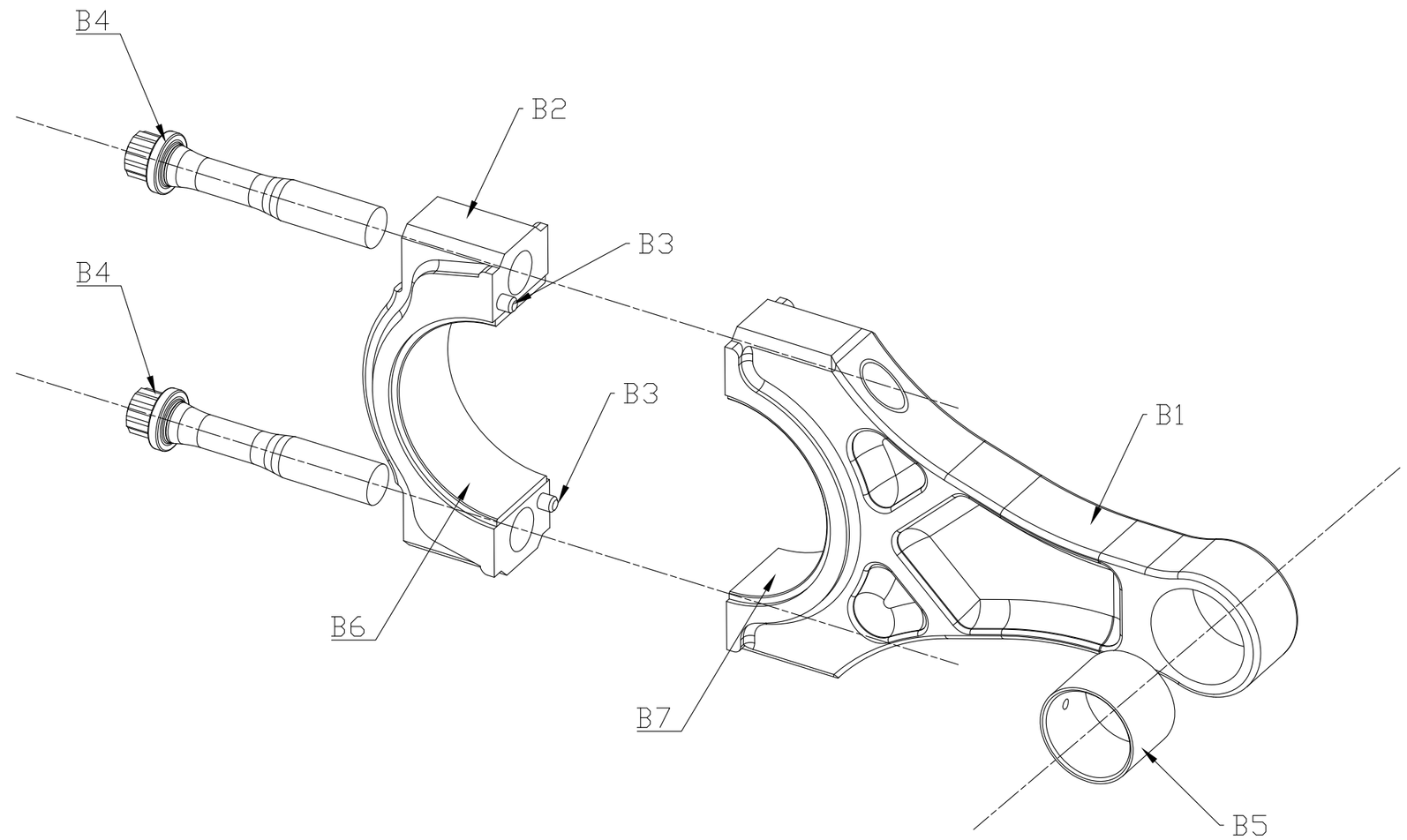
NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO:	2015/2016
CONVOCATORIA:	1a CONV (JUN)
PLANO Nº	REVISIÓN
100	A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





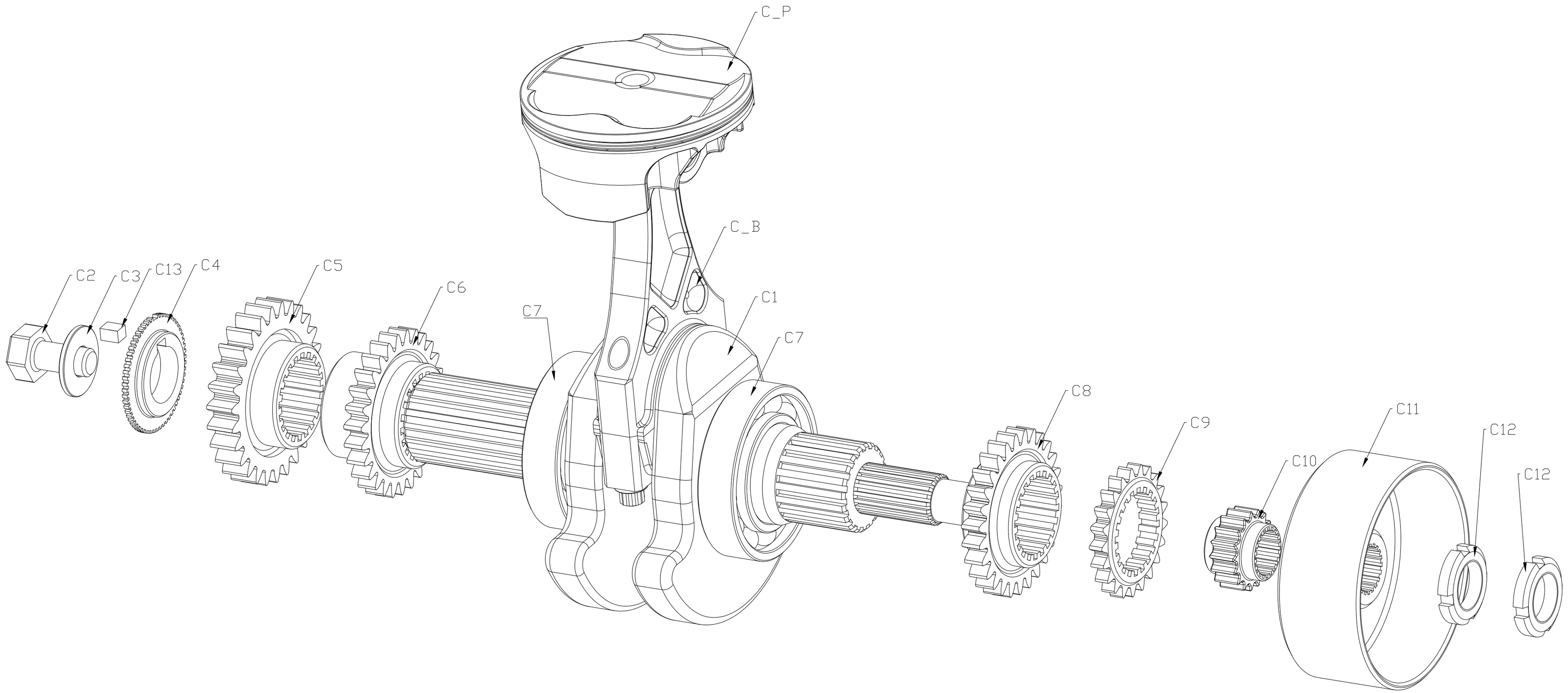
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.
B7	Cojinete Cabeza Biela (superior)	1	Babbitt-inc	33	
B6	Cojinete Cabeza Biela (inferior)	1	Babbitt-inc	34	
B5	Cojinete Pie Biela	1	Babbitt-inc	35	Inserto mediante interferencia térmica, calentar biela.
B4	Tornillo Biela Torx DIN34801 12.9	2	PacBolt Ltd.		M8.00x1.00x50.00
B3	Centrador Biela	2	Yamaha	32	
B2	Cierre Biela	1	Yamaha	31	
B1	Biela	1	Yamaha	30	

DESIGNAC. MATERIAL			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
Comprob.			"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
S.normas			
Escala 1:1	Subconjunto 2: Biela	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016; CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN); PLANO Nº 101; REVISIÓN A

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

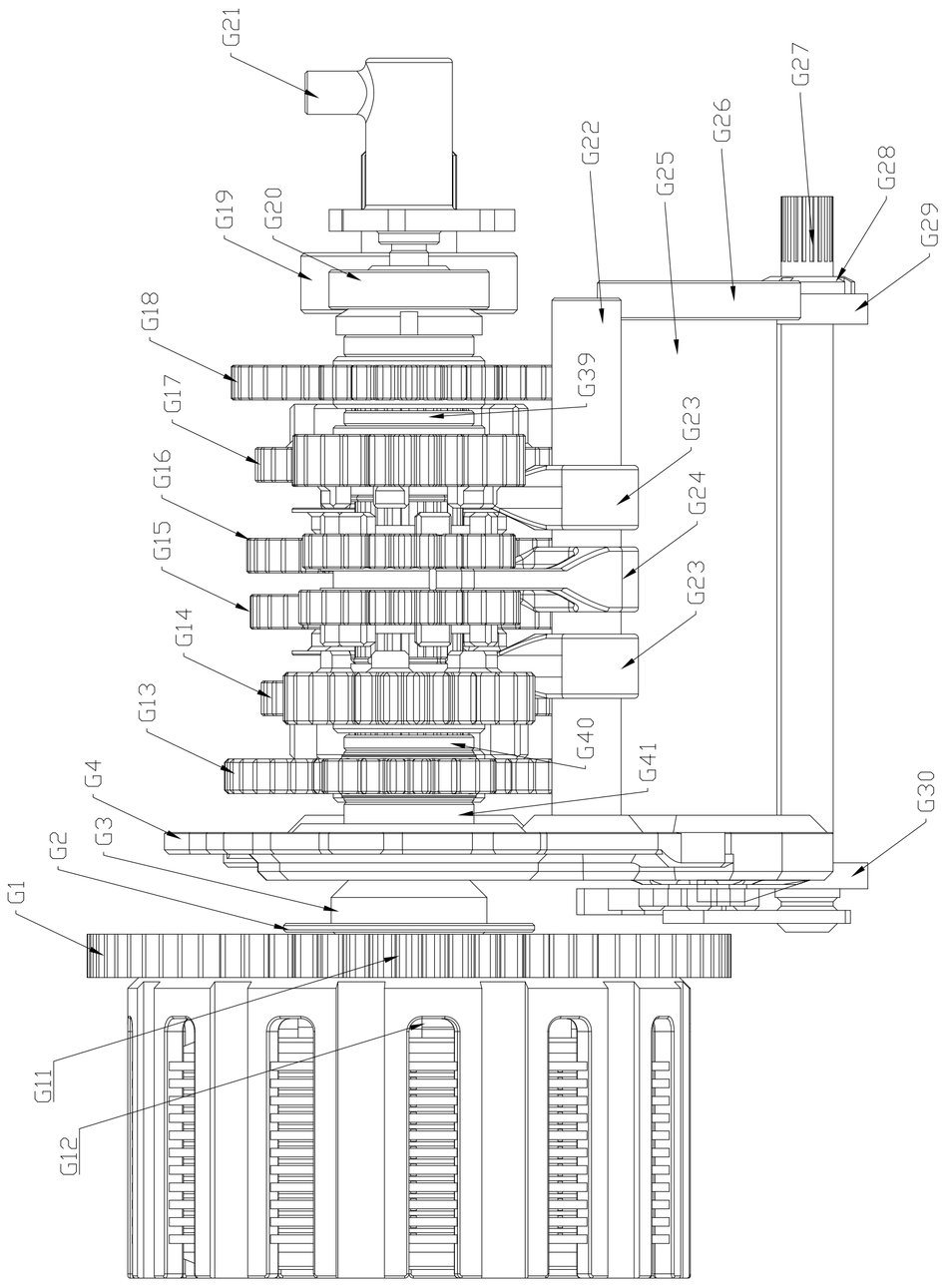


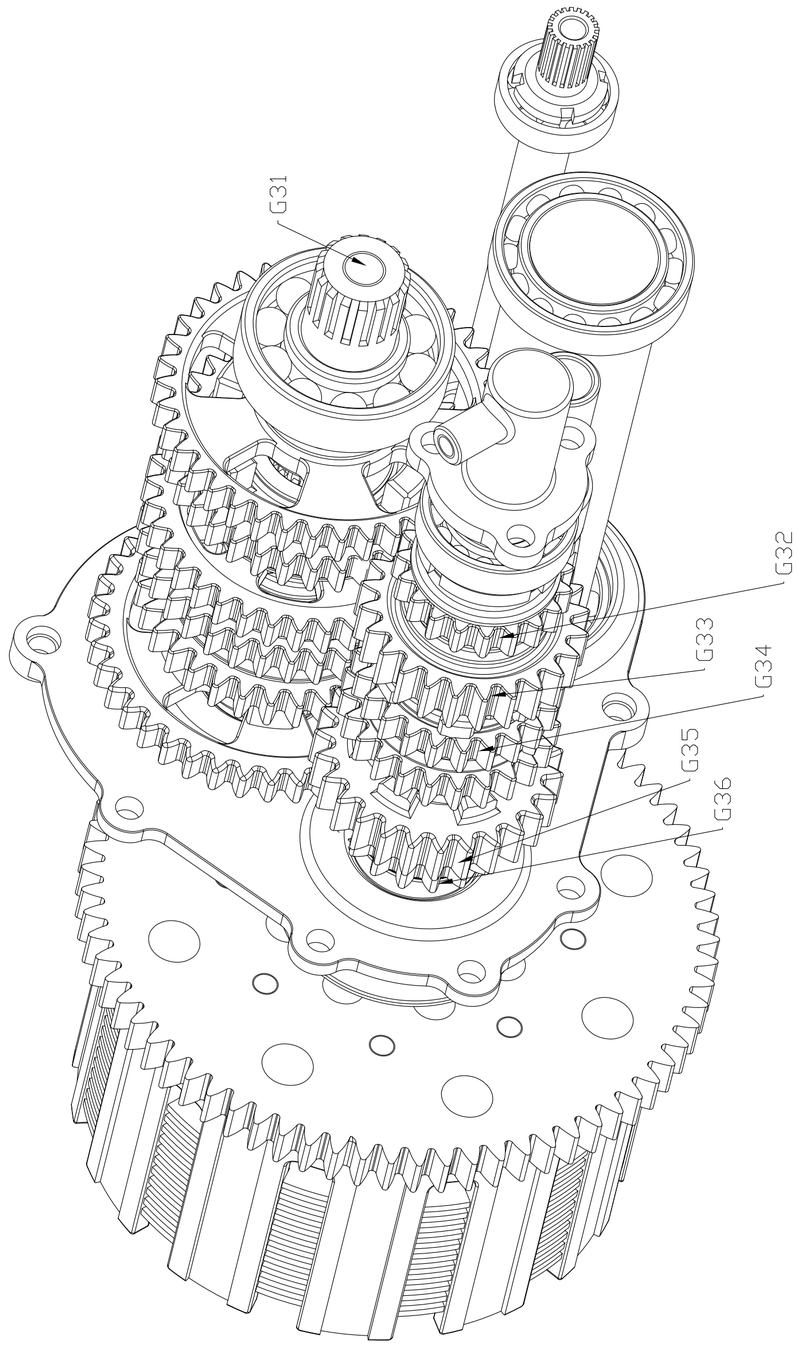
C13	Chaveta de sujección de volante posición	1	Yamaha		6x6x7
C12	Tuerca de cierre UNE 18-035-80	2	PacBolt Ltd.		M15x1.00
C11	Volante magnético	1	Yamaha	37	
C10	Mando distribución	1	Yamaha	41	
C9	Mando bomba de aceite	1	Yamaha	38	
C8	Mando contrarrotante izquierdo	1	Yamaha	40	
C7	Rodamiento cigüeñal	2	SKF		Modelo Explorer 6007-RZ
C6	Mando contrarrotante derecho	1	Yamaha	39	
C5	Mando embrague	1	Yamaha	42	
C4	Volante posicion cigüeñal	1	Yamaha	43	
C3	Arandela cierre Der. DIN 125 10.5x25x2	1	PacBolt Ltd.		
C2	Tornillo cierre Der. DIN 933 M10x20	1	PacBolt Ltd.		
C1	Cigüeñal	1	Yamaha	36	
C_P	Conjunto Pistón	1	Yamaha	100	
C_B	Conjunto Biela	1	Yamaha	101	
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO N°	OBSERV.

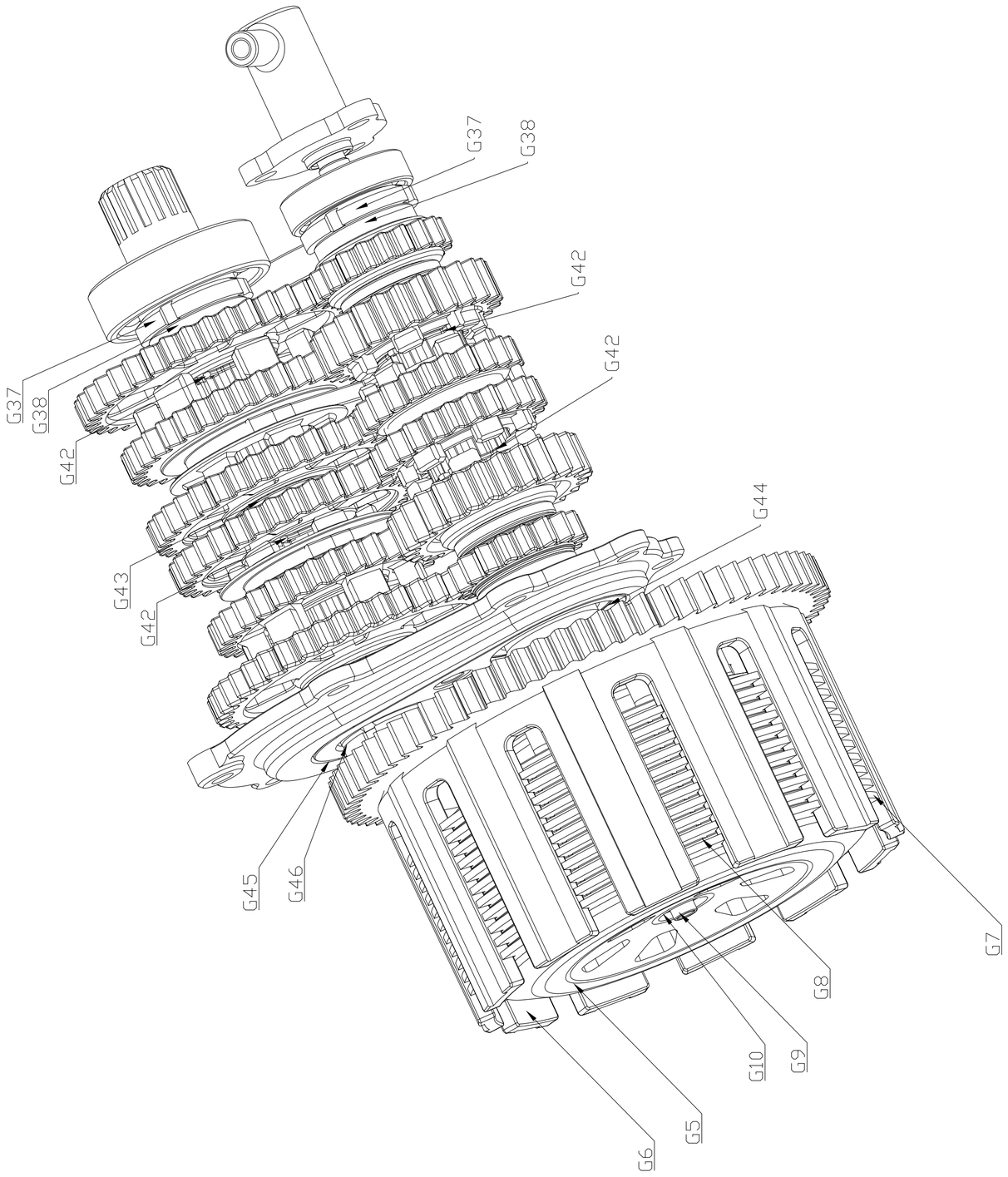
DESIGNAC. MATERIAL				
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Subconjunto 3: Cigüeñal		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO N° 102 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







DESIGNAC.	MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)
Tamaño	DENSIDAD	
A1	LIM.ELA	
	TIPO	
	ORIGEN	
	COEF.EXP	

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS
GENERAL: 12,5 RUGOSIDAD
RUGOSIDAD: 6,3

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
Otras sin especificar: +/-0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN
UNE-EN ISO 6410-2

CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 103
REVISIÓN A

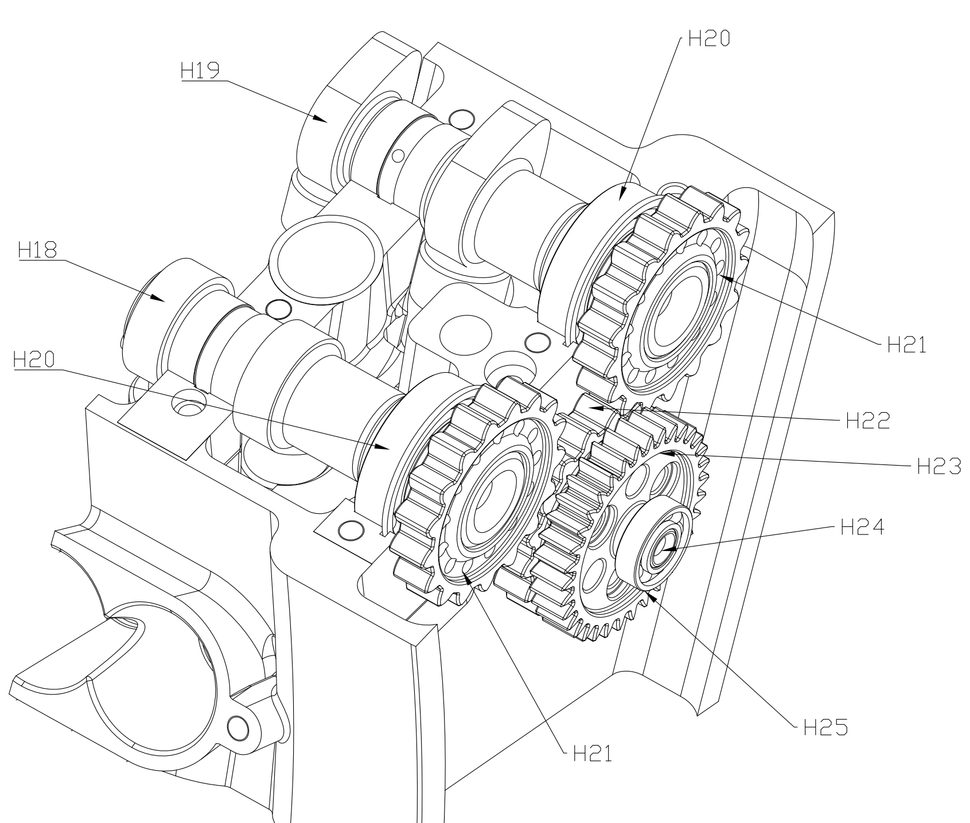
Escala 1 : 1

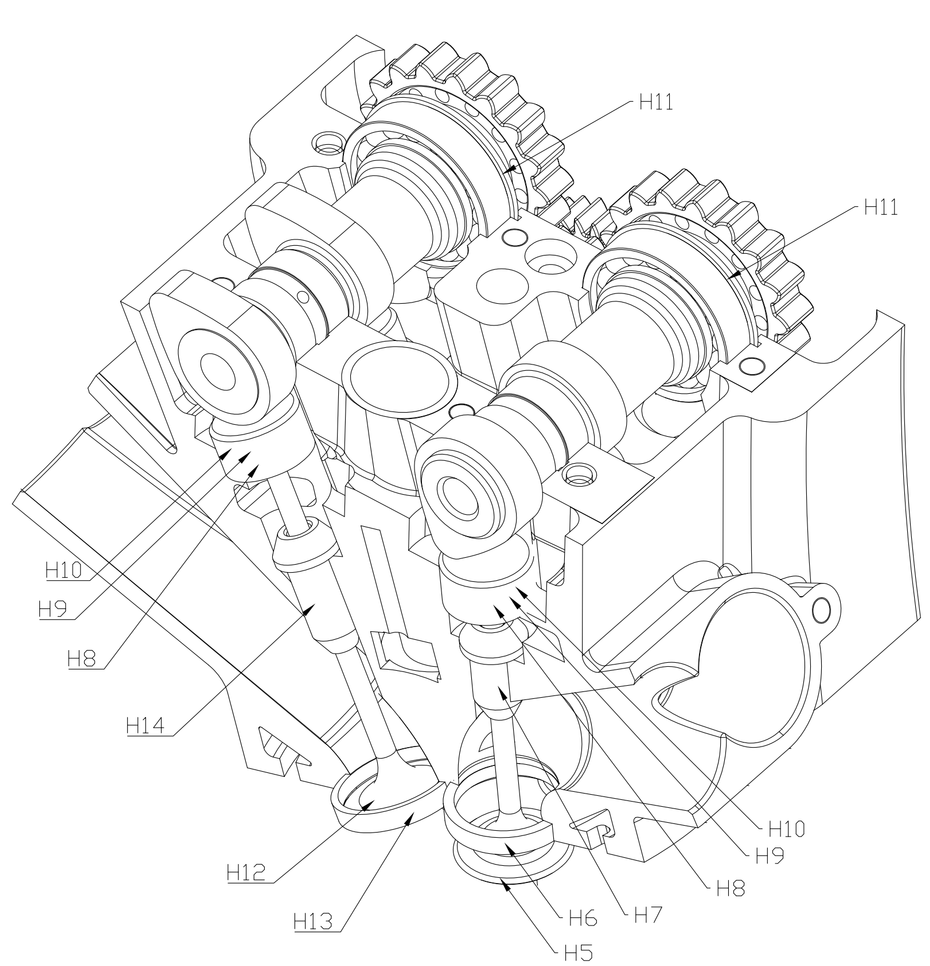
Subconjunto 4: Caja de cambios

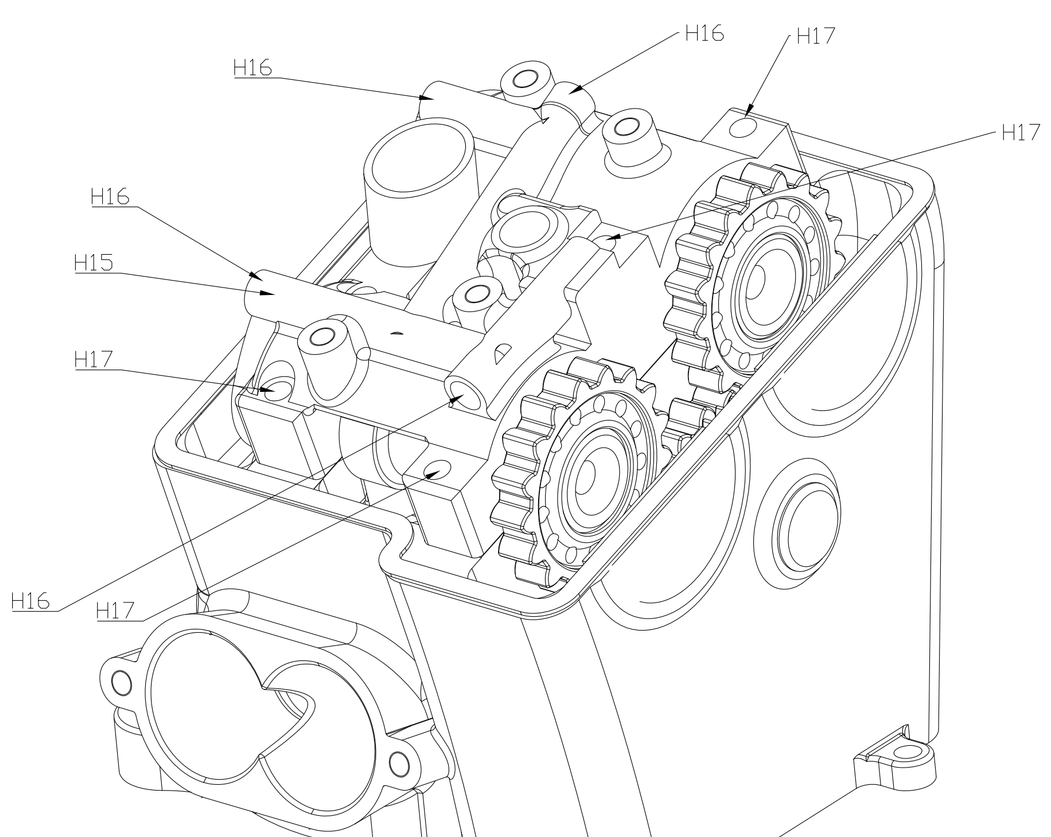
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.
G46	Tapa de cierre pletina	1	Zeroshift	99	Según fabricante
G45	Rodamiento derecho eje secundario	1	Zeroshift		Según fabricante
G44	Rodamiento derecho eje primario	1	Zeroshift		Según fabricante
G43	Separador 3.5mm	1	Zeroshift	82	Según fabricante
G42	Circlip retención DIN983	6	Zeroshift		Según fabricante
G41	Separador 7.0mm	2	Zeroshift	85	Según fabricante
G40	Separador 4.5mm	1	Zeroshift	83	Según fabricante
G39	Separador 4.5mm	1	Zeroshift	83	Según fabricante
G38	Separador 5.0mm	1	Zeroshift	84	Según fabricante
G37	Piñón de 1a eje primario	1	Zeroshift	69	Según fabricante
G36	Piñón de 6a eje primario	1	Zeroshift	78	Según fabricante
G35	Piñón de 3a eje primario	1	Zeroshift	73	Según fabricante
G34	Piñón de 4a eje primario	1	Zeroshift	73	Según fabricante
G33	Piñón de 5a eje primario	1	Zeroshift	76	Según fabricante
G32	Piñón de 2a eje primario	1	Zeroshift	71	Según fabricante
G31	Eje secundario	1	Zeroshift	97	Según fabricante
G30	Rodamiento eje palanca de cambios	1	Zeroshift		Según fabricante
G29	Rodamiento eje palanca de cambios	1	Zeroshift		Según fabricante
G28	Tuerca de cierre UNE 18-035-80	1	Zeroshift		Según fabricante
G27	Eje palanca de cambios, mecanismo de act.	1	Zeroshift		Según fabricante
G26	Rodamientos bombin selector	2	Zeroshift		Según fabricante
G25	Bombin selector velocidades	1	Zeroshift		Según fabricante
G24	Horquilla eje primario	1	Zeroshift	86	Según fabricante
G23	Horquilla eje secundario	2	Zeroshift	87	Según fabricante
G22	Eje de horquillas	1	Zeroshift	94	Según fabricante
G21	Actuador del embrague	1	Brembo	88	Según fabricante
G20	Rodamiento izdo eje primario	1	Zeroshift		Según fabricante
G19	Rodamiento izdo eje secundario	1	Zeroshift		Según fabricante
G18	Piñón de 2a eje secundario	1	Zeroshift	72	Según fabricante
G17	Piñón de 5a eje secundario	1	Zeroshift	77	Según fabricante
G16	Piñón de 4a eje secundario	1	Zeroshift	75	Según fabricante
G15	Piñón de 3a eje secundario	1	Zeroshift	74	Según fabricante
G14	Piñón de 6a eje secundario	1	Zeroshift	79	Según fabricante
G13	Piñón de 1a eje secundario	1	Zeroshift	70	Según fabricante
G12	Separador de campana 2	1	Suter	81	Según fabricante
G11	Rodamiento de agujas campana de embrague	1	Suter		Según fabricante
G10	Rodamiento del embrague	1	Suter		Según fabricante
G9	Varilla empujadora embrague	1	Zeroshift	95	Según fabricante
G8	Disco de fricción	10	Suter	92	Según fabricante
G7	Disco metálico	11	Suter	91	Según fabricante
G6	Campana de embrague	1	Suter	90	Según fabricante
G5	Embrague	1	Suter	89	Según fabricante
G4	Pletina de soporte	1	Zeroshift	98	Según fabricante
G3	Eje primario	1	Zeroshift	96	Según fabricante
G2	Separador de campana 1	1	Suter	80	Según fabricante
G1	Soporte campana embrague	1	Yamaha	93	Según fabricante

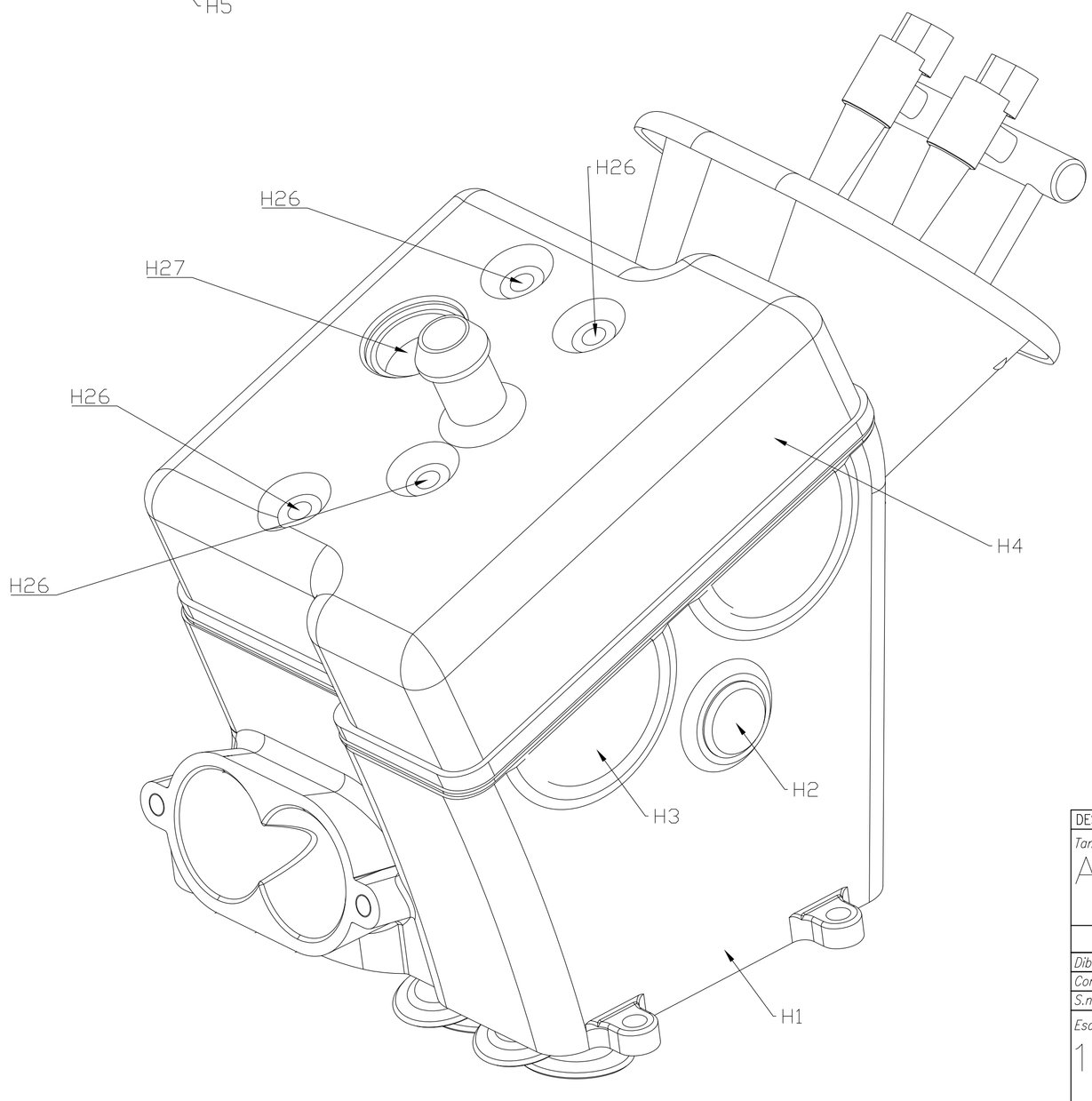
PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK







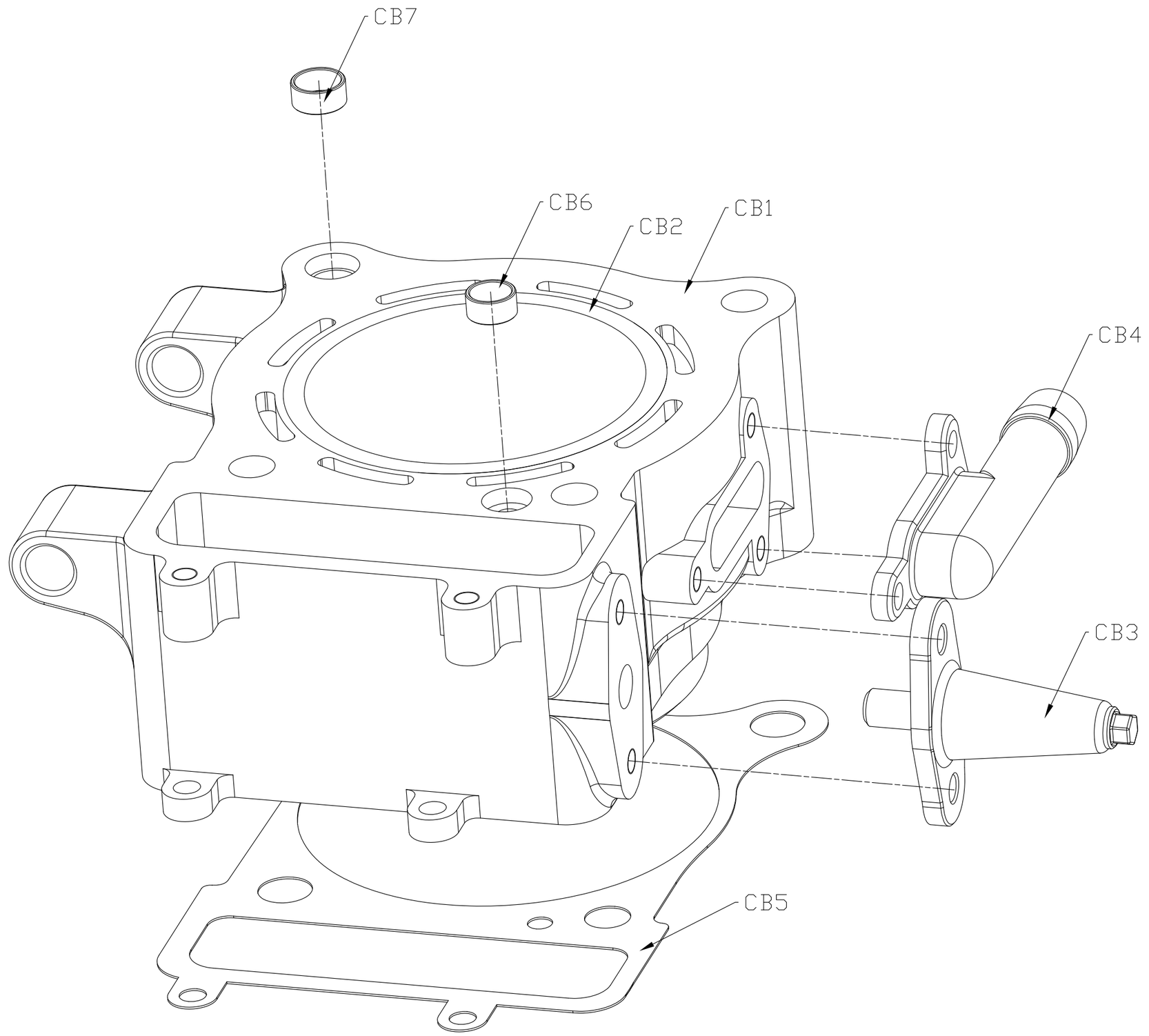


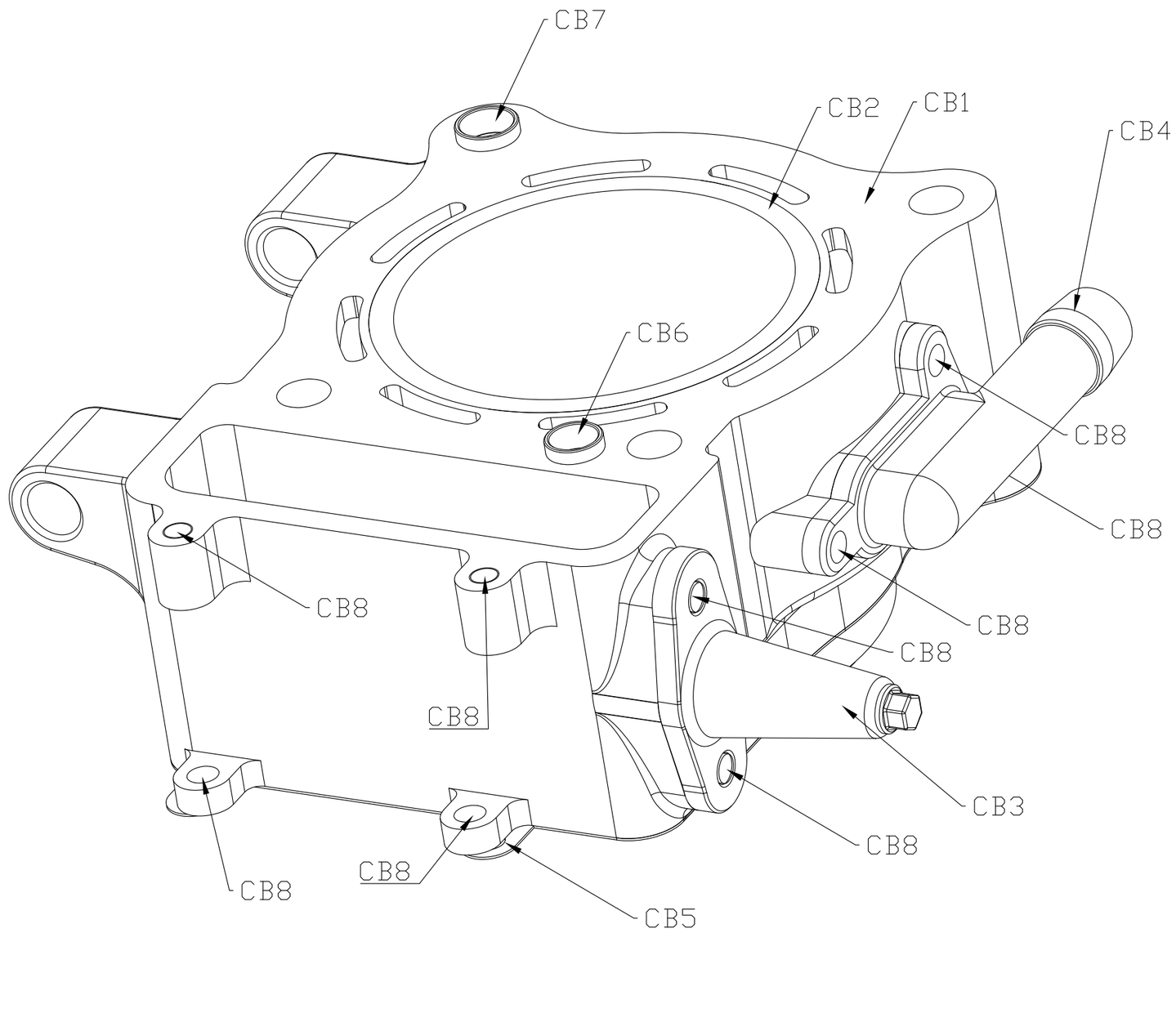
H27	Bujía	1	NGK		Modelo DPR8EA-9 M10
H26	Tornillo tapa	4	PacBolt Ltd.		DIN7984 M6x0.5x20
H25	Rodamiento soporte piñones intermedios	2	Timken		Modelo 9300WI
H24	Bulon soporte piñones intermedios	1	Yamaha	86	
H23	Piñon superior distribucion	1	Yamaha	65	
H22	Piñon mando arboles de levas	1	Yamaha	64	
H21	Piñon arbol de levas	2	Yamaha	63	
H20	Rodamiento arbol de levas	2	Timken		Modelo 9305WI
H19	Arbol de levas admisión	1	Yamaha	61	
H18	Arbol de levas escape	1	Yamaha	62	
H17	Tornillo cierre a. levas	6	PacBolt Ltd.		DIN7984 M6.5x0.5x20
H16	Tapón circ. aceite cierre a. levas	4	Yamaha	66	
H15	Cierre árboles de levas	1	Yamaha	58	
H14	Guia valvula admisión	2	BBB	54	Según fabricante
H13	Asiento valvula admisión	2	BBB	51	Según fabricante
H12	Valvula admisión	2	BBB	47	Según fabricante
H11	Tope rodamiento arbol de levas	2	Yamaha		
H10	Circlip cierre valvula adm/esc	4	BBB		Según fabricante
H9	Copa (seguidor) valvula adm/esc	4	BBB	49	Según fabricante
H8	Cierre+muelles valvula adm/esc	4	BBB	50	Según fabricante
H7	Guia valvula escape	2	BBB	55	Según fabricante
H6	Asiento valvula escape	2	BBB	52	Según fabricante
H5	Valvula escape	2	BBB	48	Según fabricante
H4	Tapa	1	Yamaha	59	
H3	Junta goma tapa	1	Yamaha	60	
H2	Cierre lateral	1	Yamaha	53	
H1	Culata	1	Yamaha	46	
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.

DESIGNAC. MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A1	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL 6,3√ / RESTO... 12,5√	Longitudinal en ejes: +/-0,1mm
	TIPO	ROSCAS 6,3√ / ROSCAS... 12,5√	Longitudinal en cajeras: +0/-0,05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/-0,02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
Comprob.			"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
S.normas			
Escala 1:1	Subconjunto 5: Culata	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 104
			REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK





CB8	Tornillo DIN7984	9	PacBolt Ltd.		M6x0.5x12.00
CB7	Centrador 13mm bloque-culata	1	Yamaha	20	
CB6	Centrador 12mm bloque-culata	1	Yamaha	21	
CB5	Junta inferior bloque	1	Yamaha	13	
CB4	Brida entrada agua	1	Yamaha	24	
CB3	Tensor de distribución	1	Yamaha	22	
CB2	Camisa	1	Yamaha	15	Inserción en bloque mediante interferencia térmica.
CB1	Bloque motor	1	Yamaha	12	
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.

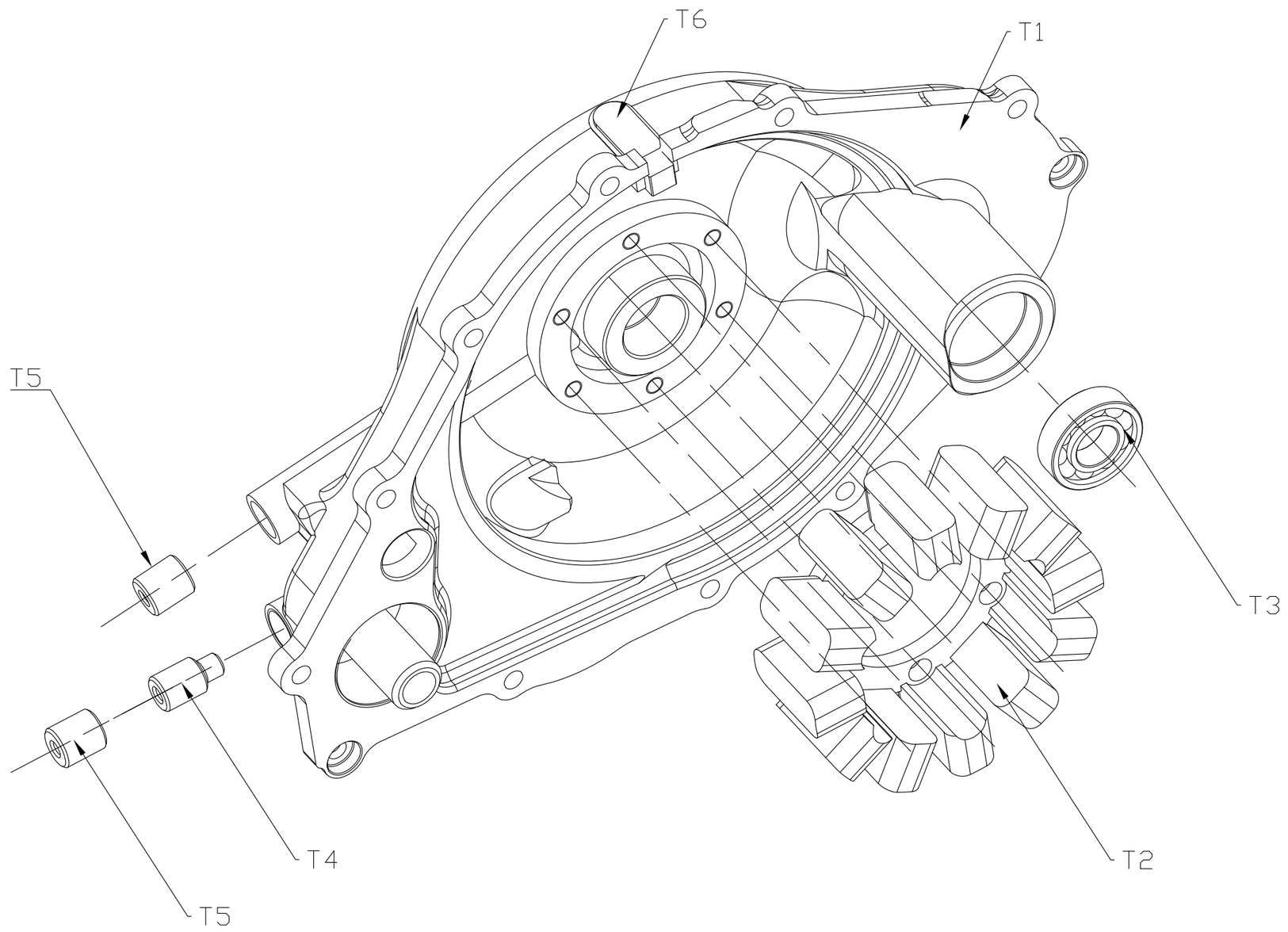
DESIGNAC. MATERIAL			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÀSTER
Comprob.			"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
S.normas			

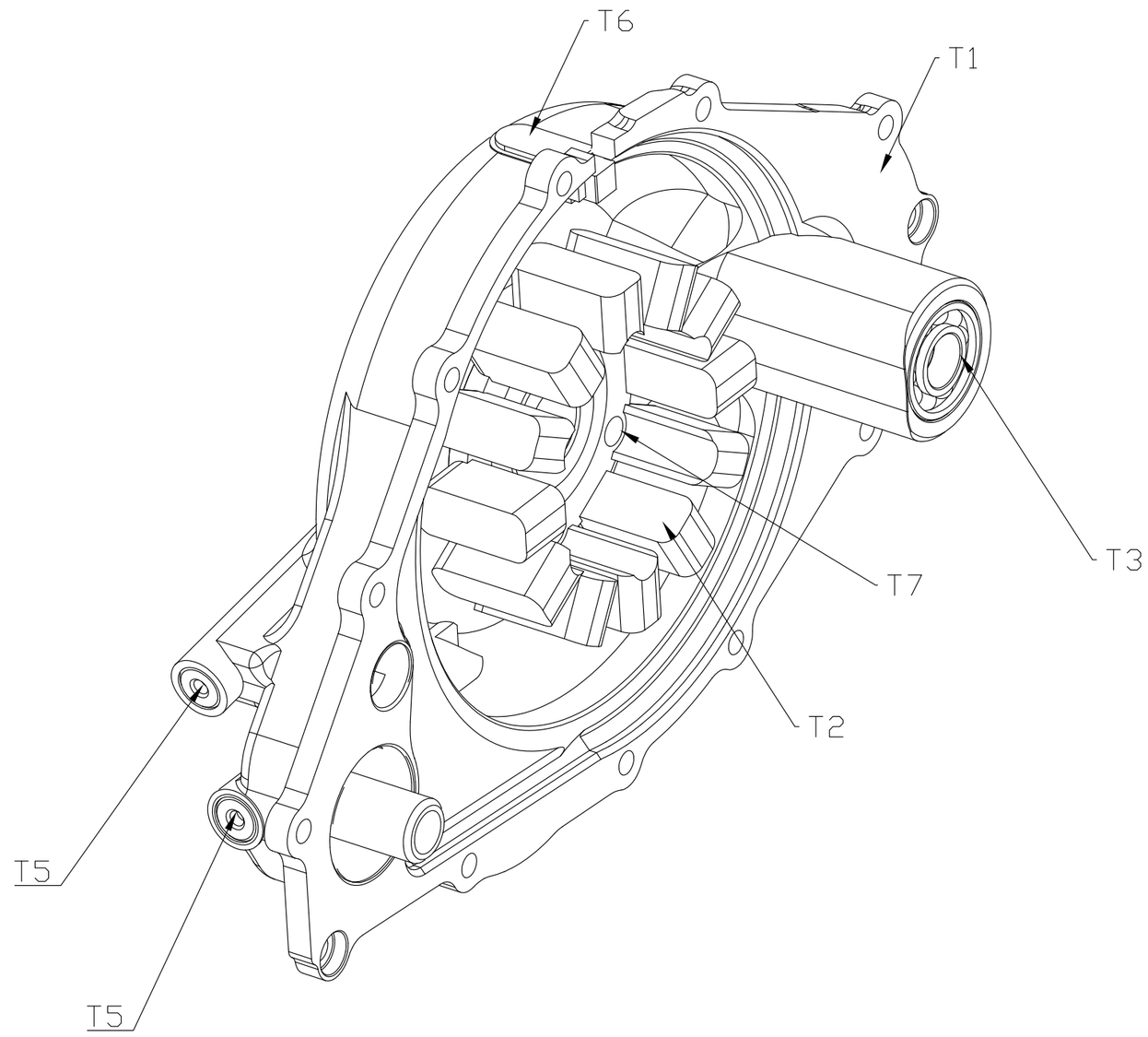
TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL

Escala 1:1	Subconjunto 6: Bloque motor	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 105
			REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



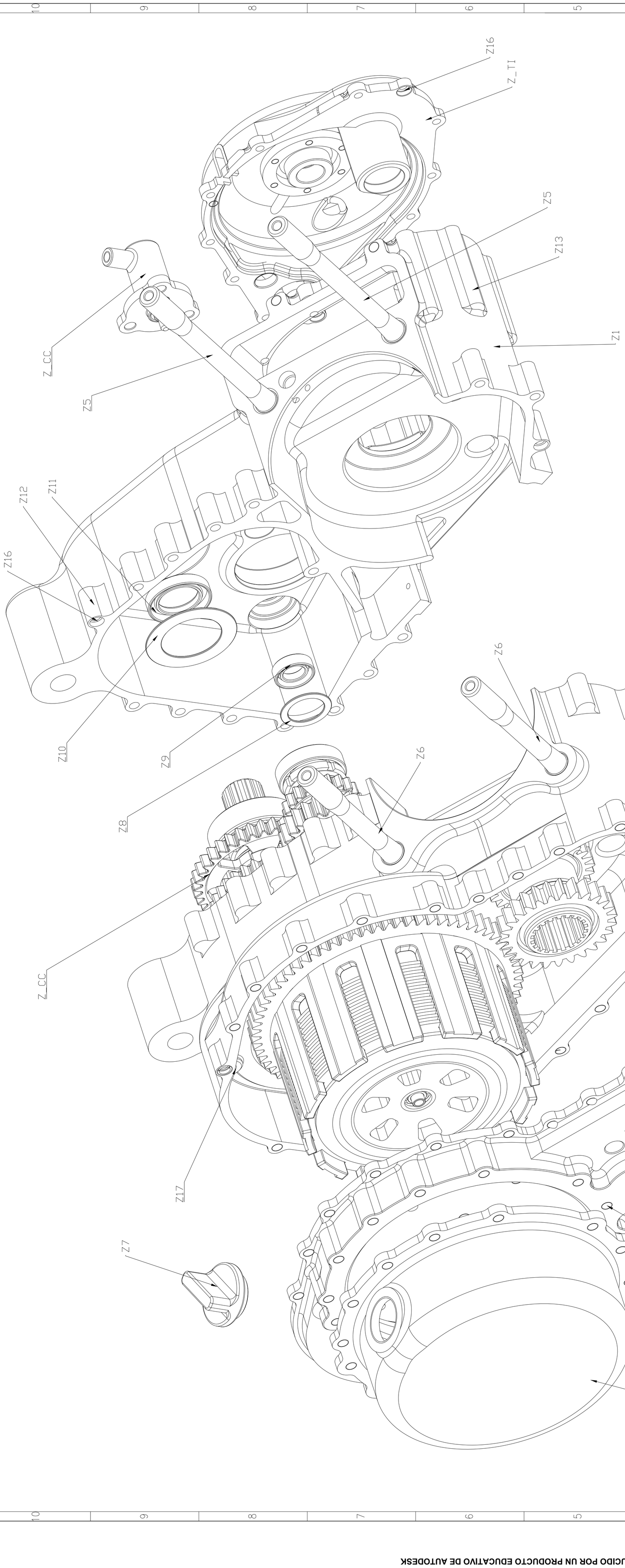


T7	Tornillo DIN7984	6	PacBolt Ltd.		M6x0.5x12.00
T6	Salida cable bobina	1	Yamaha		
T5	Bulon cierre tapa izquierda	1	Yamaha	9	Inserción en bloque mediante interferencia térmica.
T4	Bulón presostato+muelle	1	Yamaha	8	
T3	Rodamiento DER contrarrotante IZD	1	Timken		Modelo 9000WI
T2	Bobinas de estator	1	Yamaha		
T1	Tapa izquierda	1	Yamaha	12	
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO N°	OBSERV.

DESIGNAC. MATERIAL			
Tamaño A2	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÀSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Subconjunto 7: Tapa IZDA	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO N° 106 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



Z17	Tornillo platina	9	PacBolt Ltd.	DIN7984 M6.5x0.5x25			
Z_CC	Subconjunto Caja de Cambios	1	Yamaha	103			
Z16	Centrador entre carcasas y tapas	10	Yamaha	7			
Z15	Tornillo tapa embrague	15	PacBolt Ltd.		DIN7984 M6x0.5x15		
Z14	Tornillo tapa derecha	21	PacBolt Ltd.		DIN7984 M6x0.5x15		
Z13	Tornillo tapa izquierda	12	PacBolt Ltd.		DIN7984 M6x0.5x15		
Z12	Tornillo semicarteres	15	PacBolt Ltd.		DIN7984 M5x0.5x40		
Z11	Retén 35mm	1	Epidor		Según fabricante		
Z10	Arandela retén 35mm	1	Epidor		Según fabricante		
Z9	Retén 28mm	1	Epidor		Según fabricante		
Z8	Arandela retén 28mm	1	Epidor		Según fabricante		
Z7	Tapón aceite	1	Yamaha	6			
Z6	Pernos bloque (cortos)	2	Yamaha	18-19			
Z5	Pernos bloque (largos)	2	Yamaha	16-17			
Z4	Tapa del embrague	1	Yamaha	4			
Z3	Tapa derecha	1	Yamaha	5			
Z2	Semicárter derecho	1	Yamaha	2			
Z1	Semicárter izquierdo	1	Yamaha	1			
Z_TI	Subconjunto tapa izquierda	1	Yamaha	106			
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.		

DESIGNAC. MATERIAL ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)

Tamaño A1

DENSIDAD	
LIM.ELA	
TIPO	
ORIGEN	
COEF.EXP	

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS

GENERAL: 12,5 RESTO: 6,3 RUGAS: 3,2 0,8

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
Otras sin especificar: +/-0.02mm
(Otras especificadas)

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

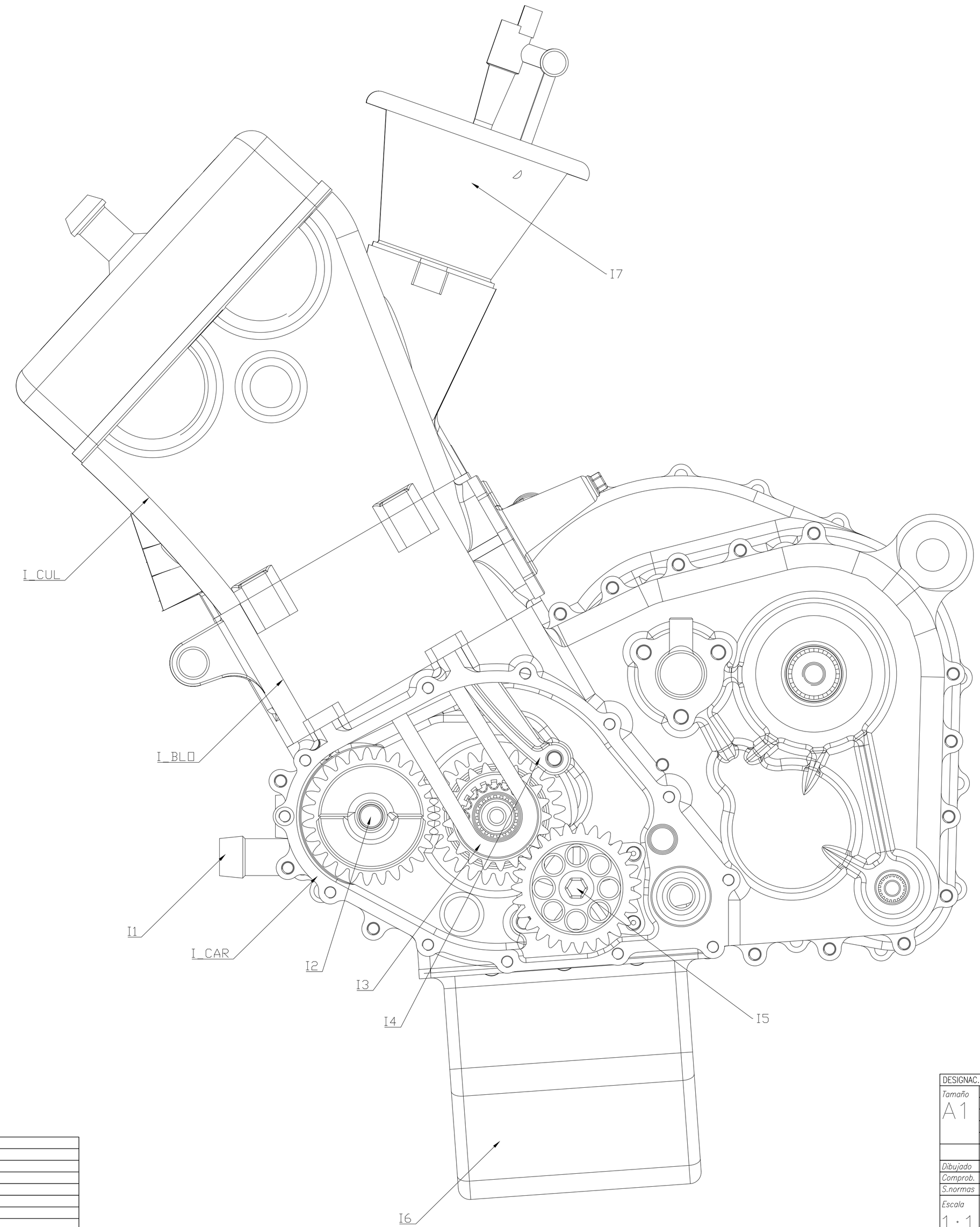
CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 107
REVISIÓN A

Escala 1 : 1

Subconjunto 8: Carcasas

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

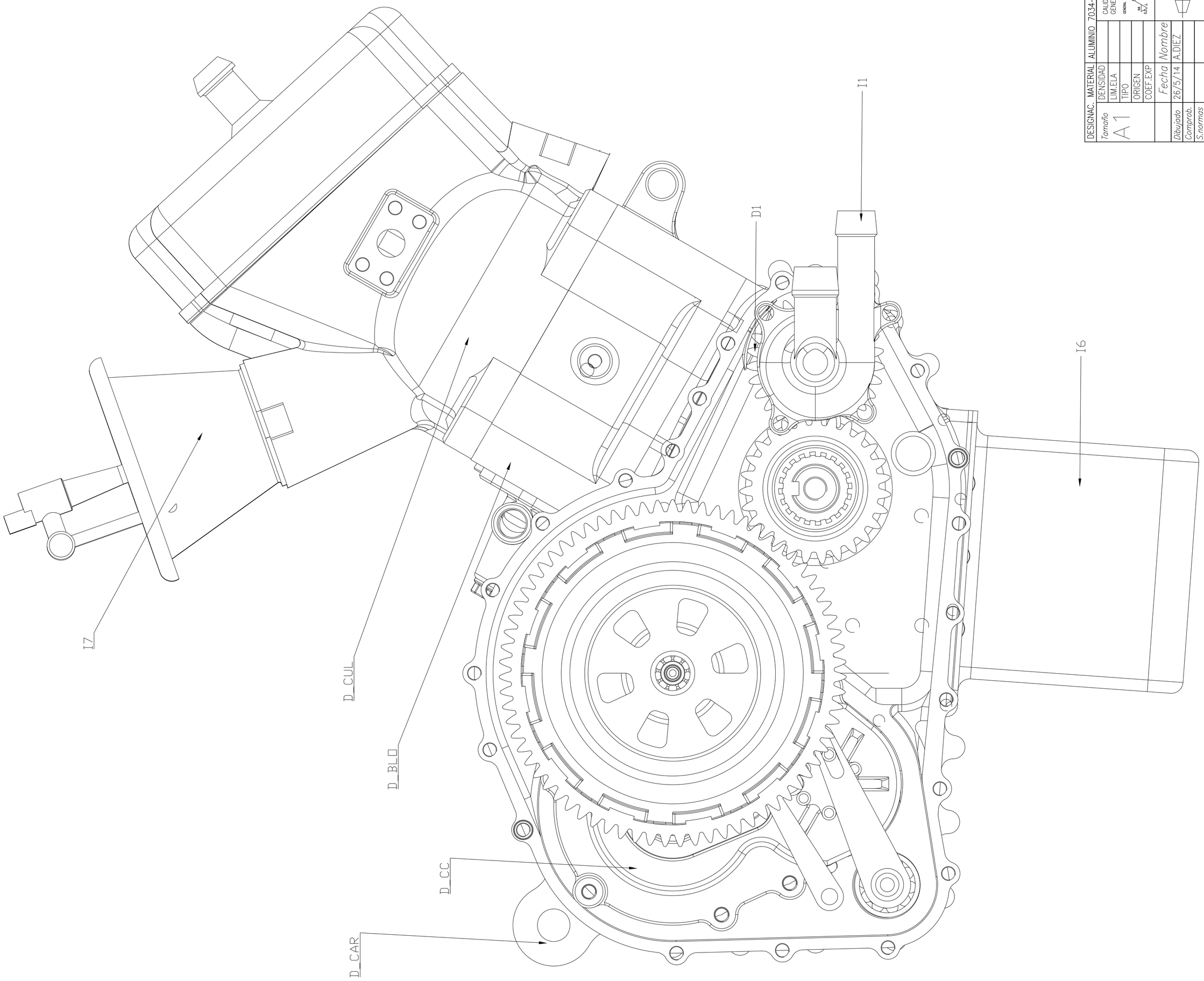


I7	Tobera de admisión	1			
I6	Cárter	1	Yamaha	10	
I5	Bomba de aceite	1	Yamaha	66	
I4	Patín de cadena	1	Yamaha	23	
I3	Cadena	1	Ramsey		DIN 8190, 3/16" 62 Eslabones
I2	Contrarrotante izquierdo	1	Yamaha	45	
I1	Bomba de agua	1	Yamaha	68	
I_CAR	Subconjunto Carcasas	1	Yamaha	107	
I_BLO	Subconjunto Bloque motor	1	Yamaha	105	
I_CUL	Subconjunto tapa izquierda	1	Yamaha	106	
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.

DESIGNAC. MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A1	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/-0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm Otras sin especificar: +/-0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA		
	TIPO		
	ORIGEN		
	COEF.EXP		
	Fecha / Nombre		
Dibujado	26/5/14 A.DIEZ	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÁSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Comprob.			
S.normas			
Escala 1:1	Subconjunto 9: Lateral IZD	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN: UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 108 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



I7	Tobera de admisión	1							
I6	Cárter	1	Yamaha	10					
D1	Contrarrotante derecho	1	Yamaha	45					
I1	Bomba de agua	1	Yamaha	68					
I_CAR	Subconjunto Carcasas	1	Yamaha	107					
I_BLO	Subconjunto Bloque motor	1	Yamaha	105					
I_CUL	Subconjunto tapa izquierda	1	Yamaha	106					
CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nº	OBSERV.				

DESIGNAC. MATERIAL ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)

Tamaño A1

DENSIDAD
LIM.ELA
TIPO
ORIGEN
COEF.EXP

CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS
GENERAL: 12,5 RUGOSAS: 3,2 / 0,8

TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
Otras sin especificar: +/-0.02mm
(Otras especificadas)

	Fecha	Nombre
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ
Comprob.		
S.normas		

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"

Escala 1 : 1

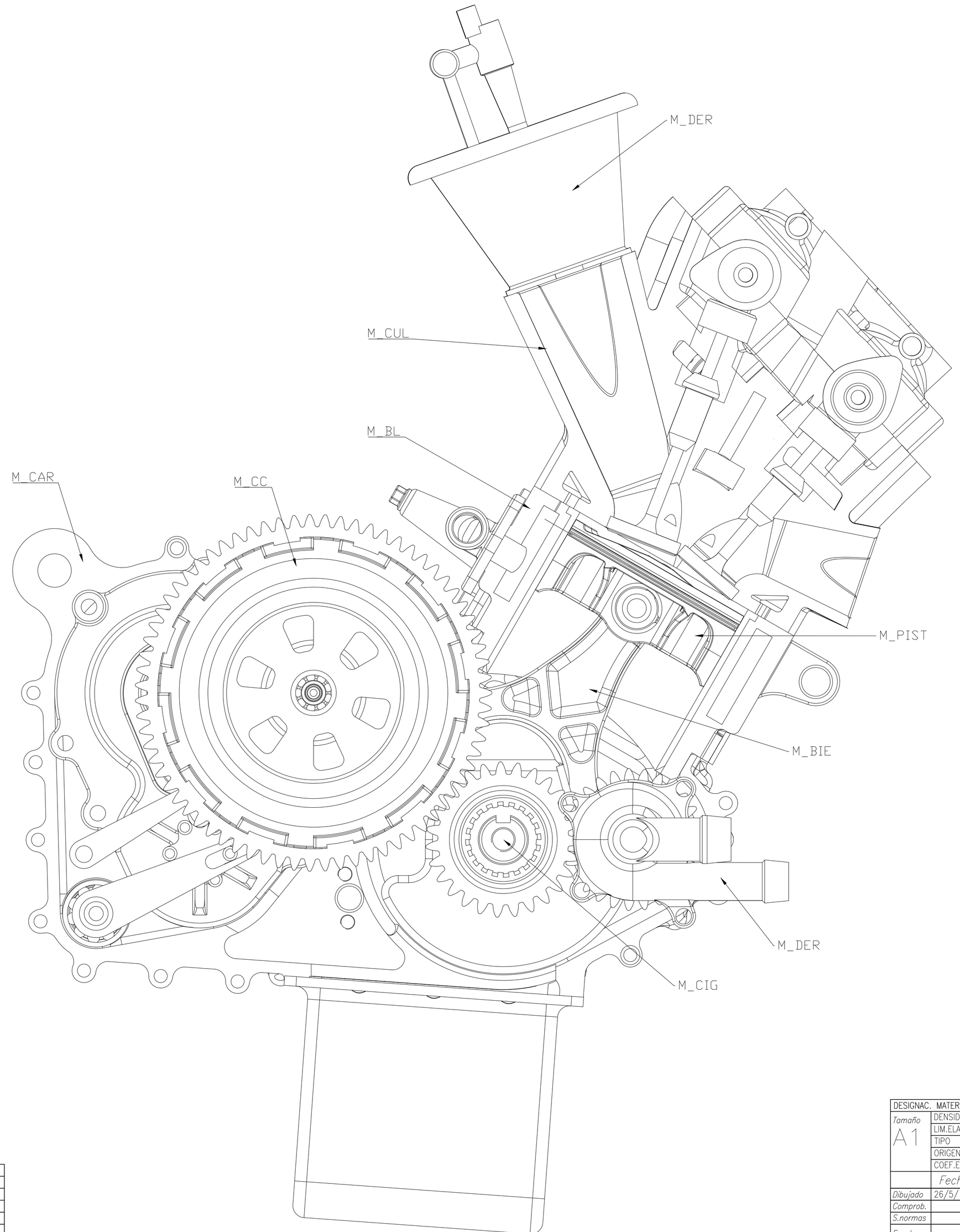
Subconjunto 10: Lateral DER

NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2

CURSO: 2015/2016
CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
PLANO Nº 109
REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

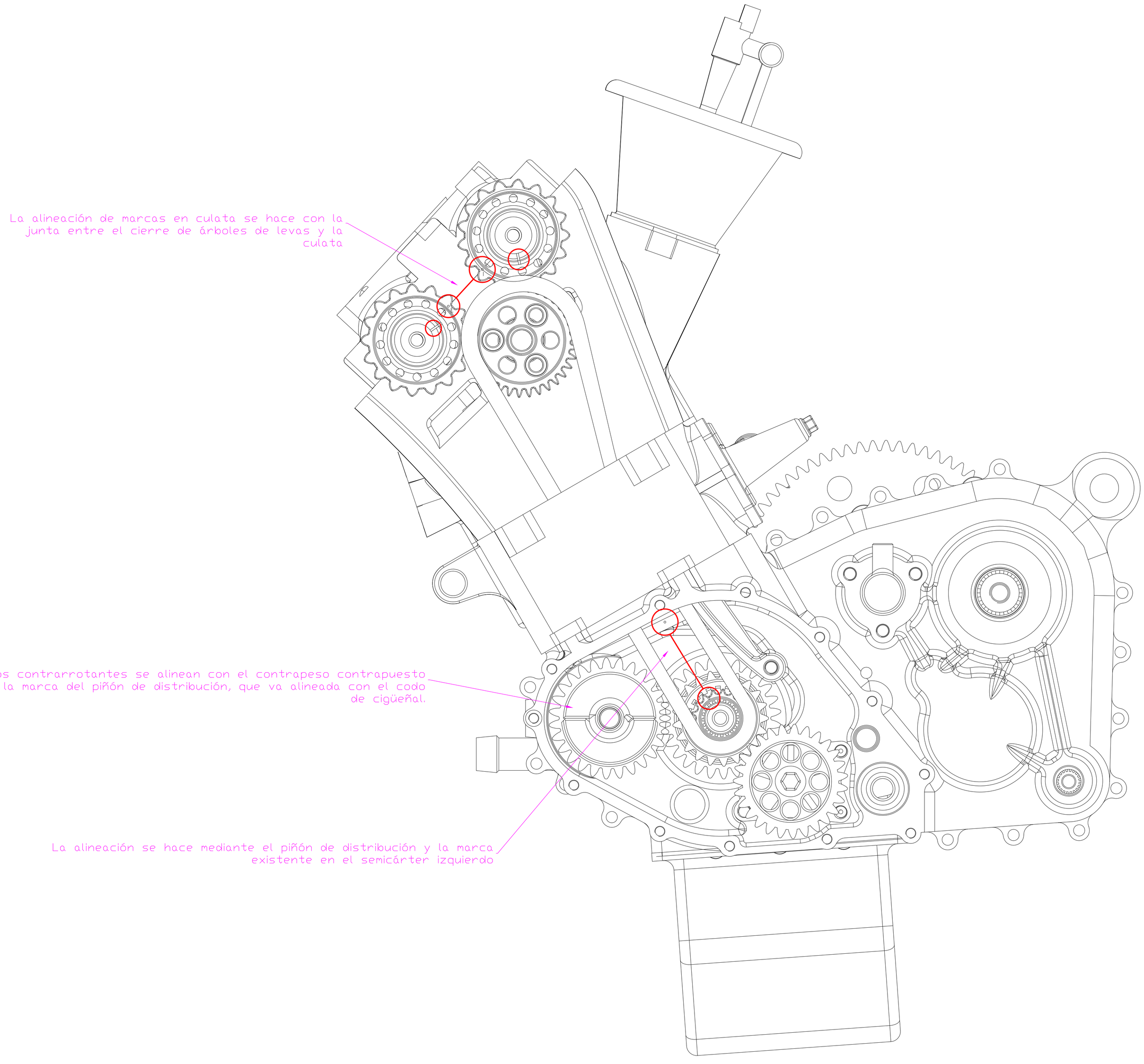


CODIGO	DESIGNACION	CANT.	FABRICANTE	PLANO Nª	OBSERV.
M_BL	Subconjunto bloque motor	1	Yamaha	105	
M_BIE	Subconjunto biela	1	Yamaha	101	
M_PIST	Subconjunto pistón	1	Yamaha	100	
M_CIG	Subconjunto cigüeñal	1	Yamaha	102	
M_DER	Subconjunto lateral DER	1	Yamaha	109	
M_CAR	Subconjunto Carcasas	1	Yamaha	107	
M_CC	Subconjunto caja de cambios	1	Yamaha	103	
M_CUL	Subconjunto culata	1	Yamaha	104	

DESIGNAC. MATERIAL	ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A1	DENSIDAD	CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL
	LIM.ELA	GENERAL RUGOSO	Longitudinal en ejes: +/-0.1mm
	TIPO	RUGOSO	Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm
	ORIGEN		Otras sin especificar: +/-0.02mm
	COEF.EXP		(Otras especificadas)
	Fecha / Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI	
Dibujado	26/5/14 A.DIEZ	TRABAJO DE FIN DE MÀSTER	
Comprob.		"Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
S.normas			
Escala 1:1	Subconjunto 11 General	NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016
			CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN)
			PLANO Nº 110
			REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



DESIGNAC. MATERIAL		ALUMINIO 7034-T6 (según especificaciones en ficha)		
Tamaño A1	DENSIDAD		CALIDADES SUPERFICIALES GENERALES MECANIZADOS	TOLERANCIA GEOMETRICA GENERAL Longitudinal en ejes: +/-0.1mm Longitudinal en cajeras: +0/-0.05mm Otras sin especificar: +/-0.02mm (Otras especificadas)
	LIM.ELA			
	TIPO			
	ORIGEN			
	COEF.EXP			
	Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO DE FIN DE MÁSTER "Diseño de un motor alternativo de combustión para Moto3"	
Dibujado	26/5/14	A.DIEZ		
Comprob.				
S.normas				
Escala 1:1	Sincronizado de la distribucion		NORMATIVA DE REPRESENTACIÓN UNE-EN ISO 6410-2	CURSO: 2015/2016 CONVOCATORIA: 1a CONV (JUN) PLANO Nº 111 REVISIÓN A

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido
por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 5: PLIEGO DE CONDICIONES



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1 Objeto **1**
2 Condiciones a la ejecución **1**
3 Pliego de condiciones generales y económicas **2**
3.1 Condiciones generales de carácter facultativo, obligaciones y derechos del productor. *2*
3.1.1 Nombramiento de un responsable de producción 2
3.1.2 Presencia durante la producción 2
3.1.3 Listado de Órdenes 3
3.1.4 Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa 3
3.1.5 Recusación del responsable de producción 3
3.1.6 De la interpretación del proyecto 4
3.2 Condiciones a la ejecución del proyecto *4*
3.2.1 Condiciones generales 4
3.2.2 Subcontrataciones 5
3.2.3 De las modificaciones en el proceso productivo 5
3.2.4 Los defectos de fabricación 5
3.2.5 Defectos ocultos 6
3.2.6 Materiales y maquinaria 7
3.2.7 Uso de los materiales y la maquinaria 7
3.2.8 Medios productivos 8
3.3 Recepción de la maquinaria *9*
3.3.1 Recepción provisional 9
3.3.2 Recepción definitiva 9
3.3.3 Período de garantía 10
3.3.4 Conservación de los productos tras su recepción definitiva 11
4 Pliego de condiciones técnicas y particulares **12**
4.1 Condiciones particulares *12*
4.1.1 Contrato 12
4.1.2 Responsabilidades 12
4.1.2.1 Responsabilidades de la empresa constructora 12
4.1.2.2 Accidentes laborales 13
4.1.2.3 Exención de responsabilidades de la Dirección 13
4.1.3 Copia de documentación 14
4.1.4 Condiciones para la rescisión del contrato 14
4.2 Condiciones técnicas *16*
4.2.1 Condiciones para la aplicación de la garantía 16
4.2.2 Condiciones técnicas de los materiales 16
4.2.3 Pruebas y ensayos sobre los componentes y los materiales 17
4.2.4 Acciones que comprenden la producción 19
4.2.5 Condiciones de acabado 19
4.2.6 Casos no especificados en el presente documento 19
4.2.7 Condiciones técnicas impuestas durante la producción, montaje y embalaje. 20
4.2.7.1 Condiciones impuestas a la producción 20
4.2.7.2 Condiciones impuestas al montaje y ensamblaje 20
4.2.7.3 Condiciones durante el funcionamiento de la máquina 21
4.3 Presupuesto *22*
4.3.1 Errores de presupuesto 22

DOCUMENTO 5: PLIEGO DE CONDICIONES

1. Objeto

El objeto del presente documento, es la definición, junto a los planos, de aquellas especificaciones mínimas que se deberán cumplir para la fabricación, montaje y embalaje del motor a suministrar a los equipos mediante su venta.

2. Condiciones a la ejecución

Éste proyecto debe ejecutarse siempre siguiendo el mismo pliego de condiciones, los presupuestos, los planos, o en todo caso, siguiendo las instrucciones que proporcione la Dirección Facultativa del mismo en cuanto a los procedimientos de montaje, inspección y orden de las tareas de producción.

En éste proyecto, se incluyen documentos tanto con carácter contractual, como con carácter informativo.

Aquellos documentos que tienen un carácter contractual, son:

- Planos
- Pliego de condiciones
- Presupuesto
- Aquellas prescripciones técnicas que se expresen en futuro en el texto

Cuando pudiera existir conflicto entre las especificaciones marcadas por varios documentos, se seguirá el siguiente orden de prioridad entre documentos:

- Planos
- Pliego de condiciones
- Presupuesto

3. Pliego de condiciones generales y económicas

3.1. Condiciones generales de carácter facultativo, obligaciones y derechos del productor.

3.1.1. Nombramiento de un responsable de producción

La Dirección Facultativa del presente proyecto, será quien dirija la producción del modelo de motor para el que se redacta el presente proyecto, y se reserva el derecho de nombrar un Ingeniero Técnico de la empresa Yamaha, que es la productora de la máquina, y éste Ingeniero, será responsable de producción para cada máquina individual que se produzca.

Cada máquina, deberá incorporar un número de serie único y de uso interno durante su producción, asignado a éste responsable concreto.

El responsable de producción, deberá intercambiar información con la Dirección Facultativa, y podrá recibir órdenes en cuanto a la operativa a seguir para el montaje, inspección y embalaje del producto.

3.1.2. Presencia durante la producción

El responsable de producción y el personal a su cargo deberán permitir en todo caso que la Dirección Facultativa a realizar las comprobaciones que requiera en cada momento.

La negativa a la inspección por parte del responsable de ejecución o su personal a la inspección del producto por parte de la Dirección Facultativa, conllevará la anulación del contrato, y como consecuencia, la exención de responsabilidad sobre la máquina en particular, con su número de serie único.

3.1.3. Listado de Órdenes

El responsable de ejecución, dispondrá de un listado en el que se contendrán aquellas órdenes e indicaciones que la Dirección pueda impartir, siendo obligatorio que tanto el responsable de producción firmen indicando la fecha y la hora, a fin de determinar mutuo conocimiento de la información contenida en el documento.

Las órdenes, siempre actuarán como complemento del proyecto, y el hecho de que en el listado no figuren todos los aspectos técnicos que el proyecto contiene, no exime al responsable de producción de la responsabilidad en caso de incumplir cualquiera de aquellos que fueran inherentes al proyecto.

3.1.4. Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa

Aquellas reclamaciones que el responsable de producción quiera realizar en contra de las órdenes dadas por la Dirección, sólo las podrá realizar él mismo, y sólo podrán ser reclamaciones de ámbito económico.

En cuanto al aspecto técnico, no quedará admitida ninguna reclamación por parte del responsable de ejecución ni de su personal.

3.1.5. Recusación del responsable de producción

La empresa constructora, no podrá recusar al responsable de ejecución ni a ningún otro personal encargado de la vigilancia y control de la producción, que dependa directamente de la Dirección Facultativa.

3.1.6. De la interpretación del proyecto

Ni el responsable de producción ni el personal a su cargo, podrán realizar alteraciones sobre las condiciones técnicas contenidas en el proyecto, ni tampoco hacer caso omiso de las órdenes sobre la producción que prescriba la Dirección Facultativa.

Reside en la Dirección la potestad de generar modificaciones sobre las condiciones técnicas particulares del proyecto o sobre el desarrollo del mismo, y éstas modificaciones quedan sujetas a la no modificación de las líneas generales del proyecto, y también a no exceder el presupuesto que se contrata.

3.2. Condiciones a la ejecución del proyecto

3.2.1. Condiciones generales

Los trabajos de producción, se ejecutarán de acuerdo a lo estipulado en el proyecto, modificaciones y órdenes que imparta la Dirección Facultativa, sobretodo en cuanto a los procesos de fabricación y métodos de conformación que se hayan propuesto para cada pieza en particular, y siempre que no se exceda el presupuesto contratado.

El responsable de producción, tiene la obligación de establecer hitos diarios sobre el desarrollo de la misma, indicando qué trabajos se han desarrollado a lo largo de la jornada, a fin de que la Dirección o la inspección técnica que actúe en su nombre puedan realizar las revisiones que crean pertinentes.

3.2.2. Subcontrataciones

La Dirección deberá conocer en todo momento aquellas subcontrataciones que se puedan realizar para cualquiera de los procesos productivos que se llevan a cabo en la materialización de la máquina, y se reserva el derecho de la aceptación o negativa a la propuesta de subcontratación que formulará la empresa productora de la máquina, Yamaha.

3.2.3. De las modificaciones en el proceso productivo

La Dirección se reserva el derecho a la modificación de cualquier parte de todo el proceso de producción, siempre actuando con una actitud responsable en cuanto a la naturaleza, necesidad e idoneidad de las modificaciones propuestas, y siempre que el presupuesto no se exceda.

3.2.4. Los defectos de fabricación

Cuando una máquina presente defectos de fabricación, o bien sus especificaciones no se ajusten a éste documento o al resto de documentación contractual del proyecto, la Dirección se reservará el derecho de aceptar o no el producto. En caso de negativa, se podrá rechazar por completo la máquina, redactando la dirección un informe de rechazo, que contendrá todos aquellos defectos que sean observados, y que será entregado tanto al responsable de producción, como a la empresa productora, Yamaha.

Cuando ésta situación se produzca, el responsable de los defectos y del rechazo de la máquina será el responsable de producción.

En caso de que los defectos observados no fueran suficientes como para un rechazo total, la Dirección se reserva el derecho de redactar un informe de defectos, en el cual se propondrán aquellas mejoras, modificaciones, o rectificaciones sobre la producción de la máquina.

En éste caso, reside en el responsable de producción, la decisión de:

a) Aceptar el informe, firmando su conformidad, y realizar las modificaciones prescritas, sin que ello suponga una prórroga de más de un día en el plazo productivo nominal, y pasando una nueva revisión de defectos al final de la producción.

b) Rechazar el informe, en cuyo caso deberá firmar su disconformidad, convirtiendo el propio informe en un informe de rechazo, y quedando bajo las condiciones definidas para ése caso particular.

3.2.5. Defectos ocultos

En caso de que la Dirección, ya sea de manera directa o por indicación de la inspección que designe, detectase cualquier indicio de defectos de fabricación o montaje ocultos en la máquina, podrá ordenar en cualquier momento el desmontaje de cualquier elemento de la máquina, a fin de poder realizar las comprobaciones pertinentes. Siempre que los defectos sean existentes, el coste total de los desmontajes correrá a cargo de la empresa constructora, Yamaha. En caso contrario, serán responsabilidad de la Dirección.

Si el responsable de la producción, su personal, o la empresa productora rechazase el desmontaje para inspección prescrito por la Dirección, automáticamente se concede a la misma el derecho de redactar un informe de rechazo que la eximirá de responsabilidad sobre el producto.

3.2.6. Materiales y maquinaria

La empresa constructora, Yamaha, tendrá total libertad para abastecerse de materiales y de maquinaria, siempre y cuando éstos no contravengan las prescripciones y especificaciones que se exigen en la documentación contractual del proyecto, y en todo caso, siempre que se cumplan todas las leyes en lo relativo a la seguridad y calidad de los mismos.

3.2.7. Uso de los materiales y la maquinaria

No se procederá al uso de los materiales y la maquinaria que designe la empresa constructora, sin la autorización expresa de la Dirección.

El constructor, estará obligado a disponer de muestras de todos aquellos elementos de los que se abastezca y que formen parte del producto final, de tal manera que la Dirección tenga la capacidad de designar los ensayos que crea necesarios. El coste de dichos ensayos irá a cargo de la empresa constructora, Yamaha.

Si los materiales o la maquinaria auxiliar no se ajustan al presente documento, o al resto de documentación contractual del proyecto, la Dirección se reserva el derecho de rechazarlos, en cuyo caso la empresa constructora estará obligada a cambiarlos por aquellos que se ajusten a las condiciones requeridas.

3.2.8. Medios productivos

La responsabilidad sobre la maquinaria y medios de producción, que se empleen para la materialización de la máquina, recaen directamente sobre la empresa constructora, quedando la Dirección totalmente exenta de la responsabilidad sobre el funcionamiento de los mismos, o de los accidentes personales que pudiera ocasionar un uso inadecuado de los mismos.

Los medios auxiliares de protección que pudieran hacerse necesarios para una producción segura, correrán totalmente a cargo de la empresa productora, Yamaha, y también lo hará la responsabilidad sobre el cumplimiento de los protocolos de seguridad que establezca, pero en todo caso la Dirección quedará exenta de toda responsabilidad sobre el personal de la empresa productora y sus posibles accidentes derivados de unas condiciones de seguridad deficientes.

3.3. Recepción de la maquinaria

3.3.1. Recepción provisional

Cuando una máquina se termine de producir, y esté lista para su embalaje, junto a todos los elementos que componen las instalaciones auxiliares incluidos en el kit que conforma el producto, se realizará una inspección por parte de la Dirección, o por parte de un responsable designado por la Dirección, y en presencia del responsable de producción de la máquina.

Siempre que la máquina resulte aceptada por la Dirección, se redactará un acta de recepción provisional para el producto, que podrá pasar a la fase de verificación de rendimiento.

3.3.2. Recepción definitiva

Aquellas máquinas recibidas de manera provisional, pasarán a un banco de pruebas en el cual se verificará su secuencia de arranque, su funcionamiento mediante un programa que evaluará su rendimiento a diferentes regímenes de velocidad, durante el periodo de una hora, y su secuencia de apagado.

Ésta prueba generará un informe, el cual, siendo firmado por el responsable de producción, podrá tener dos resultados:

a) FAVORABLE, en cuyo caso, la Dirección firmará el informe, que hará las veces de recepción definitiva, y ordenará la colocación de la pegatina de conformidad en el motor, con su número de serie y fecha de producción, modelo de la cual se adjunta en los planos del proyecto, y siendo obligatoriamente la fecha la misma exactamente a la de la firma de la recepción definitiva.

b) DEFICIENTE, en cuyo caso, la Dirección firmará el informe, marcando su desfavorabilidad, y redactando sus conclusiones y motivos para el rechazo de la máquina. En éste caso, el responsable de producción, en nombre de la empresa constructora, Yamaha, podrá o bien revisar el motor, corriendo los gastos a cargo de la empresa constructora, o bien, rubricar el rechazo, descartando totalmente la máquina, en cuyo caso, los gastos que se generen de la producción de la máquina defectuosa, irán a cargo de la empresa constructora.

3.3.3. Período de garantía

Una vez firmada la recepción definitiva, y colocada la pegatina de conformidad sobre el motor, éste se embalará junto con los componentes de las instalaciones auxiliares, y en éste momento se iniciará el período de garantía.

Éste período, finalizará en el momento en el que el motor se ponga en marcha por primera vez por parte del usuario, y en ningún caso se deberá aceptar ningún motor a inspección siempre que se observe que ha sido manipulado o arrancado, y previa comprobación de que junto a él figuran todos y cada uno de los componentes que conforman las instalaciones auxiliares.

Para poder comprobar la manipulación del motor, se aplicarán las medidas definidas en el apartado 4.2.1 del presente documento.

La empresa productora, estará obligada a proporcionar una ECU que registre anomalías de funcionamiento en cuanto a la temperatura máxima de los gases de escape, que se preprogramará en 750ºC, picado, que se detectará mediante un acelerómetro en el bloque motor, o desajustes en la posición del cigüeñal, detectados mediante el sensor de posición

colocado en la tapa derecha del motor, y en cuanto a la velocidad de giro máxima detectada mediante éste último, que se preestablecerá en 14k rpm.

3.3.4. Conservación de los productos tras su recepción definitiva

Es responsabilidad única de la empresa productora, velar por la seguridad y la integridad de los embalajes que contendrán el producto, y queda a su cargo económico cualquier desperfecto derivado de una conservación o transporte defectuoso.

4. Pliego de condiciones técnicas y particulares

4.1. Condiciones particulares

4.1.1. Contrato

El contrato, quedará formalizado mediante los documentos privados que convengan cualquiera de las partes intervinientes, y atendiendo siempre a las disposiciones vigentes. En ése contrato, se establecerán aquellas condiciones que resulten convenientes a cada una de las partes.

Al momento de formalizar el contrato, la empresa constructora, Yamaha, deberá firmar al pie del pliego de condiciones, indicando la fecha.

4.1.2. Responsabilidades

4.1.2.1. Responsabilidades de la empresa constructora

La empresa constructora, se hará responsable única de la producción de las máquinas, de acuerdo siempre con las condiciones establecidas en el contrato, y siempre siguiendo los documentos que componen el proyecto. Siempre que la Dirección Facultativa detecte errores de producción, montaje o fabricación, podrá solicitar el desmontaje de las máquinas, estando la empresa constructora obligada a satisfacer ésta petición.

La empresa constructora, queda obligada a producir éste producto siempre bajo el marco legal pertinente en cuanto a la contratación, accidentes de trabajo, y Seguridad Social.

4.1.2.2. Accidentes laborales

La empresa constructora, que será la que tenga a cargo a los trabajadores encargados de producir la máquina, será la única responsable en caso de que se produzcan accidentes laborales, ya sea por deficiencias en la seguridad de la producción, o por error humano del operario.

La empresa constructora, en todo caso queda obligada a velar por la seguridad de la producción y de los operarios que la llevan a cabo, siempre cumpliendo la legislación vigente.

4.1.2.3. Exención de responsabilidades de la Dirección

Una vez se realiza la recepción definitiva, la firma conjunta por parte del responsable de producción, así como de la Dirección o representante debidamente autorizado, también se transfiere la responsabilidad sobre el producto a la empresa productora, quedando exenta la Dirección de toda la responsabilidad.

El responsable de producción, designado por la Dirección, actúa en representación de la empresa productora, Yamaha, en todo momento, por tanto, en el momento de la firma de la recepción definitiva, se le transfiere la responsabilidad sobre el producto.

Los accidentes que pudieran sobrevenir al comprador de los motores, y las asignaciones de responsabilidad, quedan a cargo de la empresa constructora.

La empresa constructora, tiene a su disposición un manual de instrucciones en el proyecto, el cual podrá modificar, sólo añadiendo información, y siempre que ésta no contravenga o anule cualquier disposición que se proponga en el modelo adjunto. En el manual de instrucciones, quedan designados los consejos de seguridad y salud para el usuario y las

exenciones de responsabilidad que la Dirección ha creído oportunas, y podrán ser ampliadas por Yamaha, siempre que se cumpla con el presente documento al hacerlo.

4.1.3. Copia de documentación

La empresa productora, siempre que quede a su cargo económico, tiene derecho a la copia de cualquier parte del proyecto, siempre y cuando, la documentación o la información que contiene, no abandone la propia empresa hacia el exterior, en cuyo caso, la Dirección podrá exigir responsabilidades sobre la propiedad intelectual del proyecto.

4.1.4. Condiciones para la rescisión del contrato

A continuación, se relacionan los supuestos bajo los cuales, el contrato queda suspendido de manera directa:

1) Muerte o incapacidad del responsable de la empresa constructora, en cuyo caso no existirá la posibilidad de que otro responsable de producción retome la producción de la máquina en particular.
2) Quiebra de la empresa productora
3) La modificación del proyecto, a juicio de la Dirección, siempre que represente alteraciones de las líneas fundamentales del mismo, o si la variación presupuestaria supone una desviación de un 25% como mínimo, al alza o a la baja.
4) La redacción de un informe de rechazo a una máquina, o bajo cualquiera de las condiciones de rechazo que existan bajo los apartados 3.2.4, 3.3.1 y 3.3.2 del presente documento.

5) El incumplimiento de cualquier punto de la documentación del proyecto, de las órdenes de la Dirección, o del presente documento.

6) El incumplimiento por parte de la empresa constructora de cualquiera de los términos del contrato.

7) La finalización del período de producción pactado para cada unidad, siempre que no se haya concluido la misma.

8) El abandono de la producción de la máquina, si no existe una causa justificada para ello.

9) Si la dirección detecta mala fe en la producción de la máquina.

4.2. Condiciones técnicas

4.2.1. Condiciones para la aplicación de la garantía

La primera puesta en marcha del motor, por parte del comprador, anulará la garantía del mismo.

La empresa productora, deberá de revisar el motor internamente para verificar que no haya sido arrancado, y se reserva el derecho de aplicar las medidas que crea oportunas para la comprobación de la primera puesta en marcha, siempre y cuando no contravengan de ninguna manera ni el contrato, ni las órdenes dictadas por la Dirección, ni cualquiera de los documentos del proyecto, incluido el presente.

Para la aplicación de la garantía por defecto de fabricación, se aplicarán líneas de pintura de base epóxica en dos tornillos por bridado, y las líneas deberán ser contínuas entre dos elementos. Por ejemplo, entre la cabeza del tornillo y la brida, o entre su rosca y la brida. También se hará lo mismo entre las carcasas, con líneas que unan las bridas.

4.2.2. Condiciones técnicas de los materiales

La verificación de los materiales, queda a cargo de facto y económico, de la empresa constructora, que será la responsable de los ensayos que crea necesarios para verificar su correcta composición y su adecuación a las especificaciones que plantea el proyecto.

La Dirección, una vez verificados los materiales, deberá recibir por parte de la empresa constructora, Yamaha, un informe detallado en cuanto a los métodos y pruebas realizados, y se reservará el derecho de la consideración de suficiencia o no de los mismos, pudiendo rechazarlos en cualquier momento, si tuviera sospecha de su deficiencia.

Sin la aceptación por parte de la Dirección, los materiales no pueden ser usados para producir ninguna máquina, y en caso de que la empresa constructora comenzase la producción sin éste requisito cumplido, la Dirección se reserva el derecho de quedar exento de responsabilidad sobre el producto, o de la rescisión directa del contrato.

En caso de que alguno de los elementos no pudiera ser fabricado con el material prescrito en el proyecto, se deberá fabricar mediante un material que reúna unas cualidades mecánicas y generales, iguales o superiores a las que ofrece el material prescrito, y se deberá notificar ésta circunstancia a la Dirección, via informe, que podrá ser aceptado o rechazado a criterio de la misma.

4.2.3. Pruebas y ensayos sobre los componentes y los materiales

Todas las pruebas y ensayos, correrán a cargo de la empresa constructora, Yamaha.

Los elementos de la máquina, deberán ser verificados siempre mediante un comprobador por palpador electrónico, para verificar que las dimensiones de los mismos se ajustan a las indicadas por los planos.

En caso de que la Dirección sospeche de la mala fe en las pruebas, podrá solicitar que se realicen delante de ella o de un representante autorizado, y si el resultado concluye la existencia de los defectos sospechados, tanto la prueba como el coste de la pieza y de sus modificaciones, serán responsabilidad directa del responsable de producción.

El cigüeñal y los contrarrotantes del motor, se someterá a un ensayo de equilibrado dinámico, y para ser aceptado, deberá estar totalmente equilibrado, detectando acelerómetros colocados en la bancada, que la fuerza resultante sobre los apoyos en su componente coaxial al eje de desplazamiento del pistón es igual al total de fuerza alternativa de segundo orden para el sistema.

Las carcasas, se deberán montar conformando las dos mitades del motor, que soportarán el cigüeñal y la caja de cambios. Para verificar su alineación, se someterán a un ensayo por imagen, para verificar dicha condición. Un par de semicarcasas que no tengan los ejes alineados, deberá ser revisado y probado de nuevo, o rechazado el elemento del cual se sospeche cualquier defecto que pueda motivar una desalineación.

Los materiales que conformen los elementos de la máquina, deberán portar consigo un certificado de composición y características, que será exigido al proveedor, y además, la empresa constructora realizará obligatoriamente sus verificaciones, acorde al apartado 4.2.2 del presente documento.

Los motores acabados, deberán pasar una prueba de rendimiento, descrita en líneas generales en el apartado 3.3.2. La prueba en cuestión, será propuesta por la empresa productora, corriendo económicamente a su cargo, tal y como dispone el inicio de éste apartado. La Dirección se reserva el derecho de la aceptación o rechazo de los modelos de pruebas que la empresa constructora proponga.

Si las pruebas propuestas por la empresa constructora son rechazadas por la Dirección, no se podrá comenzar la producción del modelo.

En caso de omisión de la negativa por parte de la empresa constructora, la Dirección queda exenta de responsabilidad.

4.2.4. Acciones que comprenden la producción

Todas las acciones que comprenden la producción de la máquina, deberán ser realizadas bajo las prescripciones que se proponen en el proyecto, y sobretodo siguiendo el orden de prioridad de los documentos que se ha establecido en el apartado 2 del presente documento. Son de consulta y vinculantes las instrucciones que puedan encontrarse en Memoria y Anejos.

4.2.5. Condiciones de acabado

La máquina, se entenderá como acabada, cuando se haya realizado la recepción definitiva, se haya etiquetado con la pegatina de conformidad, y se haya embalado junto a los componentes que conforman las instalaciones auxiliares al motor.

4.2.6. Casos no especificados en el presente documento

En aquellos casos en los cuales el presente pliego no dé una respuesta a la problemática, se seguirán las indicaciones recogidas en el pliego de condiciones generales para la producción de maquinaria.

4.2.7. Condiciones técnicas impuestas durante la producción, montaje y embalaje de la máquina.

4.2.7.1. Condiciones impuestas a la producción

Para la producción, aunque en éste apartado no se indiquen expresamente, se deberán cumplir todas las condiciones que aparezcan en el presente documento, y que afecten directamente a la producción.

Todas las piezas del motor que queden expuestas al exterior, se revisarán mediante una inspección visual y se eliminarán las rebabas que pudieran quedar del mecanizado. Las aristas salientes, se rebajarán lo suficiente como para poder manipular el motor completo sin que el usuario pueda cortarse.

4.2.7.2. Condiciones impuestas al montaje y ensamblaje

En primer lugar, el responsable de producción dispondrá de una copia de los planos de ensamblaje, de tal manera que pueda ordenar a su personal la operativa para el ensamblaje de los diferentes elementos en componentes, y finalmente, del ensamblaje completo de la máquina.

Éste supuesto, sólo se cumplirá bajo autorización expresa de la Dirección, y siempre que no contravengan en ningún punto las especificaciones e indicaciones que figuren en cualquiera de los documentos del proyecto, siempre respetando el orden de prioridad entre documentos.

4.2.7.3. Condiciones durante el funcionamiento de la máquina.

En el proyecto, se adjunta un modelo de manual de instrucciones, el cual podrá ser solamente ampliado en contenido por la empresa constructora, Yamaha, bajo las condiciones expuestas en el apartado 4.1.2.3 del presente documento.

La empresa constructora, estará obligada a proporcionar un manual de mantenimiento junto con cada motor, e irá colocado dentro del embalaje, impreso en papel, y debidamente protegido.

Las condiciones de funcionamiento, y todas las disposiciones que se exponen en el manual, deberán ser respetadas por el usuario.

4.3. Presupuesto

En el presupuesto de la máquina, se entienden por incluidos los gastos derivados de:

- Maquinaria
- Mano de obra
- Materiales
- Gastos financieros
- Transporte
- Gastos derivados del beneficio industrial
- Impuestos

Cualquier anomalía o desviación en los precios que pudiera existir, será responsabilidad única de la empresa productora, Yamaha.

4.3.1. Errores de presupuesto

En el momento de aceptación del proyecto, la empresa constructora de la máquina, Yamaha, tenía como obligación la revisión de todos y cada uno de los documentos que lo formaban, por tanto, al firmar se la considera conocedora de todas las circunstancias, y responsable de cualquier error de presupuestado que pudiera generar un sobrecoste en la producción. Si por el contrario, el error redujera el precio presupuestado, se descontaría automáticamente del presupuesto.

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 6: MEDICIONES



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

ÍNDICE DE LAS MEDICIONES

CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	1
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	2
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	3
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	5
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	6
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	9
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	10
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	11
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	13
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	13

DOCUMENTO 6: MEDICIONES

CAPÍTULO 1: FABRICACIÓN DEL CONJUNTO DEL PISTÓN

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/001	**u**	**PISTÓN**	
Pistón del motor, forjado y mecanizado, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº29 del proyecto.			1
M25/002	**u**	**BULÓN DEL PISTÓN**	
Bulón del pistón, mecanizado y rectificado acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº27 del proyecto.			1
M25EXT1	**u**	**ROTOR T1**	
Circlip del bulón del pistón acorde a norma DIN471, fabricado por SKF y de dimensiones normalizadas para su inserto en los cojinetes del pistón.			2
M25EXT2	**u**	**COJINETE DEL PISTÓN**	
Cojinete para ser insertado en el pistón, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 28 del proyecto.			2
M25EXT3	**u**	**ARO SUPERIOR PISTÓN**	
Aro superior para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 25 del proyecto.			1
M25EXT4	**u**	**ARO INFERIOR PISTÓN**	
Aro inferior (aceite) para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 26 del proyecto.			1

CAPÍTULO 2: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA BIELA

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/003	**u**	**CENTRADOR BIELA**	
Centrador insertado en el cierre de biela, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº32 del proyecto.			1
M25/004	**u**	**CIERRE BIELA**	
Cierre de la biela comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº31 del proyecto.			1
M25/005	**u**	**BIELA**	
Biela del motor, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº30 del proyecto.			1
M25EXT5	**u**	**COJINETES DE CABEZA DE BIELA**	
Semicojinetes de cabeza de biela, fabricados por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por los planos 33 y 34 del proyecto.			2
M25EXT6	**u**	**COJINETES DE PIE DE BIELA**	
Cojinete de pie de biela, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por el plano 35 del proyecto.			1
M25EXT7	**u**	**TORNILLOS DE CIERRE DE BIELA**	
Tornillo TORX, DIN34801 12.9, M8x1,00x50,00, fabricado por PacBolt Ltd. acorde a las especificaciones impuestas en el plano 101 del proyecto.			2

CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL CIGÜEÑAL

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/006	**u**	**CHAVETA CIGÜEÑAL**	
Chaveta de sujección del piñón de posición del cigüeñal comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº102 del proyecto.			1
M25/007	**u**	**VOLANTE MAGNÉTICO**	
Volante magnético del generador del motor comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº37 del proyecto.			1
M25/008	**u**	**PIÑÓN MANDO DISTRIBUCIÓN**	
Piñón de mando de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº41 del proyecto.			1
M25/009	**u**	**PIÑÓN DE MANDO BOMBA DE ACEITE**	
Piñón de mando de la bomba de aceite comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº38 del proyecto.			1
M25/010	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE IZQUIERDO**	
Piñón de mando del contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº40 del proyecto.			1
M25/011	**u**	**CONTRARROTANTE IZQUIERDO**	
Contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº45 del proyecto.			1
M25/012	**u**	**CONTRARROTANTE DERECHO**	
Contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº44 del proyecto.			1
M25/013	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE DERECHO**	
Piñón de mando del contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº39 del proyecto.			1
M25/014	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL EMBRAGUE**	
Piñón de mando del embrague comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº42 del proyecto.			1

M25/015 **u** **PIÑÓN DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**

Piñón de posición del cigüeñal
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº43 del proyecto.

1

M25/016 **u** **CIGÜEÑAL**

Cigüeñal del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº36 del proyecto.

1

M25EXT8 **u** **TUERCA DE CIERRE UNE 18-035-80**

Tuerca de cierre acorde a UNE 18-035-80, M15x1,00
fabricada por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

2

M25EXT9 **u** **RODAMIENTO DE CIGÜEÑAL**

Rodamientos del cigüeñal, fabricados por SKF, modelo Explorer
6007-RZ, y que están acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

2

M25EXT10 **u** **ARANDELA CIERRE**

Arandela de cierre DIN125 10,5x25x2, fabricada por PacBolt Ltd
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

1

M25EXT11 **u** **TORNILLO CIERRE**

Tornillo de cierre DIN933 de M10x20, fabricado por PacBolt Ltd.
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

1

CAPÍTULO 4: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/017	**u**	**SOPORTE CAMPANA EMBRAGUE**	
Soporte de la campana del embrague comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº93 del proyecto.			1
M25EXT12	**u**	**CAJA DE CAMBIOS**	
Caja de cambios tipo casette, completa, fabricada por Zeroshift comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados a éste.			1
M25EXT13	**u**	**EMBRAGUE**	
Embrague completo, con campana y discos, fabricado por Suter, comprobado individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados.			1

CAPÍTULO 5: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CULATA

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/018	**u**	**BULÓN SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**	
Bulón de soporte para piñones intermedios comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº86 del proyecto.			1
M25/019	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DISTRIBUCIÓN**	
Piñón superior de la distribución, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			1
M25/020	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DE LA DISTRIBUCIÓN**	
Piñón superior de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº65 del proyecto.			1
M25/021	**u**	**PIÑÓN DE MANDO ÁRBOLES DE LEVAS**	
Piñón de mando de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº64 del proyecto.			1
M25/022	**u**	**PIÑÓN DE ÁRBOL DE LEVAS**	
Piñón de árboles de levas acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº63 del proyecto.			2
M25/023	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN**	
Árbol de levas de admisión comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			1
M25/024	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE**	
Árbol de levas de escape comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº62 del proyecto.			1
M25/025	**u**	**TAPÓN ACEITE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**	
Tapón de cierre del circuito de lubricación en el cierre de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº66 del proyecto.			4
M25/026	**u**	**CIERRE DE ÁRBOLES DE LEVAS**	
Cierre de árboles de levas acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº58 del proyecto.			1

M25/027 **u** **TOPE RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**

Tope para los rodamientos de los árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº56 del proyecto.

2

M25/028 **u** **TAPA DE CULATA**

Tapa de la culata
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº59 del proyecto.

1

M25/029 **u** **JUNTA DE GOMA TAPA DE CULATA**

Junta de goma para la tapa de la culata
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº60 del proyecto.

1

M25/030 **u** **JUNTA DE CULATA**

Junta de culata,
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº14 del proyecto.

1

M25/031 **u** **CULATA**

Culata del motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº46 del proyecto.

1

M25EXT14 **u** **BUJÍA**

Bujía NGK DPR8EA-9 M10 de Iridio
comprobada acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 104 del proyecto y subordinados.

1

M25EXT15 **u** **TORNILLO DE TAPA MOTOR**

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.

4

M25EXT16 **u** **RODAMIENTO SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**

Rodamiento de soporte de los piñ. Inter., fabricado por Timken, modelo
9300WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones
impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

2

M25EXT17 **u** **RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**

Rodamiento para el árbol de levas, fabricado por Timken, modelo
9305WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones
impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

2

M25EXT18 u TORNILLO DE CIERRE ARBOLES DE LEVAS

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.

6

M25EXT19 u VALVULA DE ADMISION

Válvula de admisión, fabricada por BBB, comprobada
individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 47 del proyecto.

2

M25EXT20 u VALVULA DE ESCAPE

Válvula de escape, fabricada por BBB, comprobada
individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 48 del proyecto.

2

M25EXT21 u ASIENTO VALVULA DE ADMISION

Asiento de válvulas de admisión, fabricado por BBB, comprobado
individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 51 del proyecto.

2

M25EXT22 u ASIENTO VALVULA DE ESCAPE

Asiento de válvulas de escape, fabricado por BBB, comprobado
individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 52 del proyecto.

2

M25EXT23 u GUIA VALVULA ADMISION

Guía de las válvulas de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 54 del proyecto.

2

M25EXT24 u GUIA VALVULA ESCAPE

Guía de las válvulas de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 55 del proyecto.

2

M25EXT25 u CIERRE DE MUELLES

Cierre de muelles de válvulas, fabricado por BBB, comprobado individualmente,
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 50 del proyecto.

4

M25EXT26 u JUEGO DE MUELLES DE VALVULA

Juego de muelles de válvula, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones
impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

4

M25EXT27 u CIRCLIP DEL CIERRE DE MUELLES

Circlip de cierre del tope de los muelles, fabricado por BBB, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

4

M25EXT28 u COPA DE VÁLVULAS

Copa para las válvulas, fabricada por BBB, acorde a las especificaciones
impuestas en el plano número 49 del proyecto.

4

CAPÍTULO 6: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL BLOQUE MOTOR

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/032	**u**	**CENTRADOR 13MM BLOQUE MOTOR**	
Centrador de 13mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº20 del proyecto.			1
M25/033	**u**	**CENTRADOR 12MM BLOQUE MOTOR**	
Centrador de 12mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº21 del proyecto.			1
M25/034	**u**	**JUNTA INFERIOR DEL BLOQUE MOTOR**	
Junta inferior del bloque motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº13 del proyecto.			1
M25/035	**u**	**BRIDA DE ENTRADA DE AGUA**	
Brida de entrada de agua al bloque motor comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº24 del proyecto.			1
M25/036	**u**	**TENSOR DE LA DISTRIBUCIÓN**	
Tensor de la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº22 del proyecto.			1
M25/037	**u**	**CAMISA**	
Camisa del cilindro del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº15 del proyecto.			1
M25/038	**u**	**BLOQUE MOTOR**	
Bloque motor mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.			1
M25EXT29	**u**	**TORNILLOS BLOQUE MOTOR**	
Tornillos montados al bloque motor, DIN 7984 M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.			9

CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA TAPA IZQUIERDA

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/039	**u**	**TAPA IZQUIERDA**	
Tapa motor izquierda acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.			1
M25/040	**u**	**BULÓN DE PRESOSTATO+MUELLE**	
Bulón del presostato del circuito de aceite del motor, mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº8 del proyecto.			1
M25/041	**u**	**BULÓN DE CIERRE DE TAPA IZQUIERDA**	
Bulón de cierre de la tapa izquierda del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº9 del proyecto.			1
M25EXT30	**u**	**BOBINA DEL ESTATOR**	
Bobina del estator, fabricada por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.			1

CAPÍTULO 8: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LOS SEMICÁRTERES

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/042	**u**	**PERNOS DEL BLOQUE MOTOR**	
Pernos delo bloque motor acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en los planos nº16 a 19 del proyecto.			4
M25/043	**u**	**TAPA DEL EMBRAGUE**	
Tapa del embrague del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.			1
M25/044	**u**	**TAPA DERECHA**	
Tapa derecha del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.			1
P25/045	**u**	**SEMICÁRTER DERECHO**	
Semicárter derecho del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.			1
P25/046	**u**	**SEMICÁRTER IZQUIERDO**	
Semicárter izquierdo del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.			1
M25EXT31	**u**	**RODAMIENTOS DE CONTRARROTANTES**	
Rodamientos de contrarrotantes, fabricados por Timken, modelo 9300WI, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.			3
M25EXT32	**u**	**BOMBA DE AGUA**	
Bomba de agua, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.			1
M25EXT33	**u**	**BOMBA DE ACEITE**	
Bomba de aceite, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.			1
M25EXT34	**u**	**RETÉN 35MM**	
Retén de 35mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.			1

M25EXT35 u RETÉN 28MM

Retén de 28mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

1

M25EXT36 u TAPÓN DE ACEITE

Tapón de aceite, fabricado por yamaha, montado en la tapa del embrague, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº6 del proyecto.

1

M25EXT37 u TORNILLOS DE RETENCIÓN RODAMIENTOS

Tornillos de retención de rodamientos, fabricados por PacBolt Ltd, DIN7985, M5x0,5x10, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto y subordinados.

16

M25EXT38 u TUERCAS DE CIERRE CULATA

Tuercas de cierre de culata, Torx, fabricadas por PacBolt Ltd., M10x1, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

4

M25EXT39 u TAPÓN LATERAL CULATA

Tapón lateral de la culata, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

1

M25EXT40 u TORNILLO TAPA EMBRAGUE

Tornillos montados en la tapa del embrague, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

15

M25EXT41 u TORNILLO TAPA DERECHA

Tornillos montados en la tapa derecha, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

21

M25EXT42 u TORNILLO TAPA IZQUIERDA

Tornillos montados en la tapa izquierda, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

12

M25EXT43 u TORNILLO SEMICÁRTERES

Tornillos montados en los semicárteres, DIN 7984, M5x0,5x40, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

15

CAPÍTULO 9: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL LATERAL IZQUIERDO

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/047	**u**	**CÁRTER**	
Cárter del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº10 del proyecto.			1
P500/048	**u**	**PATÍN DE CADENA**	
Patín para la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº23 del proyecto.			1
M25EXT44	**u**	**CADENA DE DISTRIBUCIÓN**	
Cadena DIN8190, de paso 3/16", con 62 eslabones, fabricada por Ramsey, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto.			1
M25EXT45	**u**	**SENSOR DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**	
Sensor de posición del cigüeñal, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto y planos subordinados.			1
M25EXT46	**u**	**FILTRO DE ACEITE**	
Filtro de aceite del motor, fabricado por Bosch, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.			1

CAPÍTULO10: ENSAMBLAJES DE SUBCONJUNTOS Y EMBALAJE

CÓDIGO			CANTIDAD
M25/ENS	**u**	**ENSAMBLAJES, COMPROBACIONES Y EMBALAJE**	
Ensamblaje de subconjuntos y comprobaciones finales de ensambles embalaje de los motores para su envío a clientes.			1

Álvaro Díez Sánchez

Diseño de un motor de explosión para la categoria de Moto3

Trabajo de Fin de Máster dirigido por el Dr. Francesc Ferrando

Máster en Ingeniería Industrial

DOCUMENTO 7: PRESUPUESTO



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona
Junio de 2016

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

CUADRO DE PRECIOS Nº1		1
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	1
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	2
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	3
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	5
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	6
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	10
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	11
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	12
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	15
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	15
CUADRO DE PRECIOS Nº2		16
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	16
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	17
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	18
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	20
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	21
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	25
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	26
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	27
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	30
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	30
PRESUPUESTO GENERAL		31
CAPÍTULO 1	Fabricación de elementos del conjunto del pistón	31
CAPÍTULO 2	Fabricación de elementos del conjunto de la biela	32
CAPÍTULO 3	Fabricación de elementos del conjunto del cigüeñal	33
CAPÍTULO 4	Fabricación de elementos del conjunto de la caja de cambios	35
CAPÍTULO 5	Fabricación de elementos del conjunto de la culata	36
CAPÍTULO 6	Fabricación de elementos del conjunto del bloque motor	40
CAPÍTULO 7	Fabricación de elementos del conjunto de la tapa izquierda	41
CAPÍTULO 8	Fabricación de elementos del conjunto de los semicárteres	42
CAPÍTULO 9	Fabricación de elementos del conjunto del lateral izquierdo	45
CAPÍTULO 10	Ensamblajes de subconjuntos y embalaje	45
RESUMEN DEL PRESUPUESTO		46

DOCUMENTO 7: PRESUPUESTO

CUADRO DE PRECIOS 1:

CAPÍTULO 1: FABRICACIÓN DEL CONJUNTO DEL PISTÓN

CÓDIGO				PRECIO
M25/001	**u**	**PISTÓN**	**€**	**68,25**
Pistón del motor, forjado y mecanizado, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº29 del proyecto.				
				SESENTA Y OCHO EUROS con VEINTICINCO CÉNTIMOS.
M25/002	**u**	**BULÓN DEL PISTÓN**	**€**	**7,67**
Bulón del pistón, mecanizado y rectificado acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº27 del proyecto.				
				SIETE EUROS con SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS.
M25EXT1	**u**	**CIRCLIP BULÓN PISTÓN**	**€**	**0,20**
Circlip del bulón del pistón acorde a norma DIN471, fabricado por SKF y de dimensiones normalizadas para su inserto en los cojinetes del pistón.				
				VEINTE CÉNTIMOS.
M25EXT2	**u**	**COJINETE DEL PISTÓN**	**€**	**18,45**
Cojinete para ser insertado en el pistón, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 28 del proyecto.				
				DIECIOCHO EUROS con CUARENTA Y CINCO CÉNTIMOS.
M25EXT3	**u**	**ARO SUPERIOR PISTÓN**	**€**	**22,00**
Aro superior para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 25 del proyecto.				
				VEINTIDÓS EUROS.
M25EXT4	**u**	**ARO INFERIOR PISTÓN**	**€**	**25,00**
Aro inferior (aceite) para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 26 del proyecto.				
				VEINTICINCO EUROS.

CAPÍTULO 2: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA BIELA

CÓDIGO				PRECIO
M25/003	**u**	**CENTRADOR BIELA**	**€**	**5,47**

Centrador insertado en el cierre de biela,
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº32 del proyecto.

CINCO EUROS con CUARENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/004	**u**	**CIERRE BIELA**	**€**	**32,55**

Cierre de la biela
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº31 del proyecto.

TREINTA Y DOS EUROS con CINCUENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25/005	**u**	**BIELA**	**€**	**84,00**

Biela del motor,
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº30 del proyecto.

OCHENTA Y CUATRO EUROS.

M25EXT5	**u**	**COJINETES DE CABEZA DE BIELA**	**€**	**6,31**

Semicojinetes de cabeza de biela, fabricados por Babbitt inc.
acorde a las especificaciones impuestas por los planos 33 y 34
del proyecto.

SEIS EUROS con TREINTA Y UN CÉNTIMOS.

M25EXT6	**u**	**COJINETES DE PIE DE BIELA**	**€**	**8,72**

Cojinete de pie de biela, fabricado por Babbitt inc.
acorde a las especificaciones impuestas por el plano 35
del proyecto.

OCHO EUROS con SETENTA Y DOS CÉNTIMOS.

M25EXT7	**u**	**TORNILLOS DE CIERRE DE BIELA**	**€**	**1,21**

Tornillo TORX, DIN34801 12.9, M8x1,00x50,00, fabricado por
PacBolt Ltd. acorde a las especificaciones impuestas en el plano 101
del proyecto.

UN EURO con VEINTIÚN CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL CIGÜEÑAL

CÓDIGO				PRECIO
M25/006	**u**	**CHAVETA CIGÜEÑAL**	**€**	**3,62**

Chaveta de sujección del piñón de posición del cigüeñal
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

TRES EUROS con SESENTA Y DOS CÉNTIMOS.

M25/007	**u**	**VOLANTE MAGNÉTICO**	**€**	**41,37**

Volante magnético del generador del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº37 del proyecto.

CUARENTA Y UN EUROS con TREINTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/008	**u**	**PIÑÓN MANDO DISTRIBUCIÓN**	**€**	**36,86**

Piñón de mando de la distribución
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº41 del proyecto.

TREINTA Y SEIS EUROS con OCHENTA Y SEIS CÉNTIMOS.

M25/009	**u**	**PIÑÓN DE MANDO BOMBA DE ACEITE**	**€**	**40,48**

Piñón de mando de la bomba de aceite
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº38 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/010	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE IZQUIERDO**	**€**	**40,48**

Piñón de mando del contrarrotante izquierdo
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº40 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/011	**u**	**CONTRARROTANTE IZQUIERDO**	**€**	**44,15**

Contrarrotante izquierdo
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº45 del proyecto.

CUARENTA Y CUATRO EUROS con QUINCE CÉNTIMOS.

M25/012	**u**	**CONTRARROTANTE DERECHO**	**€**	**44,15**

Contrarrotante derecho
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº44 del proyecto.

CUARENTA Y CUATRO EUROS con QUINCE CÉNTIMOS.

M25/013	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE DERECHO**	**€**	**40,48**

Piñón de mando del contrarrotante derecho
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº39 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/014	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL EMBRAGUE**	**€**	**40,48**

Piñón de mando del embrague
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº42 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/015	**u**	**PIÑÓN DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**	**€**	**27,51**

Piñón de posición del cigüeñal
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº43 del proyecto.

VEINTISIETE EUROS con CINCUENTA Y UN CÉNTIMOS.

M25/016	**u**	**CIGÜEÑAL**	**€**	**551,25**

Cigüeñal del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº36 del proyecto.

QUINIENTOS CINCUENTA Y UN EUROS con VEINTICINCO CÉNTIMOS.

M25EXT8	**u**	**TUERCA DE CIERRE UNE 18-035-80**	**€**	**1,77**

Tuerca de cierre acorde a UNE 18-035-80, M15x1,00
fabricada por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

UN EURO con SETENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25EXT9	**u**	**RODAMIENTO DE CIGÜEÑAL**	**€**	**28,95**

Rodamientos del cigüeñal, fabricados por SKF, modelo Explorer
6007-RZ, y que están acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

VEINTIOCHO EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT10	**u**	**ARANDELA CIERRE**	**€**	**0,27**

Arandela de cierre DIN125 10,5x25x2, fabricada por PacBolt Ltd
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

VEINTISIETE CÉNTIMOS.

M25EXT11	**u**	**TORNILLO CIERRE**	**€**	**0,15**

Tornillo de cierre DIN933 de M10x20, fabricado por PacBolt Ltd.
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

QUINCE CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 4: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

CÓDIGO				PRECIO
M25/017	**u**	**SOPORTE CAMPANA EMBRAGUE**	**€**	**150,89**

Soporte de la campana del embrague
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº93 del proyecto.

CIENTO CINCUENTA EUROS con OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

M25EXT12	**u**	**CAJA DE CAMBIOS**	**€**	**1721,00**

Caja de cambios tipo casette, completa, fabricada por Zeroshift
comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas
en el plano 103 del proyecto y subordinados a éste.

MIL SETECIENTOS VEINTIÚN EUROS.

M25EXT13	**u**	**EMBRAGUE**	**€**	**950,00**

Embrague completo, con campana y discos, fabricado por Suter,
comprobado individualmente acorde a las especificaciones impuestas
en el plano 103 del proyecto y subordinados.

NOVECIENTOS CINCUENTA EUROS.

CAPÍTULO 5: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CULATA

CÓDIGO				PRECIO
M25/018	**u**	**BULÓN SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**	**€**	**7,67**

Bulón de soporte para piñones intermedios
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº86 del proyecto.

SIETE EUROS con SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/019	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DISTRIBUCIÓN**	**€**	**40,48**

Piñón superior de la distribución,
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº61 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/020	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DE LA DISTRIBUCIÓN**	**€**	**40,48**

Piñón superior de la distribución
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº65 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/021	**u**	**PIÑÓN DE MANDO ÁRBOLES DE LEVAS**	**€**	**40,48**

Piñón de mando de los árboles de levas
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº64 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/022	**u**	**PIÑÓN DE ÁRBOL DE LEVAS**	**€**	**40,48**

Piñón de árboles de levas
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº63 del proyecto.

CUARENTA EUROS con CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/023	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN**	**€**	**207,90**

Árbol de levas de admisión
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº61 del proyecto.

DOSCIENTOS SIETE EUROS con NOVENTA CÉNTIMOS.

M25/024	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE**	**€**	**207,90**

Árbol de levas de escape
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº62 del proyecto.

DOSCIENTOS SIETE EUROS con NOVENTA CÉNTIMOS.

M25/025	**u**	**TAPÓN ACEITE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**	**€**	**10,13**

Tapón de cierre del circuito de lubricación en el cierre de los árboles de levas
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº66 del proyecto.

DIEZ EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

M25/026	**u**	**CIERRE DE ÁRBOLES DE LEVAS**	**€**	**134,40**

Cierre de árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº58 del proyecto.

CIENTO TREINTA Y CUATRO EUROS con CUARENTA CÉNTIMOS.

M25/027	**u**	**TOPE RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**	**€**	**8,87**

Tope para los rodamientos de los árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº56 del proyecto.

OCHO EUROS con OCHENTA Y SIETE CÉNTIMOS.

M25/028	**u**	**TAPA DE CULATA**	**€**	**65,10**

Tapa de la culata
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº59 del proyecto.

SESENTA Y CINCO EUROS con DIEZ CÉNTIMOS.

M25/029	**u**	**JUNTA DE GOMA TAPA DE CULATA**	**€**	**18,85**

Junta de goma para la tapa de la culata
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº60 del proyecto.

DIECIOCHO EUROS con OCHENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25/030	**u**	**JUNTA DE CULATA**	**€**	**19,11**

Junta de culata,
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº14 del proyecto.

DIECINUEVE EUROS con ONCE CÉNTIMOS.

M25/031	**u**	**CULATA**	**€**	**349,13**

Culata del motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº46 del proyecto.

TRESCIENTOS CUARENTA Y NUEVE EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

M25EXT14	**u**	**BUJÍA**	**€**	**35,95**

Bujía NGK DPR8EA-9 M10 de Iridio
comprobada acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 104 del proyecto y subordinados.

TREINTA Y NUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT15	**u**	**TORNILLO DE TAPA MOTOR**	**€**	**0,15**

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.

QUINCE CÉNTIMOS.

M25EXT16	**u**	**RODAMIENTO SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**	**€**	**15,95**

Rodamiento de soporte de los piñ. Inter., fabricado por Timken, modelo 9300WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

QUINCE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT17	**u**	**RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**	**€**	**18,95**

Rodamiento para el árbol de levas, fabricado por Timken, modelo 9305WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

DIECIOCHO EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT18	**u**	**TORNILLO DE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**	**€**	**0,15**

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.

QUINCE CÉNTIMOS.

M25EXT19	**u**	**VALVULA DE ADMISION**	**€**	**67,15**

Válvula de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 47 del proyecto.

SESENTA Y SIETE EUROS CON QUINCE CÉNTIMOS.

M25EXT20	**u**	**VALVULA DE ESCAPE**	**€**	**89,95**

Válvula de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 48 del proyecto.

OCHENTA Y NUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT21	**u**	**ASIENTO VALVULA DE ADMISION**	**€**	**25,00**

Asiento de válvulas de admisión, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 51 del proyecto.

VEINTICINCO EUROS.

M25EXT22	**u**	**ASIENTO VALVULA DE ESCAPE**	**€**	**25,00**

Asiento de válvulas de escape, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 52 del proyecto.

VEINTICINCO EUROS.

M25EXT23	**u**	**GUIA VALVULA ADMISION**	**€**	**14,95**

Guía de las válvulas de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 54 del proyecto.

CATORCE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT24	**u**	**GUIA VALVULA ESCAPE**	**€**	**14,95**

Guía de las válvulas de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 55 del proyecto.

CATORCE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT25	**u**	**CIERRE DE MUELLES**	**€**	**5,95**

Cierre de muelles de válvulas, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 50 del proyecto.

CINCO EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT26	**u**	**JUEGO DE MUELLES DE VALVULA**	**€**	**79,95**

Juego de muelles de válvula, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

SETENTA Y NUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT27	**u**	**CIRCLIP DEL CIERRE DE MUELLES**	**€**	**0,27**

Circlip de cierre del tope de los muelles, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

VEINTISIETE CÉNTIMOS.

M25EXT28	**u**	**COPA DE VÁLVULAS**	**€**	**9,95**

Copa para las válvulas, fabricada por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 49 del proyecto.

NUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 6: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL BLOQUE MOTOR

CÓDIGO				PRECIO
M25/032	**u**	**CENTRADOR 13MM BLOQUE MOTOR**	**€**	**10,34**

Centrador de 13mm de diámetro para el bloque motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº20 del proyecto.

DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

M25/033	**u**	**CENTRADOR 12MM BLOQUE MOTOR**	**€**	**10,34**

Centrador de 12mm de diámetro para el bloque motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº21 del proyecto.

DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

M25/034	**u**	**JUNTA INFERIOR DEL BLOQUE MOTOR**	**€**	**19,11**

Junta inferior del bloque motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº13 del proyecto.

DIECINUEVE EUROS con ONCE CÉNTIMOS.

M25/035	**u**	**BRIDA DE ENTRADA DE AGUA**	**€**	**23,89**

Brida de entrada de agua al bloque motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº24 del proyecto.

VEINTITRÉS EUROS con OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

M25/036	**u**	**TENSOR DE LA DISTRIBUCIÓN**	**€**	**55,41**

Tensor de la cadena de distribución
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº22 del proyecto.

CINCUENTA Y CINCO EUROS con CUARENTA Y UN CÉNTIMOS.

M25/037	**u**	**CAMISA**	**€**	**74,81**

Camisa del cilindro del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº15 del proyecto.

SETENTA Y CUATRO EUROS con OCHENTA Y UN CÉNTIMOS.

M25/038	**u**	**BLOQUE MOTOR**	**€**	**270,38**

Bloque motor
mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.

DOSCIENTOS SETENTA EUROS con TREINTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25EXT29	**u**	**TORNILLOS BLOQUE MOTOR**	**€**	**0,15**

Tornillos montados al bloque motor, DIN 7984 M6x0,5x15, fabricados
por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 104 del proyecto.

QUINCE CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA TAPA IZQUIERDA

CÓDIGO				PRECIO
M25/039	**u**	**TAPA IZQUIERDA**	**€**	**152,78**

Tapa motor izquierda
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.

CIENTO CINCUENTA Y DOS EUROS con SETENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25/040	**u**	**BULÓN DE PRESOSTATO+MUELLE**	**€**	**14,01**

Bulón del presostato del circuito de aceite
del motor, mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº8 del proyecto.

CATORCE EUROS con UN CÉNTIMO.

M25/041	**u**	**BULÓN DE CIERRE DE TAPA IZQUIERDA**	**€**	**10,34**

Bulón de cierre de la tapa izquierda del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº9 del proyecto.

DIEZ EUROS con TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

M25EXT30	**u**	**BOBINA DEL ESTATOR**	**€**	**269,99**

Bobina del estator, fabricada por Yamaha, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto
y subordinados.

DOSCIENTOS SESENTA Y NUEVE EUROS con NOVENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 8: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LOS SEMICÁRTERES

CÓDIGO				PRECIO
M25/042	**u**	**PERNOS DEL BLOQUE MOTOR**	**€**	**33,86**

Pernos delo bloque motor
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en los planos nº16 a 19 del proyecto.

TREINTA Y TRES EUROS con OCHENTA Y SEIS CÉNTIMOS.

M25/043	**u**	**TAPA DEL EMBRAGUE**	**€**	**117,60**

Tapa del embrague del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.

CIENTO DIECISIETE EUROS con SESENTA CÉNTIMOS.

M25/044	**u**	**TAPA DERECHA**	**€**	**147,00**

Tapa derecha del motor
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.

CIENTO CUARENTA Y SIETE EUROS.

P25/045	**u**	**SEMICÁRTER DERECHO**	**€**	**349,13**

Semicárter derecho del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.

TRESCIENTOS CUARENTA Y NUEVE EUROS con TRECE CÉNTIMOS.

P25/046	**u**	**SEMICÁRTER IZQUIERDO**	**€**	**408,98**

Semicárter izquierdo del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.

CUATROCIENTOS NUEVE EUROS con NOVENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

M25EXT31	**u**	**RODAMIENTOS DE CONTRARROTANTES**	**€**	**29,95**

Rodamientos de contrarrotantes, fabricados por Timken, modelo 9300WI, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.

VEINTINUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT32	**u**	**BOMBA DE AGUA**	**€**	**32,80**

Bomba de agua, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.

TREINTA Y DOS EUROS con OCHENTA CÉNTIMOS.

M25EXT33	**u**	**BOMBA DE ACEITE**	**€**	**89,95**

Bomba de aceite, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.

OCHENTA Y NUEVE EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT34	**u**	**RETÉN 35MM**	**€**	**5,95**

Retén de 35mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

CINCO EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT35	**u**	**RETÉN 28MM**	**€**	**5,95**

Retén de 28mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

CINCO EUROS con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT36	**u**	**TAPÓN DE ACEITE**	**€**	**2,00**

Tapón de aceite, fabricado por yamaha, montado en la tapa del embrague, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº6 del proyecto.

DOS EUROS.

M25EXT37	**u**	**TORNILLOS DE RETENCIÓN RODAMIENTOS**	**€**	**0,21**

Tornillos de retención de rodamientos, fabricados por PacBolt Ltd, DIN7985, M5x0,5x10, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto y subordinados.

VEINTIÚN CÉNTIMOS.

M25EXT38	**u**	**TUERCAS DE CIERRE CULATA**	**€**	**0,15**

Tuercas de cierre de culata, Torx, fabricadas por PacBolt Ltd., M10x1, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

QUINCE CÉNTIMOS.

M25EXT39	**u**	**TAPÓN LATERAL CULATA**	**€**	**1,95**

Tapón lateral de la culata, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

UN EURO con NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT40	**u**	**TORNILLO TAPA EMBRAGUE**	**€**	**0,15**

Tornillos montados en la tapa del embrague, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

QUINCE CÉNTIMOS.

M25EXT41	**u**	**TORNILLO TAPA DERECHA**	**€**	**0,12**

Tornillos montados en la tapa derecha, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

DOCE CÉNTIMOS.

M25EXT42	**u**	**TORNILLO TAPA IZQUIERDA**	**€**	**0,17**

Tornillos montados en la tapa izquierda, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

DIECISIETE CÉNTIMOS.

M25EXT43	**u**	**TORNILLO SEMICÁRTERES**	**€**	**0,12**

Tornillos montados en los semicárteres, DIN 7984, M5x0,5x40, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

DOCE CÉNTIMOS.

CAPÍTULO 9: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL LATERAL IZQUIERDO

CÓDIGO				PRECIO
M25/047	**u**	**CÁRTER**	**€**	**88,20**

Cárter del motor
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº10 del proyecto.

OCHENTA Y OCHO EUROS con VEINTE CÉNTIMOS.

P500/048	**u**	**PATÍN DE CADENA**	**€**	**31,50**

Patín para la cadena de distribución
acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº23 del proyecto.

TREINTA Y UN EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS.

M25EXT44	**u**	**CADENA DE DISTRIBUCIÓN**	**€**	**59,35**

Cadena DIN8190, de paso 3/16", con 62 eslabones, fabricada por Ramsey, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto.

CINCUENTA Y NUEVE EUROS con TREINTA Y CINCO CÉNTIMOS.

M25EXT45	**u**	**SENSOR DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**	**€**	**35,17**

Sensor de posición del cigüeñal, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto y planos subordinados.

TREINTA Y CINCO EUROS con DIECISIETE CÉNTIMOS.

M25EXT46	**u**	**FILTRO DE ACEITE**	**€**	**8,32**

Filtro de aceite del motor, fabricado por Bosch, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.

OCHO EUROS con TREINTA Y DOS CÉNTIMOS.

CAPÍTULO10: ENSAMBLAJES DE SUBCONJUNTOS Y EMBALAJE

CÓDIGO				PRECIO
M25/ENS	**u**	**ENSAMBLAJES, COMPROBACIONES Y EMBALAJE**	**€**	**199,50**

Ensamblaje de subconjuntos y comprobaciones finales de ensambles embalaje de los motores para su envío a clientes.

CIENTO NOVENTA Y NUEVE EUROS con CINCUENTA CÉNTMOS.

CUADRO DE PRECIOS 2:

CAPÍTULO 1: FABRICACIÓN DEL CONJUNTO DEL PISTÓN

CÓDIGO				PRECIO
M25/001	**u**	**PISTÓN**		
Pistón del motor, forjado y mecanizado, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº29 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**68,25**
M25/002	**u**	**BULÓN DEL PISTÓN**		
Bulón del pistón, mecanizado y rectificado acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº27 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**7,67**
M25EXT1	**u**	**CIRCLIP BULÓN PISTÓN**		
Circlip del bulón del pistón acorde a norma DIN471, fabricado por SKF y de dimensiones normalizadas para su inserto en los cojinetes del pistón.				
			TOTAL PARTIDA €	**0,20**
M25EXT2	**u**	**COJINETE DEL PISTÓN**		
Cojinete para ser insertado en el pistón, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 28 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**18,45**
M25EXT3	**u**	**ARO SUPERIOR PISTÓN**		
Aro superior para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 25 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**22,00**
M25EXT4	**u**	**ARO INFERIOR PISTÓN**		
Aro inferior (aceite) para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 26 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**25,00**

CAPÍTULO 2: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA BIELA

CÓDIGO				PRECIO
M25/003	**u**	**CENTRADOR BIELA**		
Centrador insertado en el cierre de biela, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº32 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**5,47**
M25/004	**u**	**CIERRE BIELA**		
Cierre de la biela comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº31 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**32,55**
M25/005	**u**	**BIELA**		
Biela del motor, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº30 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**84,00**
M25EXT5	**u**	**COJINETES DE CABEZA DE BIELA**		
Semicojinetes de cabeza de biela, fabricados por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por los planos 33 y 34 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**6,31**
M25EXT6	**u**	**COJINETES DE PIE DE BIELA**		
Cojinete de pie de biela, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por el plano 35 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**8,72**
M25EXT7	**u**	**TORNILLOS DE CIERRE DE BIELA**		
Tornillo TORX, DIN34801 12.9, M8x1,00x50,00, fabricado por PacBolt Ltd. acorde a las especificaciones impuestas en el plano 101 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**1,21**

CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL CIGÜEÑAL

CÓDIGO				PRECIO
M25/006	**u**	**CHAVETA CIGÜEÑAL**		
Chaveta de sujección del piñón de posición del cigüeñal comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº102 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**3,62**
M25/007	**u**	**VOLANTE MAGNÉTICO**		
Volante magnético del generador del motor comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº37 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**41,37**
M25/008	**u**	**PIÑÓN MANDO DISTRIBUCIÓN**		
Piñón de mando de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº41 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**36,86**
M25/009	**u**	**PIÑÓN DE MANDO BOMBA DE ACEITE**		
Piñón de mando de la bomba de aceite comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº38 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**40,48**
M25/010	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE IZQUIERDO**		
Piñón de mando del contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº40 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**40,48**
M25/011	**u**	**CONTRARROTANTE IZQUIERDO**		
Contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº45 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**44,15**
M25/012	**u**	**CONTRARROTANTE DERECHO**		
Contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº44 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**44,15**
M25/013	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE DERECHO**		
Piñón de mando del contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº39 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**40,48**

M25/014 **u** **PIÑÓN DE MANDO DEL EMBRAGUE**

Piñón de mando del embrague
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº42 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **40,48**

M25/015 **u** **PIÑÓN DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**

Piñón de posición del cigüeñal
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº43 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **27,51**

M25/016 **u** **CIGÜEÑAL**

Cigüeñal del motor
comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº36 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **551,25**

M25EXT8 **u** **TUERCA DE CIERRE UNE 18-035-80**

Tuerca de cierre acorde a UNE 18-035-80, M15x1,00
fabricada por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **1,77**

M25EXT9 **u** **RODAMIENTO DE CIGÜEÑAL**

Rodamientos del cigüeñal, fabricados por SKF, modelo Explorer
6007-RZ, y que están acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº102 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **28,95**

M25EXT10 **u** **ARANDELA CIERRE**

Arandela de cierre DIN125 10,5x25x2, fabricada por PacBolt Ltd
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **0,27**

M25EXT11 **u** **TORNILLO CIERRE**

Tornillo de cierre DIN933 de M10x20, fabricado por PacBolt Ltd.
acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102
del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **0,15**

CAPÍTULO 4: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

CÓDIGO				PRECIO
M25/017	**u**	**SOPORTE CAMPANA EMBRAGUE**		
Soporte de la campana del embrague comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº93 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**150,89**
M25EXT12	**u**	**CAJA DE CAMBIOS**		
Caja de cambios tipo casette, completa, fabricada por Zeroshift comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados a éste.			**TOTAL PARTIDA €**	**1721,00**
M25EXT13	**u**	**EMBRAGUE**		
Embrague completo, con campana y discos, fabricado por Suter, comprobado individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados.			**TOTAL PARTIDA €**	**950,00**

CAPÍTULO 5: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CULATA

CÓDIGO				PRECIO
M25/018	**u**	**BULÓN SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**		
Bulón de soporte para piñones intermedios comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº86 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**7,67**
M25/019	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DISTRIBUCIÓN**		
Piñón superior de la distribución, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**40,48**
M25/020	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DE LA DISTRIBUCIÓN**		
Piñón superior de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº65 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**40,48**
M25/021	**u**	**PIÑÓN DE MANDO ÁRBOLES DE LEVAS**		
Piñón de mando de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº64 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**40,48**
M25/022	**u**	**PIÑÓN DE ÁRBOL DE LEVAS**		
Piñón de árboles de levas acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº63 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**40,48**
M25/023	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN**		
Árbol de levas de admisión comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**207,90**
M25/024	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE**		
Árbol de levas de escape comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº62 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**207,90**
M25/025	**u**	**TAPÓN ACEITE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**		
Tapón de cierre del circuito de lubricación en el cierre de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº66 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**10,13**

M25/026 **u** **CIERRE DE ÁRBOLES DE LEVAS**

Cierre de árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº58 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **134,40**

M25/027 **u** **TOPE RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**

Tope para los rodamientos de los árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº56 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **8,87**

M25/028 **u** **TAPA DE CULATA**

Tapa de la culata
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº59 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **65,10**

M25/029 **u** **JUNTA DE GOMA TAPA DE CULATA**

Junta de goma para la tapa de la culata
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº60 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **18,85**

M25/030 **u** **JUNTA DE CULATA**

Junta de culata,
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº14 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **19,11**

M25/031 **u** **CULATA**

Culata del motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº46 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **349,13**

M25EXT14 **u** **BUJÍA**

Bujía NGK DPR8EA-9 M10 de Iridio
comprobada acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 104 del proyecto y subordinados. **TOTAL PARTIDA €** **35,95**

M25EXT15 **u** **TORNILLO DE TAPA MOTOR**

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto. **TOTAL PARTIDA €** **0,15**

M25EXT16 u RODAMIENTO SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS

Rodamiento de soporte de los piñ. Inter., fabricado por Timken, modelo 9300WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

TOTAL PARTIDA € 15,95

M25EXT17 u RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS

Rodamiento para el árbol de levas, fabricado por Timken, modelo 9305WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.

TOTAL PARTIDA € 18,95

M25EXT18 u TORNILLO DE CIERRE ARBOLES DE LEVAS

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 0,15

M25EXT19 u VALVULA DE ADMISION

Válvula de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 47 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 67,15

M25EXT20 u VALVULA DE ESCAPE

Válvula de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 48 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 89,95

M25EXT21 u ASIENTO VALVULA DE ADMISION

Asiento de válvulas de admisión, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 51 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 25,00

M25EXT22 u ASIENTO VALVULA DE ESCAPE

Asiento de válvulas de escape, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 52 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 25,00

M25EXT23 u GUIA VALVULA ADMISION

Guía de las válvulas de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 54 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 14,95

M25EXT24 u GUIA VALVULA ESCAPE

Guía de las válvulas de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 55 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 14,95

M25EXT25 u CIERRE DE MUELLES

Cierre de muelles de válvulas, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 50 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 5,95

M25EXT26 u JUEGO DE MUELLES DE VALVULA

Juego de muelles de válvula, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

TOTAL PARTIDA € 79,95

M25EXT27 u CIRCLIP DEL CIERRE DE MUELLES

Circlip de cierre del tope de los muelles, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 0,27

M25EXT28 u COPA DE VÁLVULAS

Copa para las válvulas, fabricada por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 49 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 9,95

CAPÍTULO 6: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL BLOQUE MOTOR

CÓDIGO				PRECIO
M25/032	**u**	**CENTRADOR 13MM BLOQUE MOTOR**		
Centrador de 13mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº20 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**10,34**
M25/033	**u**	**CENTRADOR 12MM BLOQUE MOTOR**		
Centrador de 12mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº21 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**10,34**
M25/034	**u**	**JUNTA INFERIOR DEL BLOQUE MOTOR**		
Junta inferior del bloque motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº13 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**19,11**
M25/035	**u**	**BRIDA DE ENTRADA DE AGUA**		
Brida de entrada de agua al bloque motor comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº24 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**23,89**
M25/036	**u**	**TENSOR DE LA DISTRIBUCIÓN**		
Tensor de la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº22 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**55,41**
M25/037	**u**	**CAMISA**		
Camisa del cilindro del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº15 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**74,81**
M25/038	**u**	**BLOQUE MOTOR**		
Bloque motor mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**270,38**
M25EXT29	**u**	**TORNILLOS BLOQUE MOTOR**		
Tornillos montados al bloque motor, DIN 7984 M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**0,15**

CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA TAPA IZQUIERDA

CÓDIGO				PRECIO
M25/039	**u**	**TAPA IZQUIERDA**		
Tapa motor izquierda acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**152,78**
M25/040	**u**	**BULÓN DE PRESOSTATO+MUELLE**		
Bulón del presostato del circuito de aceite del motor, mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº8 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**14,01**
M25/041	**u**	**BULÓN DE CIERRE DE TAPA IZQUIERDA**		
Bulón de cierre de la tapa izquierda del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº9 del proyecto.				
			TOTAL PARTIDA €	**10,34**
M25EXT30	**u**	**BOBINA DEL ESTATOR**		
Bobina del estator, fabricada por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.				
			TOTAL PARTIDA €	**269,99**

CAPÍTULO 8: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LOS SEMICÁRTERES

CÓDIGO				PRECIO
M25/042	**u**	**PERNOS DEL BLOQUE MOTOR**		
Pernos delo bloque motor acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en los planos nº16 a 19 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**33,86**
M25/043	**u**	**TAPA DEL EMBRAGUE**		
Tapa del embrague del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**117,60**
M25/044	**u**	**TAPA DERECHA**		
Tapa derecha del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**147,00**
P25/045	**u**	**SEMICÁRTER DERECHO**		
Semicárter derecho del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**349,13**
P25/046	**u**	**SEMICÁRTER IZQUIERDO**		
Semicárter izquierdo del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**408,98**
M25EXT31	**u**	**RODAMIENTOS DE CONTRARROTANTES**		
Rodamientos de contrarrotantes, fabricados por Timken, modelo 9300WI, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**29,95**
M25EXT32	**u**	**BOMBA DE AGUA**		
Bomba de agua, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**32,80**
M25EXT33	**u**	**BOMBA DE ACEITE**		
Bomba de aceite, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**89,95**

M25EXT34 u RETÉN 35MM

Retén de 35mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 5,95

M25EXT35 u RETÉN 28MM

Retén de 28mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 5,95

M25EXT36 u TAPÓN DE ACEITE

Tapón de aceite, fabricado por yamaha, montado en la tapa del embrague, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº6 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 2,00

M25EXT37 u TORNILLOS DE RETENCIÓN RODAMIENTOS

Tornillos de retención de rodamientos, fabricados por PacBolt Ltd, DIN7985, M5x0,5x10, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto y subordinados.

TOTAL PARTIDA € 0,21

M25EXT38 u TUERCAS DE CIERRE CULATA

Tuercas de cierre de culata, Torx, fabricadas por PacBolt Ltd., M10x1, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

TOTAL PARTIDA € 0,15

M25EXT39 u TAPÓN LATERAL CULATA

Tapón lateral de la culata, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 1,95

M25EXT40 u TORNILLO TAPA EMBRAGUE

Tornillos montados en la tapa del embrague, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 0,15

M25EXT41 u TORNILLO TAPA DERECHA

Tornillos montados en la tapa derecha, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € 0,12

M25EXT42 **u** **TORNILLO TAPA IZQUIERDA**

Tornillos montados en la tapa izquierda, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **0,17**

M25EXT43 **u** **TORNILLO SEMICÁRTERES**

Tornillos montados en los semicárteres, DIN 7984, M5x0,5x40, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

TOTAL PARTIDA € **0,12**

CAPÍTULO 9: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL LATERAL IZQUIERDO

CÓDIGO				PRECIO
M25/047	**u**	**CÁRTER**		
Cárter del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº10 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**88,20**
P500/048	**u**	**PATÍN DE CADENA**		
Patín para la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº23 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**31,50**
M25EXT44	**u**	**CADENA DE DISTRIBUCIÓN**		
Cadena DIN8190, de paso 3/16", con 62 eslabones, fabricada por Ramsey, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**59,35**
M25EXT45	**u**	**SENSOR DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**		
Sensor de posición del cigüeñal, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto y planos subordinados.			**TOTAL PARTIDA €**	**35,17**
M25EXT46	**u**	**FILTRO DE ACEITE**		
Filtro de aceite del motor, fabricado por Bosch, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.			**TOTAL PARTIDA €**	**8,32**

CAPÍTULO10: ENSAMBLAJES DE SUBCONJUNTOS Y EMBALAJE

CÓDIGO				PRECIO
M25/ENS	**u**	**ENSAMBLAJES, COMPROBACIONES Y EMBALAJE**		
Ensamblaje de subconjuntos y comprobaciones finales de ensambles embalaje de los motores para su envío a clientes.			**TOTAL PARTIDA €**	**199,50**

PRESUPUESTO GENERAL:

CAPÍTULO 1: FABRICACIÓN DEL CONJUNTO DEL PISTÓN

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/001	**u**	**PISTÓN**				
Pistón del motor, forjado y mecanizado, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº29 del proyecto.						
			€	**1**	**68,25**	68,25
M25/002	**u**	**BULÓN DEL PISTÓN**				
Bulón del pistón, mecanizado y rectificado acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº27 del proyecto.						
			€	**1**	**7,67**	7,67
M25EXT1	**u**	**CIRCLIP BULÓN PISTÓN**				
Circlip del bulón del pistón acorde a norma DIN471, fabricado por SKF y de dimensiones normalizadas para su inserto en los cojinetes del pistón.						
			€	**2**	**0,20**	0,4
M25EXT2	**u**	**COJINETE DEL PISTÓN**				
Cojinete para ser insertado en el pistón, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 28 del proyecto.						
			€	**2**	**18,45**	36,9
M25EXT3	**u**	**ARO SUPERIOR PISTÓN**				
Aro superior para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 25 del proyecto.						
			€	**1**	**22,00**	22
M25EXT4	**u**	**ARO INFERIOR PISTÓN**				
Aro inferior (aceite) para ser insertado en el pistón, fabricado por Pankl acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 26 del proyecto.						
			€	**1**	**25,00**	25
		TOTAL CAPÍTULO 1: FABRICACIÓN DEL CONJUNTO DEL PISTÓN	€			160,22

CAPÍTULO 2: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA BIELA

CÓDIGO			CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/003	**u**	**CENTRADOR BIELA**			
Centrador insertado en el cierre de biela, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº32 del proyecto.					
	€		**2**	**5,47**	10,94
M25/004	**u**	**CIERRE BIELA**			
Cierre de la biela comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº31 del proyecto.					
	€		**1**	**32,55**	32,55
M25/005	**u**	**BIELA**			
Biela del motor, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº30 del proyecto.					
	€		**1**	**84,00**	84
M25EXT5	**u**	**COJINETES DE CABEZA DE BIELA**			
Semicojinetes de cabeza de biela, fabricados por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por los planos 33 y 34 del proyecto.					
	€		**2**	**6,31**	12,62
M25EXT6	**u**	**COJINETES DE PIE DE BIELA**			
Cojinete de pie de biela, fabricado por Babbitt inc. acorde a las especificaciones impuestas por el plano 35 del proyecto.					
	€		**1**	**8,72**	8,72
M25EXT7	**u**	**TORNILLOS DE CIERRE DE BIELA**			
Tornillo TORX, DIN34801 12.9, M8x1,00x50,00, fabricado por PacBolt Ltd. acorde a las especificaciones impuestas en el plano 101 del proyecto.					
	€		**2**	**1,21**	2,42
		TOTAL CAPÍTULO 2: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA BIELA	**€**		151,25

CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL CIGÜEÑAL

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/006	**u**	**CHAVETA CIGÜEÑAL**				
Chaveta de sujección del piñón de posición del cigüeñal comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº102 del proyecto.						
			€	**1**	**3,62**	3,62
M25/007	**u**	**VOLANTE MAGNÉTICO**				
Volante magnético del generador del motor comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº37 del proyecto.						
			€	**1**	**41,37**	41,37
M25/008	**u**	**PIÑÓN MANDO DISTRIBUCIÓN**				
Piñón de mando de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº41 del proyecto.						
			€	**1**	**36,86**	36,86
M25/009	**u**	**PIÑÓN DE MANDO BOMBA DE ACEITE**				
Piñón de mando de la bomba de aceite comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº38 del proyecto.						
			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/010	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE IZQUIERDO**				
Piñón de mando del contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº40 del proyecto.						
			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/011	**u**	**CONTRARROTANTE IZQUIERDO**				
Contrarrotante izquierdo comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº45 del proyecto.						
			€	**1**	**44,15**	44,15
M25/012	**u**	**CONTRARROTANTE DERECHO**				
Contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº44 del proyecto.						
			€	**1**	**44,15**	44,15
M25/013	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL CONTRARROTANTE DERECHO**				
Piñón de mando del contrarrotante derecho comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº39 del proyecto.						
			€	**1**	**40,48**	40,48

M25/014	**u**	**PIÑÓN DE MANDO DEL EMBRAGUE**				
Piñón de mando del embrague comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº42 del proyecto.						
			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/015	**u**	**PIÑÓN DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**				
Piñón de posición del cigüeñal comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº43 del proyecto.						
			€	**1**	**27,51**	27,51
M25/016	**u**	**CIGÜEÑAL**				
Cigüeñal del motor comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº36 del proyecto.						
			€	**1**	**551,25**	551,25
M25EXT8	**u**	**TUERCA DE CIERRE UNE 18-035-80**				
Tuerca de cierre acorde a UNE 18-035-80, M15x1,00 fabricada por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº102 del proyecto.						
			€	**2**	**1,77**	3,54
M25EXT9	**u**	**RODAMIENTO DE CIGÜEÑAL**				
Rodamientos del cigüeñal, fabricados por SKF, modelo Explorer 6007-RZ, y que están acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº102 del proyecto.						
			€	**2**	**28,95**	57,9
M25EXT10	**u**	**ARANDELA CIERRE**				
Arandela de cierre DIN125 10,5x25x2, fabricada por PacBolt Ltd acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102 del proyecto.						
			€	**1**	**0,27**	0,27
M25EXT11	**u**	**TORNILLO CIERRE**				
Tornillo de cierre DIN933 de M10x20, fabricado por PacBolt Ltd. acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 102 del proyecto.						
			€	**1**	**0,15**	0,15
		TOTAL CAPÍTULO 3: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL CIGÜEÑAL	**€**			972,69

CAPÍTULO 4: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/017	**u**	**SOPORTE CAMPANA EMBRAGUE**				
Soporte de la campana del embrague comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº93 del proyecto.						
			€	**1**	**150,89**	150,89
M25EXT12	**u**	**CAJA DE CAMBIOS**				
Caja de cambios tipo casette, completa, fabricada por Zeroshift comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados a éste.						
			€	**1**	**1721,00**	1721
M25EXT13	**u**	**EMBRAGUE**				
Embrague completo, con campana y discos, fabricado por Suter, comprobado individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano 103 del proyecto y subordinados.						
			€	**1**	**950,00**	950
		TOTAL CAPÍTULO 4: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CAJA DE CAMBIOS			**€**	2821,89

CAPÍTULO 5: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CULATA

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/018	**u**	**BULÓN SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**				
Bulón de soporte para piñones intermedios comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº86 del proyecto.			€	**1**	**7,67**	7,67
M25/019	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DISTRIBUCIÓN**				
Piñón superior de la distribución, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/020	**u**	**PIÑÓN SUPERIOR DE LA DISTRIBUCIÓN**				
Piñón superior de la distribución comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº65 del proyecto.			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/021	**u**	**PIÑÓN DE MANDO ÁRBOLES DE LEVAS**				
Piñón de mando de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº64 del proyecto.			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/022	**u**	**PIÑÓN DE ÁRBOL DE LEVAS**				
Piñón de árboles de levas acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº63 del proyecto.			€	**1**	**40,48**	40,48
M25/023	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ADMISIÓN**				
Árbol de levas de admisión comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº61 del proyecto.			€	**1**	**207,90**	207,9
M25/024	**u**	**ÁRBOL DE LEVAS DE ESCAPE**				
Árbol de levas de escape comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº62 del proyecto.			€	**1**	**207,90**	207,9
M25/025	**u**	**TAPÓN ACEITE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**				
Tapón de cierre del circuito de lubricación en el cierre de los árboles de levas comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº66 del proyecto.			€	**4**	**10,13**	40,52

M25/026 **u** **CIERRE DE ÁRBOLES DE LEVAS**

Cierre de árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº58 del proyecto. € **1** **134,40** 134,4

M25/027 **u** **TOPE RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**

Tope para los rodamientos de los árboles de levas
acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº56 del proyecto. € **2** **8,87** 17,74

M25/028 **u** **TAPA DE CULATA**

Tapa de la culata
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº59 del proyecto. € **1** **65,10** 65,1

M25/029 **u** **JUNTA DE GOMA TAPA DE CULATA**

Junta de goma para la tapa de la culata
acabada y comprobada individualmente, acorde a las
especificaciones impuestas en el plano nº60 del proyecto. € **1** **18,85** 18,85

M25/030 **u** **JUNTA DE CULATA**

Junta de culata,
acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº14 del proyecto. € **1** **19,11** 19,11

M25/031 **u** **CULATA**

Culata del motor
comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas
en el plano nº46 del proyecto. € **1** **349,13** 349,13

M25EXT14 **u** **BUJÍA**

Bujía NGK DPR8EA-9 M10 de Iridio
comprobada acorde a las especificaciones impuestas en el plano
número 104 del proyecto y subordinados. € **1** **35,95** 35,95

M25EXT15 **u** **TORNILLO DE TAPA MOTOR**

Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd.
para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes
acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto. € **4** **0,15** 0,6

M25EXT16	**u**	**RODAMIENTO SOPORTE PIÑONES INTERMEDIOS**				
Rodamiento de soporte de los piñ. Inter., fabricado por Timken, modelo 9300WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.			€	**2**	**15,95**	31,9
M25EXT17	**u**	**RODAMIENTO ÁRBOLES DE LEVAS**				
Rodamiento para el árbol de levas, fabricado por Timken, modelo 9305WI, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº104 del proyecto y subordinados.			€	**2**	**18,95**	37,9
M25EXT18	**u**	**TORNILLO DE CIERRE ARBOLES DE LEVAS**				
Tornillo DIN 7984 M6x0,5x20, fabricado por PacBolt Ltd. para el cierre de los árboles de levas, comprobado por lotes acorde a las especificaciones impuestas en el plano 104 del proyecto.			€	**6**	**0,15**	0,9
M25EXT19	**u**	**VALVULA DE ADMISION**				
Válvula de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 47 del proyecto.			€	**2**	**67,15**	134,3
M25EXT20	**u**	**VALVULA DE ESCAPE**				
Válvula de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 48 del proyecto.			€	**2**	**89,95**	179,9
M25EXT21	**u**	**ASIENTO VALVULA DE ADMISION**				
Asiento de válvulas de admisión, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 51 del proyecto.			€	**2**	**25,00**	50
M25EXT22	**u**	**ASIENTO VALVULA DE ESCAPE**				
Asiento de válvulas de escape, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 52 del proyecto.			€	**2**	**25,00**	50
M25EXT23	**u**	**GUIA VALVULA ADMISION**				
Guía de las válvulas de admisión, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 54 del proyecto.			€	**2**	**14,95**	29,9

M25EXT24	**u**	**GUIA VALVULA ESCAPE**				
Guía de las válvulas de escape, fabricada por BBB, comprobada individualmente acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 55 del proyecto.						
			€	**2**	**14,95**	29,9
M25EXT25	**u**	**CIERRE DE MUELLES**				
Cierre de muelles de válvulas, fabricado por BBB, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 50 del proyecto.						
			€	**4**	**5,95**	23,8
M25EXT26	**u**	**JUEGO DE MUELLES DE VALVULA**				
Juego de muelles de válvula, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.						
			€	**4**	**79,95**	319,8
M25EXT27	**u**	**CIRCLIP DEL CIERRE DE MUELLES**				
Circlip de cierre del tope de los muelles, fabricado por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.						
			€	**4**	**0,27**	1,08
M25EXT28	**u**	**COPA DE VÁLVULAS**				
Copa para las válvulas, fabricada por BBB, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 49 del proyecto.						
			€	**4**	**9,95**	39,8
		TOTAL CAPÍTULO 5:FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA CULATA	**€**			2195,97

CAPÍTULO 6: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL BLOQUE MOTOR

CÓDIGO			CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/032	**u**	**CENTRADOR 13MM BLOQUE MOTOR**			
Centrador de 13mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº20 del proyecto.					
		€	**1**	**10,34**	10,34
M25/033	**u**	**CENTRADOR 12MM BLOQUE MOTOR**			
Centrador de 12mm de diámetro para el bloque motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº21 del proyecto.					
		€	**1**	**10,34**	10,34
M25/034	**u**	**JUNTA INFERIOR DEL BLOQUE MOTOR**			
Junta inferior del bloque motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº13 del proyecto.					
		€	**1**	**19,11**	19,11
M25/035	**u**	**BRIDA DE ENTRADA DE AGUA**			
Brida de entrada de agua al bloque motor comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº24 del proyecto.					
		€	**1**	**23,89**	23,89
M25/036	**u**	**TENSOR DE LA DISTRIBUCIÓN**			
Tensor de la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº22 del proyecto.					
		€	**1**	**55,41**	55,41
M25/037	**u**	**CAMISA**			
Camisa del cilindro del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº15 del proyecto.					
		€	**1**	**74,81**	74,81
M25/038	**u**	**BLOQUE MOTOR**			
Bloque motor mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.					
		€	**1**	**270,38**	270,38
M25EXT29	**u**	**TORNILLOS BLOQUE MOTOR**			
Tornillos montados al bloque motor, DIN 7984 M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.					
		€	**9**	**0,15**	1,35
		TOTAL CAPÍTULO 6: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL BLOQUE MOTOR		€	465,63

CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA TAPA IZQUIERDA						
CÓDIGO					CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/039	**u**	**TAPA IZQUIERDA**					
Tapa motor izquierda acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº12 del proyecto.							
				€	**1**	**152,78**	152,78
M25/040	**u**	**BULÓN DE PRESOSTATO+MUELLE**					
Bulón del presostato del circuito de aceite del motor, mecanizado, acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº8 del proyecto.							
				€	**1**	**14,01**	14,01
M25/041	**u**	**BULÓN DE CIERRE DE TAPA IZQUIERDA**					
Bulón de cierre de la tapa izquierda del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº9 del proyecto.							
				€	**2**	**10,34**	20,68
M25EXT30	**u**	**BOBINA DEL ESTATOR**					
Bobina del estator, fabricada por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.							
				€	**1**	**269,99**	269,99
		TOTAL CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LA TAPA IZQUIERDA		**€**			457,46

CAPÍTULO 8: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LOS SEMICÁRTERES

CÓDIGO			CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/042	**u**	**PERNOS DEL BLOQUE MOTOR**			
Pernos delo bloque motor acabados y comprobados individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en los planos nº16 a 19 del proyecto.					
	€		**4**	**33,86**	135,44
M25/043	**u**	**TAPA DEL EMBRAGUE**			
Tapa del embrague del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.					
	€		**1**	**117,60**	117,6
M25/044	**u**	**TAPA DERECHA**			
Tapa derecha del motor acabada y comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº4 del proyecto.					
	€		**1**	**147,00**	147
P25/045	**u**	**SEMICÁRTER DERECHO**			
Semicárter derecho del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.					
	€		**1**	**349,13**	349,13
P25/046	**u**	**SEMICÁRTER IZQUIERDO**			
Semicárter izquierdo del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº2 del proyecto.					
	€		**1**	**408,98**	408,98
M25EXT31	**u**	**RODAMIENTOS DE CONTRARROTANTES**			
Rodamientos de contrarrotantes, fabricados por Timken, modelo 9300WI, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.					
	€		**3**	**29,95**	89,85
M25EXT32	**u**	**BOMBA DE AGUA**			
Bomba de agua, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.					
	€		**1**	**32,80**	32,8
M25EXT33	**u**	**BOMBA DE ACEITE**			
Bomba de aceite, fabricada por Yamaha, lista para montar, comprobada individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº108 del proyecto.					
	€		**1**	**89,95**	89,95

M25EXT34 u RETÉN 35MM

Retén de 35mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

€	**1**	**5,95**	5,95

M25EXT35 u RETÉN 28MM

Retén de 28mm con arandela de retención, fabricado por Epidor, modelo 72-NBR-902, comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

€	**1**	**5,95**	5,95

M25EXT36 u TAPÓN DE ACEITE

Tapón de aceite, fabricado por yamaha, montado en la tapa del embrague, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº6 del proyecto.

€	**1**	**2,00**	2

M25EXT37 u TORNILLOS DE RETENCIÓN RODAMIENTOS

Tornillos de retención de rodamientos, fabricados por PacBolt Ltd, DIN7985, M5x0,5x10, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto y subordinados.

€	**16**	**0,21**	3,36

M25EXT38 u TUERCAS DE CIERRE CULATA

Tuercas de cierre de culata, Torx, fabricadas por PacBolt Ltd., M10x1, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto y subordinados.

€	**4**	**0,15**	0,6

M25EXT39 u TAPÓN LATERAL CULATA

Tapón lateral de la culata, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 104 del proyecto.

€	**1**	**1,95**	1,95

M25EXT40 u TORNILLO TAPA EMBRAGUE

Tornillos montados en la tapa del embrague, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

€	**15**	**0,15**	2,25

M25EXT41 u TORNILLO TAPA DERECHA

Tornillos montados en la tapa derecha, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.

€	**21**	**0,12**	2,52

M25EXT42	**u**	**TORNILLO TAPA IZQUIERDA**				
Tornillos montados en la tapa izquierda, DIN 7984, M6x0,5x15, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.						
			€	**12**	**0,17**	2,04
M25EXT43	**u**	**TORNILLO SEMICÁRTERES**				
Tornillos montados en los semicárteres, DIN 7984, M5x0,5x40, fabricados por PacBolt Ltd., acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº107 del proyecto.						
			€	**15**	**0,12**	1,8
		TOTAL CAPÍTULO 8: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DE LOS SEMICÁRTERES			**€**	1399,17

CAPÍTULO 9: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL LATERAL IZQUIERDO

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/047	**u**	**CÁRTER**				
Cárter del motor acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº10 del proyecto.			€	**1**	**88,20**	88,2
P500/048	**u**	**PATÍN DE CADENA**				
Patín para la cadena de distribución acabado y comprobado individualmente, acorde a las especificaciones impuestas en el plano nº23 del proyecto.			€	**1**	**31,50**	31,5
M25EXT44	**u**	**CADENA DE DISTRIBUCIÓN**				
Cadena DIN8190, de paso 3/16", con 62 eslabones, fabricada por Ramsey, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto.			€	**1**	**59,35**	59,35
M25EXT45	**u**	**SENSOR DE POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL**				
Sensor de posición del cigüeñal, fabricado por Yamaha, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 108 del proyecto y planos subordinados.			€	**1**	**35,17**	35,17
M25EXT46	**u**	**FILTRO DE ACEITE**				
Filtro de aceite del motor, fabricado por Bosch, acorde a las especificaciones impuestas en el plano número 107 del proyecto.			€	**1**	**8,32**	8,32
		TOTAL CAPÍTULO 9: FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL CONJUNTO DEL LATERAL IZQUIERDO	€			222,54

CAPÍTULO 10: ENSAMBLAJES DE SUBCONJUNTOS Y EMBALAJE

CÓDIGO				CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
M25/ENS	**u**	**ENSAMBLAJES, COMPROBACIONES Y EMBALAJE**				
Ensamblaje de subconjuntos y comprobaciones finales de ensambles embalaje de los motores para su envío a clientes.			€	**1**	**199,50**	199,5
		TOTAL CAPÍTULO 10: ENSAMBLAJES DE SUBCONJUNTOS Y EMBALAJE	€			199,5

RESUMEN DEL PRESUPUESTO:

RESUMEN DEL PRESUPUESTO POR CAPÍTULOS			
NUMERO	RESUMEN	EUROS	%
1	FABRICACIÓN DEL PISTÓN	160,22	1,8
2	FABRICACIÓN DE LA BIELA	151,25	1,7
3	FABRICACIÓN DEL CIGÜEÑAL	972,69	10,8
4	FABRICACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS	2821,89	31,2
5	FABRICACIÓN DE LA CULATA	2195,97	24,3
6	FABRICACIÓN DEL BLOQUE MOTOR	465,63	5,1
7	FABRICACIÓN DE LA TAPA IZQUIERDA	457,46	5,1
8	FABRICACIÓN DE LOS SEMICÁRTERES Y TAPAS MOTOR	1399,17	15,5
9	FABRICACIÓN DE ELEMENTOS DEL LATERAL IZDO	222,54	2,5
10	ENSAMBLAJES Y EMBALAJE	199,5	2,2

TOTAL DE EJECUCIÓN MATERIAL	9046,32	€
5% GASTOS GENERALES	452,32	€
3% BENEFICIO INDUSTRIAL	271,39	€
TOTAL GASTOS	723,71	€
TOTAL ANTES DE IMPUESTOS	9770,03	€
21% I.V.A	2051,71	€
TOTAL DE PRESUPUESTO	11821,73	€

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de ONCE MIL OCHOCIENTOS VEINTIÚN EUROS con SETENTA Y TRES CÉNTIMOS.

Tarragona, a 02 de junio de 2016

El Promotor

La Dirección Facultativa