



**Grado de Ingeniería Química, 4º**

**Revamping de la zona convectiva y  
de precalentamiento de aire de  
combustión (DEKA) de los hornos de  
proceso de una refinería de petróleo:  
Modelización y rediseño de la sección de crudo**

**Trabajo Fin de Grado**

**Curso 2017-2018**

**TFGEQ\_1818\_aredecillas**

Escuain Poole, Samuel

Redecillas Mulero, Albert

Rubio Rodríguez, Ivan

**Fecha:** 11/06/2018



Departament d'Enginyeria Química. Universitat Rovira i Virgili.  
Autorització pel lliurament i defensa del TFG del grau d'Enginyeria Química

TÍTOL DEL TFGEQ: Disseny de la zona convectiva i de  
preescalfament d'aire de combustió (DERA)  
del ~~procés~~ procés d'una refineria de petroli

AUTOR: ALBERT REDECILLAS MULERO/SAMUEL ESCOBAR POOLE/IVAN RUBIO RODRIGUEZ

CURS ACADÈMIC: 4<sup>rt</sup> de Enginyeria Química 2017-2018

#### VIST I PLAU DEL TUTOR ACADÈMIC

En/Na JOSEP M. VENDRELL CURRÀ, en la seva capacitat de  
tutor acadèmic fa constar que considera el TFGEQ

APTÉ, i en conseqüència dona el seu vist i plau per a la defensa

NO APTÉ per a ser defensat pels motius exposats a continuació

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

Signatura:



Data:

8/6/18

#### DECLARACIÓ D'ABSÈNCIA DE CONFLICTES DE CONFIDENCIALITAT

En/Na JOSEP M. VENDRELL CURRÀ, en la seva capacitat de  
supervisor extern(\*) del treball fa constar que ha revisat el contingut del TFGEQ i que  
no conté cap informació que pugui ser considerada com confidencial per part de  
l'empresa ASFALTOS ESPAÑOLES S.A.

(\*) Cas que el TFGEQ no sigui extern serà el professor tutor qui emplenarà aquesta secció

Signatura:



Data:

8/6/18



## **AGRADECIMIENTOS**

Habiendo empezado a idear este Trabajo de Fin de Grado en septiembre de 2017, con esta entrega se finaliza un período de intenso trabajo y aprendizaje, no solo marcado por los últimos meses, sino quedando en nuestra mente también los últimos cuatro años y todo lo que han llevado a nuestra formación, no sólo como ingenieros, sino también como personas. Cuatro años que concluyen en este proyecto, que no hubiéramos podido realizar sin el apoyo de las personas de nuestro alrededor.

El equipo TFGEQ 1818 quiere agradecer, en primer lugar, la continuada atención y compromiso de su tutor, Josep Maria Vendrell. En segundo lugar, queremos agradecer al personal de Asfaltos Españoles, S.A y a los profesores de la URV que han contribuido directamente con el proyecto, así como a todo el profesorado del Grado en Ingeniería Química. Sin ellos, y sin su dedicada enseñanza, este trabajo no habría podido ser.

### **Samuel:**

Además de los agradecimientos generales, quiero, en concreto, dar un especial agradecimiento a mis compañeros de equipo, Albert Redecillas e Ivan Rubio por su compañerismo, así como a nuestro tutor, Josep Maria Vendrell. La continua dedicación y apoyo que han mostrado han hecho que la experiencia de este trabajo no sólo haya sido provechosa, sino también gratificante.

También quiero agradecer enormemente a mis padres y a mis hermanos, por siempre estar allí y ofrecer sus consejos, su ayuda y su apoyo. Sin ellos, este trabajo no habría sido el mismo.

### **Albert:**

Quiero agradecer a mis compañeros, Samuel e Ivan, por confiar (una vez más) en mí y permitirme liderar otro proyecto. A los profesores por permitirme desarrollar este Trabajo de Fin de Grado y a Josep Maria Vendrell por habernos servido de guía durante estos meses y hacernos ver las diferencias entre el mundo académico y el mundo laboral.

Agradecer a mis padres, a mi hermana y a Óscar por apoyarme y estar conmigo, a mis amigos por aguantarme y a vosotros, abuelos, que siempre habéis sido mi inspiración.

### **Ivan:**

En primer lugar, quiero dar las gracias a la Universidad por darme la oportunidad de poder realizar el trabajo de fin de grado con la empresa ASES, culminando así el grado de ingeniería química.

Además, agradecer a mis compañeros Samuel Escuin y Albert Redecillas porque no solo habéis estado ahí para apoyarnos unos a los otros, sino que también hemos podido pasar muy buenos momentos. También a Josep Maria Vendrell, el tutor que se nos asignó, por el soporte que nos ha proporcionado a lo largo de este año. Agradezco, también, a mi pareja por estar ahí en los buenos y malos momentos. Gracias por todo.

*Si podéis reír juntos, podéis trabajar juntos - Robert Orben*



## ÍNDICE

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>2. ETAPA PRELIMINAR</b> .....	2
2.1. Descripción del proyecto .....	2
2.2. Alcance del proyecto .....	2
2.3. Antecedentes históricos .....	3
2.4. Descripción del proceso.....	3
2.5. Alternativas de diseño .....	4
2.5.1. Rediseño del B-301 y C-340 .....	4
2.5.2. Implementación de modificaciones sin rediseño completo.....	5
2.6. Planificación del proyecto .....	6
<b>3. BASES DE DISEÑO</b> .....	8
3.1. Especificación de corrientes .....	8
3.2. Especificación de los productos .....	9
3.3. Capacidad operativa .....	9
3.4. Factor de servicio.....	9
3.5. Estándares y códigos de diseño .....	9
3.6. Especificación de los servicios disponibles.....	10
3.6.1. Vapor y condensado .....	10
3.6.2. Aire de instrumentos.....	10
3.6.3. Electricidad.....	10
3.6.4. Combustible.....	11
3.7. Precio de las energías .....	11
3.8. Datos del emplazamiento.....	11
3.8.1. Localización.....	11
3.8.2. Climatología de la zona .....	12
<b>4. DESARROLLO DE LA INGENIERÍA BÁSICA</b> .....	13
4.1. Diagramas de proceso.....	13
4.2. Diseño básico.....	18
4.2.1. Diseño de tuberías .....	18
4.2.1.1. Validación de tuberías actuales .....	18
4.2.1.2. Diseño de las nuevas tuberías de crudo .....	19
4.2.1.3. Validación de las nuevas tuberías.....	21
4.2.1.4. Uniones entre tuberías, instrumentación y rating de las bridas .....	21

---

4.2.1.5. Cálculo del aislamiento térmico de las tuberías .....	22
4.2.2. Diseño de equipos.....	26
4.2.2.1. Diseño de los pasos de crudo del B-301 .....	26
4.2.2.2. Diseño de los pasos de vapor del B-301 .....	37
4.2.2.3. Diseño del precalentador de aire C-340 .....	50
4.2.2.4. Diseño de las soplantes de aire y extracción de humos.....	60
4.2.3. Diseño de la instrumentación y control .....	64
4.2.3.1. Caracterización de la estrategia de control .....	64
4.2.3.2. Válvula de control FV-260 .....	65
4.2.3.3. Transmisor de temperatura TT-260.....	66
4.2.4. Acondicionamiento de la tolva extractora de humos.....	67
4.2.4.1. Consideraciones generales.....	67
4.2.4.2. Teflonado de la tolva .....	68
4.2.4.3. Aislamiento térmico de la tolva.....	69
4.3. Listados.....	71
4.3.1. Listado de líneas .....	72
4.3.2. Listado de válvulas .....	73
4.3.3. Listado de instrumentos.....	74
4.3.4. Hojas de especificación .....	75
<b>5. SEGURIDAD .....</b>	<b>92</b>
5.1. Proceso .....	92
5.2. Scope .....	92
5.3. Propósito.....	92
5.4. Sistema de análisis.....	92
5.5. Estudio HAZOP de la unidad .....	93
<b>6. MANTENIMIENTO DE LA UNIDAD .....</b>	<b>113</b>
6.1. Mantenimiento correctivo.....	113
6.2. Mantenimiento preventivo.....	114
<b>7. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO .....</b>	<b>115</b>
7.1. Inversión inicial del proyecto .....	115
7.2. Determinación de los flujos de caja.....	116
7.3. Estudio de la rentabilidad de la inversión.....	117
7.4. Método de pago del proyecto .....	118
7.5. Análisis de sensibilidad .....	118
7.6. Ficha de análisis económico .....	120

---

<b>8. CONCLUSIONES</b> .....	123
<b>9. BIBLIOGRAFÍA</b> .....	124
<b>A. PROPIEDADES</b> .....	129
A.1. Propiedades de los humos.....	129
A.2. Propiedades del crudo.....	132
A.3. Propiedades del vapor.....	134
A.4. Propiedades del aire.....	140
<b>B. SIMULACIÓN</b> .....	142
B.1. Esquema de simulación .....	142
B.2. Simulación del corriente de crudo en Aspen HYSYS .....	142
B.3. Simulación de los hornos de combustión.....	144
B.4. Simulación del B-301 y C-340 .....	146
<b>C. MANUAL DE CÁLCULO</b> .....	149
C.1. Diseño de tuberías.....	149
C.1.1. Cálculo de espesores .....	149
C.1.2. Cálculo del aislamiento de las tuberías.....	151
C.2. Diseño del B-301. ....	156
C.2.1. Diseño de los pasos de crudo del B-301 .....	156
C.2.1.1. Parámetros y constantes generales.....	156
C.2.1.2. Modelado térmico .....	157
C.2.1.3. Modelado hidráulico .....	160
C.2.1.4. Tabla de nomenclatura.....	161
C.2.2. Diseño de los pasos de vapor del B-301 .....	163
C.2.2.1. Parámetros y constantes generales.....	163
C.2.2.2. Modelado térmico .....	164
C.2.2.3. Modelado hidráulico .....	168
C.2.2.4. Tabla de nomenclatura.....	168
C.2.3. Diseño del precalentador de aire C-340.....	171
C.3. Diseño de las soplantes .....	181
C.3.1. Hojas de especificación de las soplantes nuevas .....	182
C.4. Válvula de control FV-260 .....	185
C.4.1. Método de cálculo.....	185
C.4.2. Tabla de nomenclatura.....	186
C.5. Acondicionamiento de la tolva extractora de humos.....	187

---

<b>D. SEGURIDAD</b> .....	193
<b>E. EVALUACIÓN ECONÓMICA</b> .....	198
E.1. Estimación de precios .....	198
E.2. Determinación de los flujos de caja .....	200
E.3. Estudio de la rentabilidad de la inversión .....	201
E.4. Análisis de sensibilidad.....	202

---

## 1. INTRODUCCIÓN

---

<b>Título del proyecto</b>	Revamping de la zona convectiva y de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de proceso de una refinería de petróleo.
<b>Identificador</b>	TFGEQ 1818
<b>Coordinadores</b>	Gavaldà Casado, Jordi Montané Calaf, Daniel
<b>Tutor</b>	Vendrell Ciurana, Josep Maria
<b>Autores</b>	Escuain Poole, Samuel (color verde) Redecillas Mulero, Albert (color azul) Rubio Rodríguez, Ivan (color rojo)

---

Debido a los cambios de mercado en la demanda de betún asfáltico, la refinería de petróleo Asfaltos Españoles, SA incremento de la carga de la unidad en un 30%. Uno de los puntos críticos del proceso es la zona convectiva y de precalentamiento de aire de los hornos de proceso, es por ello por lo que se pide la validación de la unidad actual para soportar el aumento de carga mencionado, así como realizar las modificaciones oportunas para asegurar que se cumplen las condiciones de proceso actuales.

La función de la unidad es aprovechar el calor de los humos de combustión para precalentar el crudo previa entrada a hornos, hacer vapor sobrecalentado para la zona de *stripping* y precalentar el aire de combustión. Esto se lleva a cabo en dos intercambiadores; el B-301 que precalienta el crudo y sobrecalienta el vapor a baja presión y el C-340 que precalienta el aire de combustión.

El proyecto pone el foco en la realización de un modelo matemático que represente las condiciones de proceso actuales de los tres intercambiadores para, posteriormente, comprobar el efecto de un aumento de carga. Cada miembro del equipo hace el *revamping* de un intercambiador de calor, siendo Albert Redecillas el encargado del intercambiador de crudo, Samuel Escuain el encargado del intercambiador de vapor e Ivan Rubio el encargado del precalentador de aire.

## **2. ETAPA PRELIMINAR**

### **2.1. Descripción del proyecto**

Por tal de mantener una alta eficiencia en los hornos de combustión es necesario alimentar el aire a temperaturas cercanas a los 300 °C. Aprovechando que los humos de la combustión se obtienen a altas temperaturas se utilizan para precalentar el aire hasta la temperatura deseada. Además, se precalienta el crudo y se forma vapor sobrecalentado, recuperando cerca del 35% del calor de los hornos de combustión entre la zona convectiva y la zona de precalentamiento de aire.

Hasta el momento se están tratando 190 ton/h de crudo para la producción de betún asfáltico, planeando aumentar el caudal en un 30%, provocando un aumento en la cantidad de combustible necesario, el caudal de aire y el caudal de humos de la unidad. Es por ello por lo que se ha de validar el funcionamiento de la zona convectiva y de precalentamiento de aire para un aumento de carga.

Cabe destacar que el equipo ha estado presentando irregularidades encontrándose una entrada de aire de, prácticamente el 50% del caudal de humos actuales, que hace que el equipo no funcione en plenas capacidades. Esto se conoce debido a las medidas efectuadas por los analizadores de oxígeno tanto en chimenea como en la salida de humos del C-340. Las primeras estimaciones de la empresa achacan la entrada a un mal sellado de las tubuladuras de crudo o vapor, aunque aún se está trabajando en conocer el origen de ésta.

### **2.2. Alcance del proyecto**

La unidad cuenta con una estructura en la que están instalados, el B-301 que contiene los intercambiadores de crudo y vapor, y el C-340 que funciona como precalentador de aire.

Se disponen de dos soplantes, la extractora de humos y la soplante de aire que han de comprobarse para las nuevas condiciones de operación.

Para evitar la condensación de humos, el aire ha de ser calentado hasta los 90 °C previa entrada al precalentador. Por ello se dispone de un intercambiador que funciona con vapor de baja. Éste queda fuera del alcance del proyecto al considerar la empresa que no es un cuello de botella para el aumento de carga, así como las líneas y equipos de servicios auxiliares como el vapor deshollinador.

El proyecto alcanza desde la entrada de crudo, vapor y aire al equipo, hasta su salida de éste, comprobando que tanto equipos como líneas son válidos para las nuevas condiciones de proceso. Además de encontrar una solución a la entrada de aire que se está produciendo en el equipo y sobredimensionar la unidad para que funcione correctamente en caso de que se vuelva a producir. Con todo ello presentar un manual de ingeniería que defina los cambios realizados.

### **2.3. Antecedentes históricos**

La zona convectiva de los hornos y de precalentamiento de aire como unidad se puso en funcionamiento en el año 1979. Desde entonces ha sido sujeta de varias modificaciones.

En su instalación, los tubos del precalentador de aire eran de vidrio para evitar la corrosión a causa del dióxido de azufre presente en el corriente de humos, que condensaba parcialmente en esa zona debido a la disminución de su temperatura formando ácido sulfúrico. Con la entrada en vigor del Real Decreto 61/2006, del 31 de enero, y con él la normativa ASTM D2784, se introdujo el gas natural en el combustible en 2007. Posteriormente, en 2015, se retiró el fueloil y actualmente se quema una mezcla de gas natural y fuelgas, de proporciones en masa de 90/10, respectivamente. Esta disminución en la concentración de compuestos de azufre en el corriente de humos permitió cambiar el material de los conductos de la zona inferior del DEKA, que pasaron a ser de acero para minimizar roturas y mejorar la transferencia térmica.

La sección de vapor también sufrió otros cambios en 2015. La temperatura del vapor a la salida de la unidad se evaluó como demasiado alta, con lo que se redujo a 6 la cantidad de pitones por plano que tenían los tubos de vapor.

Por otra parte, y más recientemente, se conoce de la existencia de una entrada furtiva de aire en la unidad. En condiciones de operación, la salida de humos tendría que presentar una composición de oxígeno de 2-3%, pero actualmente se mide un valor de 13%. Esto puede afectar la calidad del corriente de humos en lo que a caudal y temperatura se refiere. Inicialmente, se creyó que la entrada de aire estaba en la zona del precalentamiento de aire debido a un incremento considerable de la presión estática de la soplante extractora de humos. Eventualmente, se comprobó que este aumento se debía a acumulación de refractario en la entrada del precalentador que obstaculizaba el paso de aire. Habiendo hecho estas comprobaciones y habiendo eliminado el obstáculo, queda por definir dónde se encuentra la entrada de aire presentemente, aunque al inicio del proyecto se cree que puede estar en las tubuladuras de las zonas de vapor y crudo, entrando al inicio de la zona de intercambio.

### **2.4. Descripción del proceso**

Por tal de obtener el betún asfáltico que contiene el crudo de la refinería, es necesario someterlo a dos destilaciones, una atmosférica y una a vacío, para separar los compuestos volátiles y obtener la parte más pesada que contiene el betún.

La destilación atmosférica ha de llevarse a temperaturas elevadas y es necesario alimentar el crudo a la torre a una temperatura de 300-360 °C y, para ello, se utiliza el horno atmosférico. Éste cuenta con dos zonas; una de radiación donde se realiza la mayor parte del aporte energético, y una zona convectiva. Ésta es la zona de recuperación del calor de los humos de combustión, a la que llegan tanto los humos del horno atmosférico como los del horno de vacío, para precalentar el crudo y, además, sobrecalentar vapor hasta los 330 °C, utilizado posteriormente en las torres de *stripping*.

Finalmente, los gases que salen de la zona convectiva son enviados a un precalentador de aire que precalienta el aire de combustión hasta una temperatura de 300 °C para maximizar la eficiencia de los hornos.

## **2.5. Alternativas de diseño**

### **2.5.1. Rediseño del B-301 y C-340**

Posteriormente a la modelación del equipo actual, si los resultados indican que no se puede llevar a cabo el intercambio de calor de forma satisfactoria, o que la estructura de la unidad no puede soportar las nuevas condiciones, se plantean de forma preliminar algunas propuestas nuevas de cara a la estructura y disposición de la unidad, rediseñándola parcial o totalmente para cumplir con las especificaciones actuales.

Para la zona convectiva (B-301), se contempla la posibilidad de modificar las bancadas de tubos. Se podría cambiar el orden en que las bancadas son colocadas, intercambiando de posición la primera sección de crudo por la sección de vapor, según se vea necesario. También se pueden rediseñar las bancadas en cuanto a distribución (alineada, alternada), así como modificar el recorrido de los pasos: añadir tubos con la misma estructura, dejar un único tubo en serpentin, aumentar los pasos de la estructura actual o modificar la geometría y material de los tubos según convenga y se vea económicamente viable.

El precalentamiento de aire (C-340) se puede llevar a cabo de forma alternativa a la actual. Presentemente, se lleva a cabo en un equipo DEKA®, cuya estructura básica se muestra en la figura 2.5.1.



Figura 2.5.1. Sección de un conducto del precalentador de aire DEKA®[1].

La sección de conducto mostrada en la figura 2.5.1 muestra el principio de funcionamiento de este precalentador. Dispuestos en bancadas según el proceso exija, los conductos llevan el aire que se calienta con los humos que fluyen libremente alrededor en una carcasa. La superficie extendida exterior al conducto aumenta la transferencia de calor. La interior también puede

estar presente con ese fin, pero en el caso del precalentador de ASES, en el interior hay protuberancias que mantienen la turbulencia del aire interior.

Una propuesta interesante es eliminar la instalación actual para trabajar con un precalentador de aire rotativo, como el que se muestra en la figura 2.5.2 pero en posición vertical.

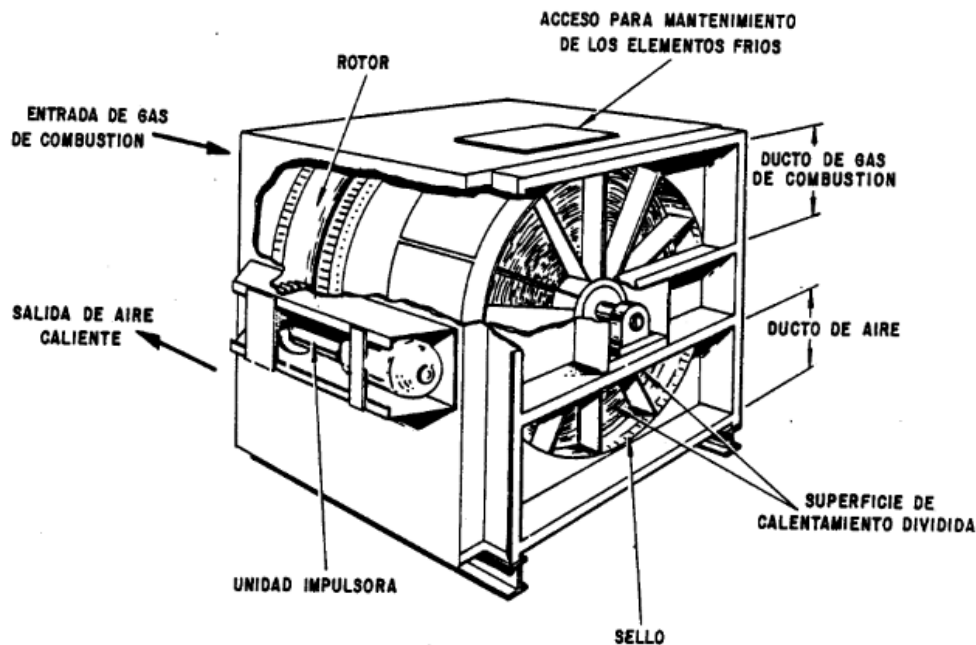


Figura 2.5.2. Precalentador de aire rotativo Ljungstrom[2].

El funcionamiento se basa en una estructura cilíndrica formada por placas metálicas que rota, entrando en contacto con cada uno de los conductos. Al pasar por el conducto de humos, las placas son calentadas, y ese calor es liberado cuando las mismas placas son llevadas a la zona de aire por la acción rotativa del eje.

La ventaja principal que este tipo de precalentador presenta es lo compacto que es. No requiere mucha área y su peso es relativamente liviano. También es aceptable para servicios con combustibles con azufre, y el ensuciamiento no afecta significativamente a la transferencia de calor. Por otro lado, su estructura hace que siempre haya fugas de alrededor del 10% del corriente desde el lado del aire hacia el lado de los humos, y el porcentaje va aumentando con el uso debido a la degradación física de los materiales que lo conforman, aunque la corrosión no contribuye con las fugas. Además, cualquier equipo que tenga una parte rotativa requiere de un mantenimiento elevado, así como una lubricación adecuada para evitar que ésta se deteriore.

### **2.5.2. Implementación de modificaciones sin rediseño completo**

Si con la modelación de la unidad se concluye que no es preciso rediseñar la unidad, es probable que se pueda mejorar su funcionamiento introduciendo ciertos cambios que no afecten radicalmente la estructura o disposición del equipo. Esto supondría un coste económico y de tiempo notablemente menores.

Principalmente, las opciones que se contemplan son el pitoneado de la sección 3 de crudo, con el fin de asegurar el intercambio convectivo y no aumentar costes de combustible en los hornos, puesto que a caudales mayores el crudo se calentará menos y necesitaría suplir esta falta en los hornos. El mismo problema se daría en la sección de vapor, sólo que éste no pasa por los hornos, con lo que también se plantea aumentar los pitones por plano que tienen actualmente los tubos.

## **2.6. Planificación del proyecto**

La planificación del proyecto se muestra en la figura 2.6.1.

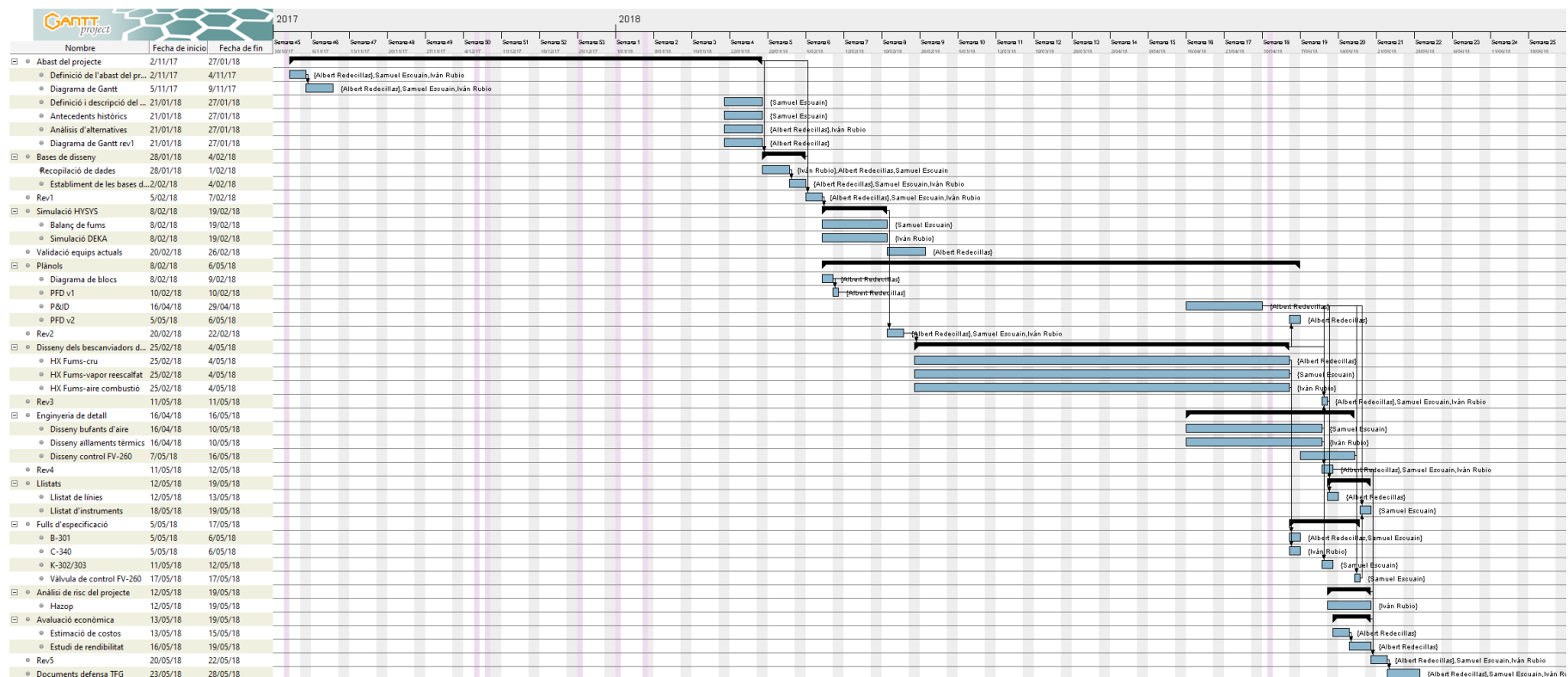


Figura 2.6.1. Diagrama de Gantt del projecte.

### 3. BASES DE DISEÑO

#### 3.1. Especificación de corrientes

La definición de las condiciones de carga máxima, nominal y mínima se realizan en base a los históricos obtenidos de los instrumentos de campo, utilizando la media, y los máximos y mínimos escalados con el aumento de carga del 30%. Las condiciones de los corrientes quedan especificadas en la tabla 3.1.1.

Tabla 3.1.1. Condiciones de los corrientes de entrada a la unidad.

Corriente	Caudal másico (t/h)			T (°C)	P (kg/cm <sup>2</sup> )
	Máx	Nom	Mín		
Humos de combustión	42,1	30,6	21,6	598	1,0
Crudo	338	246	174	264	9,5
Vapor	3,50	2,90	1,98	182	3,5
Aire de combustión	39,4	28,7	20,2	99	1,0

La composición de los humos se muestra en la tabla 3.1.2.

Tabla 3.1.2. Composición de los humos de combustión.

Compuesto	Composición (w/w)
Nitrógeno	0,718
Oxígeno	0,024
CO <sub>2</sub>	0,089
H <sub>2</sub> O	0,161
Argón	0,007
H <sub>2</sub> S	0,001

El crudo se considera Tipo 1. Su curva TBP se muestra en la figura 3.1.1

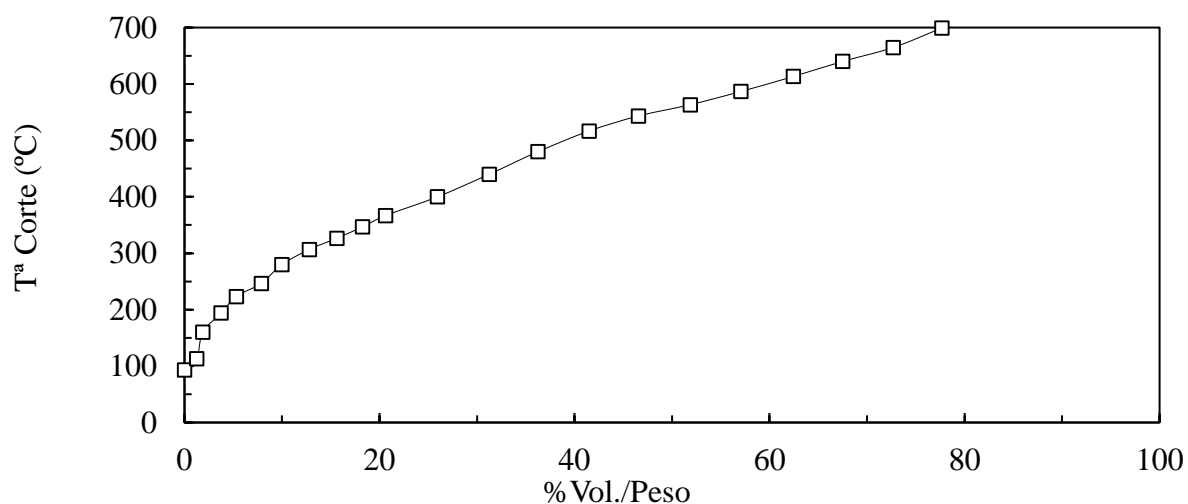


Figura 3.1.1 Curva TBP del crudo Tipo 1.

La composición del aire de combustión se muestra en la tabla 3.1.3.

Tabla 3.1.3. Composición del aire de combustión.

<b>Compuesto</b>	<b>v/v</b>
Nitrógeno	0,79
Oxígeno	0,21

### **3.2. Especificación de los productos**

La especificación de los productos viene determinada por la temperatura y caída de presión de las alimentaciones en su paso por los intercambiadores en operación nominal de la unidad. Como referencia para el diseño, se definen las siguientes especificaciones:

- La temperatura mínima de crudo ha de ser de 276 °C con una caída de presión máxima de 0,3 kg/cm<sup>2</sup>.
- La temperatura mínima del vapor ha de ser de 320 °C no pudiendo sobrepasar los 400 °C para preservar la integridad de los tubos, con una caída de presión máxima de 0,2 kg/cm<sup>2</sup>.
- La temperatura mínima del aire ha de ser de 290 °C, para aumentar la eficiencia de la combustión, con una caída de presión de 125 mmca.
- La temperatura mínima de los humos ha de ser de 137 °C para evitar la condensación ácida de humos, con una presión máxima en la entrada del B-301 de -250 mmca.

### **3.3. Capacidad operativa**

La unidad ha de ser capaz de operar a carga nominal y en continuo supliendo las especificaciones presentadas. Además, se prevén picos intermitentes de producción de un 40% que han de poder ser tratados efectivamente.

### **3.4. Factor de servicio**

Una disponibilidad del 97% para la realización del proyecto. En él se contemplan paradas de mantenimiento e imprevistos que surjan en la unidad.

### **3.5. Estándares y códigos de diseño**

- Materiales: ANSI.
- Diseño de tuberías: ANSI y ASME B31.1.

### **3.6. Especificación de los servicios disponibles**

#### **3.6.1. Vapor y condensado**

El vapor utilizado en la unidad proviene de la caldera de vapor instalada en la planta. La unidad utiliza vapor de baja presión para calentar el aire antes del C-340. Las características del vapor se muestran en la tabla 3.6.1.

Tabla 3.6.2. Características del vapor utilizado en la unidad.

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Temperatura (°C)	126
Presión suministro (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	1,4
Caudal (kg/h)	1500

Las características del condensado se muestran en la tabla 3.6.3.

Tabla 3.6.3. Características del condensado de retorno de la unidad.

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Temperatura retorno (°C)	126
Presión retorno (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	0,4
Caudal (kg/h)	1500

#### **3.6.2. Aire de instrumentos**

El aire de instrumentos es aportado por los compresores ubicados en la planta. Las características se muestran en la tabla 3.6.4.

Tabla 3.6.4. Características del aire de instrumentos.

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Temperatura (°C)	20
Presión suministro (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	7,0
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Ilimitado

#### **3.6.3. Electricidad**

Las características de la red eléctrica se muestran en la tabla 3.6.5.

Tabla 3.6.5. Características de la red eléctrica.

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Potencia máxima (kW)	150

### 3.6.4. Combustible

El combustible utilizado en los hornos de combustión está formado por un 90% de Gas Natural y un 10% del Fuel Gas proveniente de la refinería. La composición del combustible se muestra en la tabla 3.6.6.

Tabla 3.6.6. Características del combustible utilizado en los hornos de combustión.

<b>Compuesto</b>	<b>Gas Natural (mol/mol)</b>	<b>Fuel Gas (v/v)</b>
CO2	1,45	1,47
H2S	-	0,29
N2	3,25	42,2
C1	86,7	21,9
C2	5,15	6,30
C3	2,03	10,4
iC4	1,31	3,31
nC4	-	7,30
C4=	-	0,05
iC5	0,15	2,61
nC5	-	2,76
>C5	-	1,41

### 3.7. Precio de las energías

El precio de las energías se muestra en la tabla 3.7.1.

Tabla 3.7.1. Tarifas energéticas.

<b>Energía</b>	<b>Precio (€)</b>
Vapor de baja (ton)*	16,30
Aire de instrumentación (Nm3)*	0,02
Electricidad (kWh)*	0,084
Gas Natural (€/kWh) [23] [24]	0,039

\*Precios proporcionados por los coordinadores del TFG.

### 3.8. Datos del emplazamiento

#### 3.8.1. Localización

Asfaltos Españoles, SA, se encuentra en la carretera de Salou s/n, en el polígono industrial Francolí, Tarragona. En la figura 3.8.1 se encuentra la localización exacta de la zona.



Figura 3.8.1. Localización de Asfaltos Españoles, SA.

### 3.8.2. Climatología de la zona

Los datos climatológicos se toman del punto más cercano a la refinería, el complejo educativo. Éstos se muestran en la tabla 3.8.1.

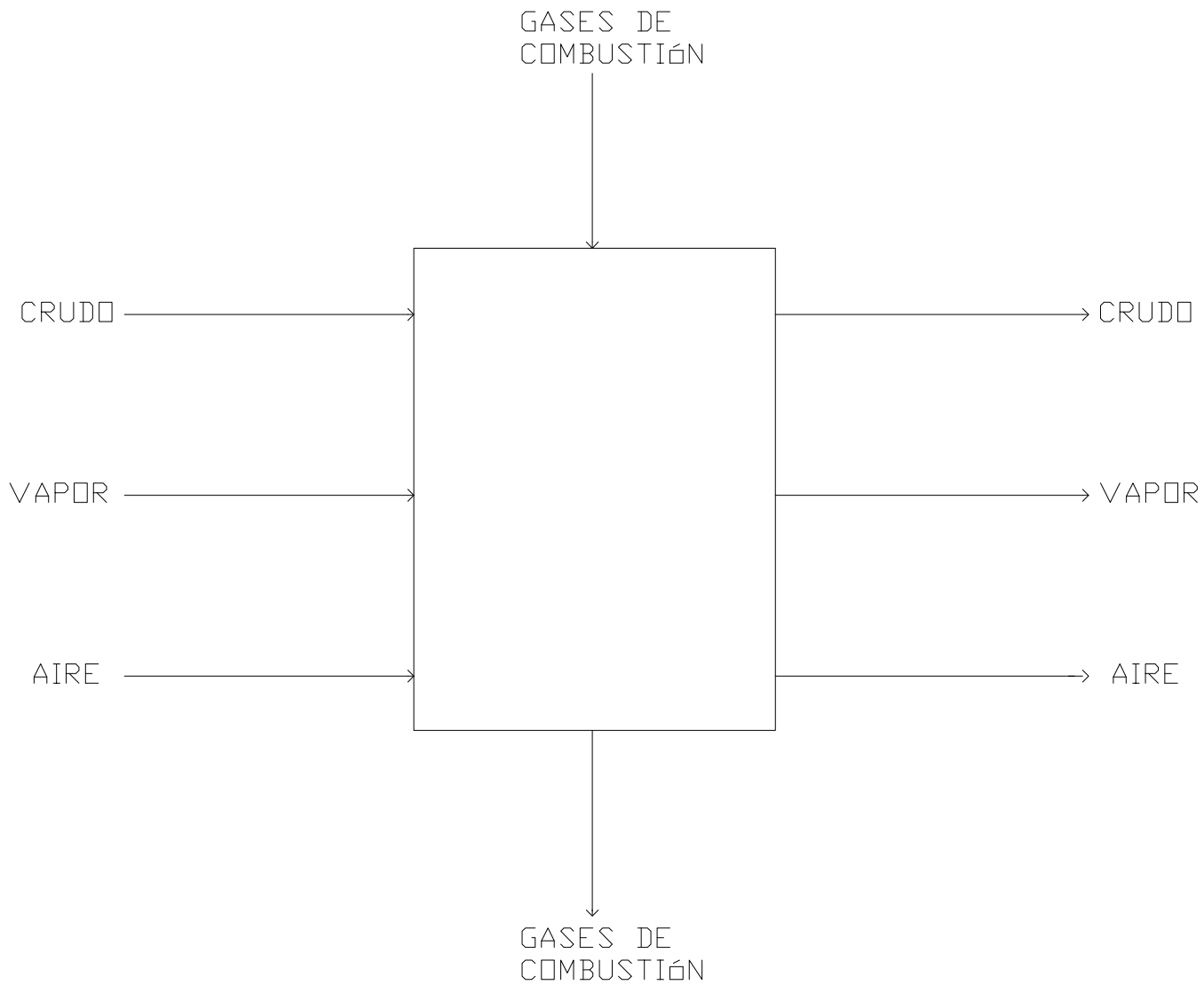
Tabla 3.8.1. Datos climatológicos tomados en Tarragona-Complex Educatiu [3].

Dato climatológico	Valor
Altitud (m)	5,00
Temperatura media anual (°C)	17,3
Temperatura máxima media anual (°C)	22,3
Temperatura mínima media anual (°C)	12,5
Temperatura máxima absoluta (°C)	36,4
Temperatura mínima absoluta (°C)	-3,3
Precipitaciones anuales (mm)	276,9
Humedad relativa (%)	67,0
Velocidad media del aire (m/s)	2,30

## **4. DESARROLLO DE LA INGENIERÍA BÁSICA**

### **4.1. Diagramas de proceso**





General Notes

1	Revisado	AR	30/05/18
0	Dibujado	AR	05/02/18

Drawing Name

Diagrama de bloques

Project Name and Address

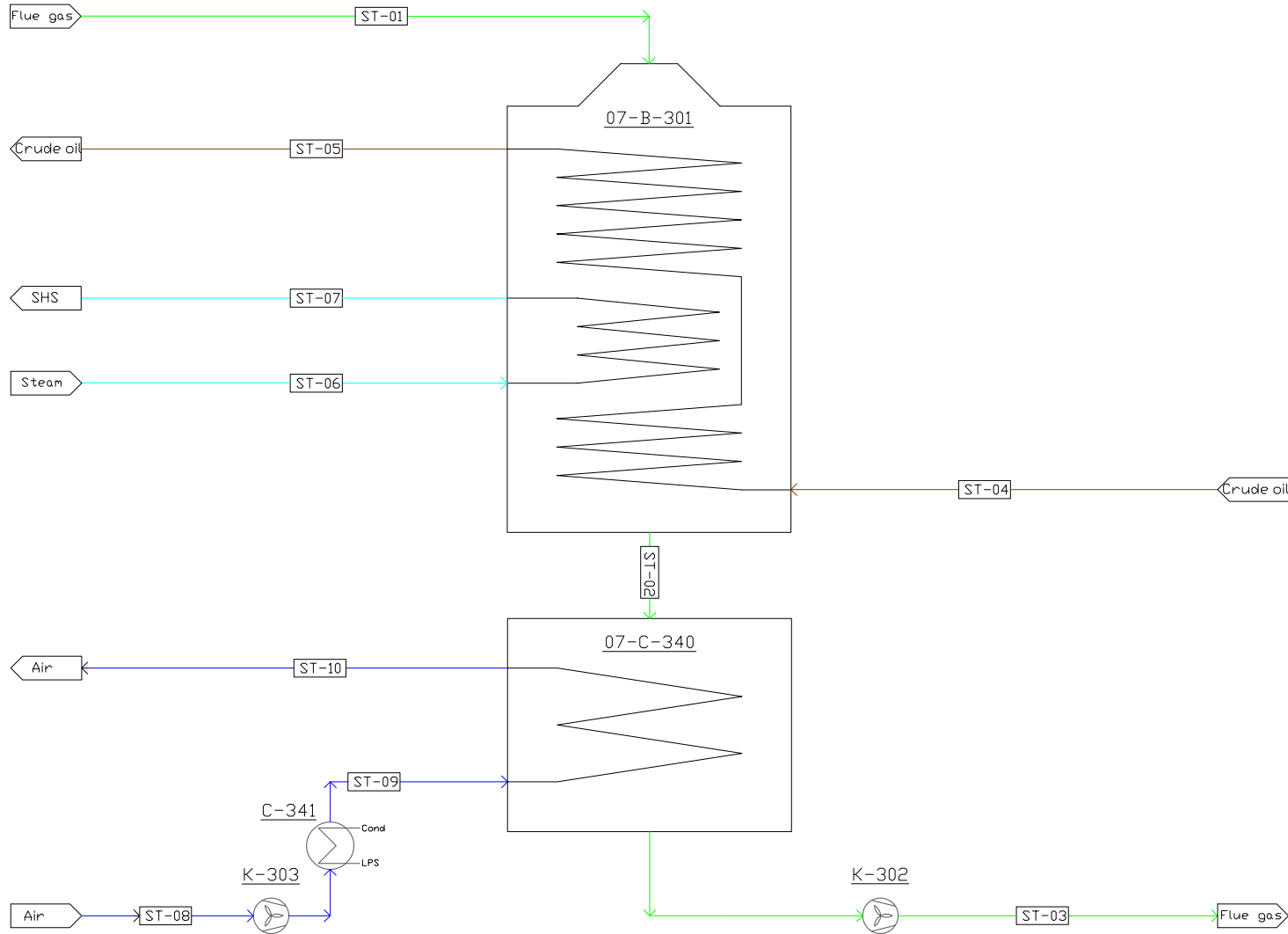
TFG 1818  
 Universitat Rovira i Virgili  
 ASESÀ

Area  
07

Drawing Number  
001

Author  
Albert R.





Stream name	ST-01	ST-02	ST-03	ST-04	ST-05	ST-06	ST-07	ST-08	ST-09	ST-10
Vapour fraction	1	1	1	0,01	0,008	0,01	1	1	1	1
Temperature (°C)	598	343	194	264	277	182	347	25	90	311
Pressure (kg/cm <sup>2</sup> )	1,02	1,03	1,03	9,46	9,18	3,45	3,42	1,01	1,03	1,03
Mass flow (kg/h)	30620	30620	30620	246000	246000	2879	2879	26780	26780	26780
Molecular Weigh (kg/kmol)	28,02	28,02	28,02	423,8	423,8	18,01	18,01	28,96	28,96	28,96
Mass density (kg/m <sup>3</sup> )	0,377	0,517	0,715	757	748	1,13	0,853	1,62	1,33	1,76
Viscosity (cP)	0,039	0,029	0,023	1,18	1,04	0,0153	0,022	0,019	0,022	0,018
Mass Heat Capacity (kJ/kg-C)	1,242	0,282	0,273	0,662	0,672	1,96	2,05	1,01	1,02	1
Thermal Conductivity (W/m-K)	0,014	0,041	0,031	0,066	0,063	0,032	0,048	0,026	0,030	0,024

General Notes

- Crude
- Steam
- Air
- Flue gas

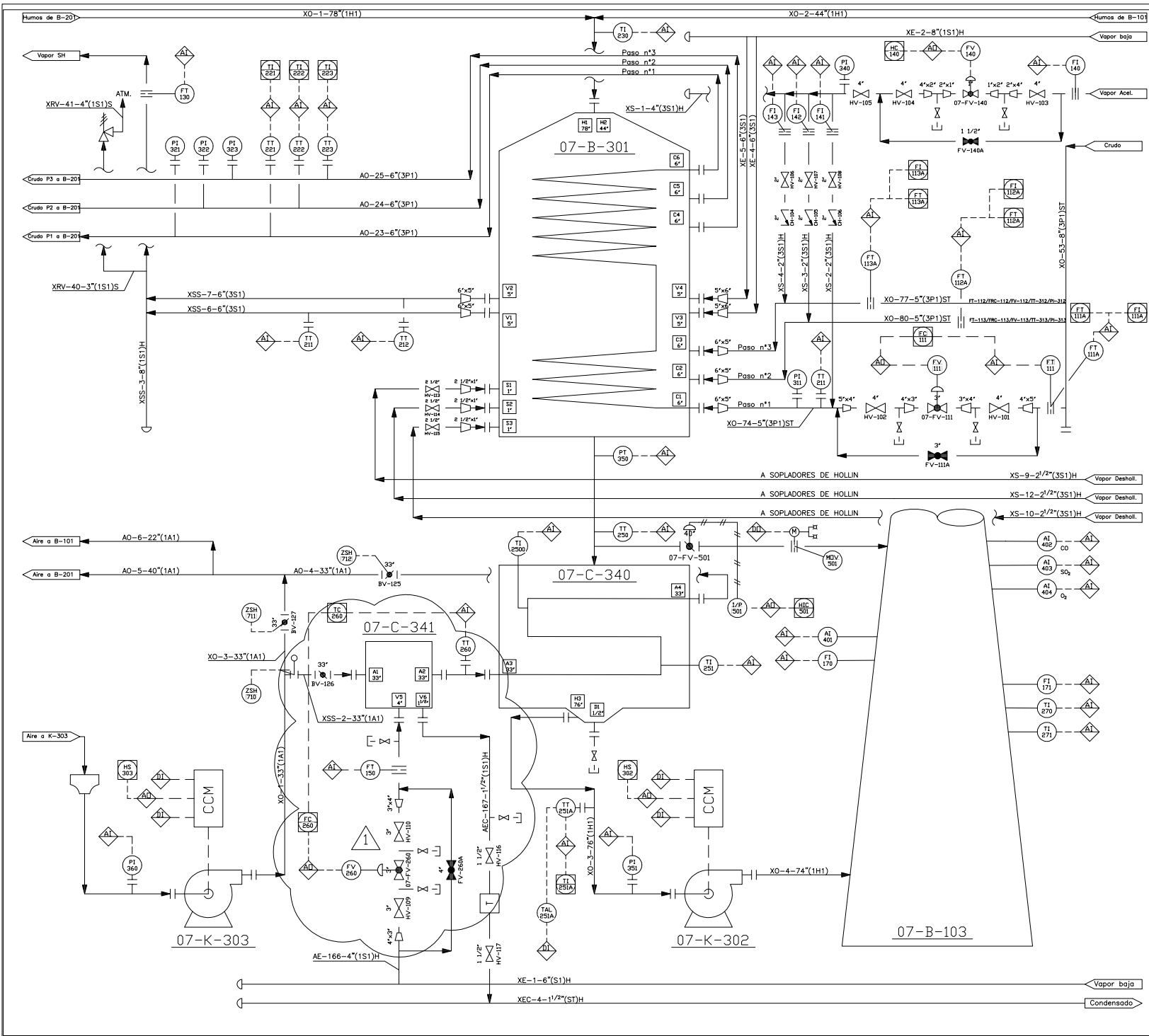
1	Revisado	AR	30/05/18
0	Dibujado	AR	05/02/18

Drawing Name  
PFD

Project Name and Address  
TFG 1818  
Universitat Rovira i Virgili  
ASESA

Area 07	
Drawing Number 002	
Author Albert R.	





General Notes

2	Revisado HAZOP	AR	30/05/18
1	Añadido lazo control	AR	03/05/18
0	Dibujado	AR	29/04/18

Drawing Name

Unidad de precalentamiento de aire de combustión

P&ID

Project Name and Address

Project 6  
Universitat Rovira i Virgili  
ASESA

<p style="text-align: center;">Area</p> <p style="text-align: center;">07</p>	
<p style="text-align: center;">Drawing Number</p> <p style="text-align: center;">004</p>	
<p style="text-align: center;">Author</p> <p style="text-align: center;">Albert R.</p>	

## 4.2. Diseño básico

### 4.2.1. Diseño de tuberías

#### 4.2.1.1. Validación de tuberías actuales

Por tal de comprobar si es necesario reemplazar alguna línea existente debido al aumento de carga se validan éstas con los nuevos caudales. Las líneas se reemplazarán si las velocidades sobrepasan los límites estipulados para líquidos y gases, mostrados en la tabla 4.2.1. La metodología de cálculo es mostrada en el anexo C.1.1.

Tabla 4.2.1. Límites de velocidad para flujo interno en tuberías.

Fluido	Máxima (m/s)	Normal (m/s)	Mínima (m/s)
Líquido	4,5	2,0	1,0
Gas	40	20	4,5

Las condiciones previas se muestran en la tabla 4.2.2.

Tabla 4.2.2. Condiciones de las tuberías previas al *revamping*.

Línea	Fluido	OD (mm)	Espesor (mm)	Q (m3/h)	v (m/s)
XO-53-6"(3P1)ST	Crudo	168,3	7,11	412	6,1
XO-74-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	137	4,6
XO-77-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	137	4,6
XO-80-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	137	4,6
AO-25-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	142	2,1
AO-24-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	142	2,1
AO-23-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	142	2,1
XE-2-8"(1S1)H	Vapor	219,1	8,18	1964	17
XSS-3-8"(1S1)H	Vapor	219,1	8,18	2634	23
XE-4-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	982	15
XE-5-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	982	15
XSS-6-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1317	20
XSS-7-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1317	20
XO-1-33"(1A1)	Aire	840	6	18662	9,5
XO-2-33"(1A1)	Aire	840	6	18662	9,5
XO-3-33"(1A1)	Aire	840	6	18662	9,5
AO-4-33"(1A1)	Aire	840	6	23283	12
AO-6-22"(1A1)	Aire	540	6	4657	5,8
AO-5-40"(1A1)	Aire	990	6	18626	6,8
XO-1-78"(1H1)	Humos	2005	6	62477	5,5
XO-2-44"(1H1)	Humos	1125	6	62477	18
XO-3-76"(1H1)	Humos	1902	6	30550	3,0
XO-4-74"(1H1)	Humos	1879	6	30550	3,1

En líneas de crudo, al ser flujo bifásico, no existen límites de velocidad establecidos para su comparación, por ello se cambiarán las líneas donde la velocidad aumente drásticamente para adaptarlas a las velocidades previas al *revamping*.

En la tabla 4.2.3 se muestran las velocidades obtenidas con la nueva carga de la unidad.

Tabla 4.2.3. Condiciones de las tuberías aumentando la carga un 30%.

Línea	Fluido	OD (mm)	Espesor (mm)	Q (m3/h)	v (m/s)
XO-53-6"(3P1)ST	Crudo	168,3	7,11	535	7,98
XO-74-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	178	6,04
XO-77-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	178	6,04
XO-80-4"(3P1)ST	Crudo	114,3	6,02	178	6,04
AO-25-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	185	2,76
AO-24-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	185	2,76
AO-23-6"(3P1)	Crudo	168,3	7,11	185	2,76
XE-2-8"(1S1)H	Vapor	219,1	8,18	2554	21,97
XSS-3-8"(1S1)H	Vapor	219,1	8,18	3424	29,5
XE-4-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1277	19,0
XE-5-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1277	19,0
XSS-6-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1712	25,5
XSS-7-6"(3S1)	Vapor	168,3	7,11	1712	25,5
XO-1-33"(1A1)	Aire	840	6	24260	12,3
XO-2-33"(1A1)	Aire	840	6	24260	12,3
XO-3-33"(1A1)	Aire	840	6	24260	12,3
AO-4-33"(1A1)	Aire	840	6	30268	15,4
AO-6-22"(1A1)	Aire	540	6	6054	7,51
AO-5-40"(1A1)	Aire	990	6	24214	8,84
XO-1-78"(1H1)	Humos	2005	6	81220	7,19
XO-2-44"(1H1)	Humos	1125	6	81220	22,9
XO-3-76"(1H1)	Humos	1902	6	39715	3,89
XO-4-74"(1H1)	Humos	1879	6	39715	4,00

Los cálculos realizados resultan en un aumento de las velocidades de las líneas XO correspondientes al colector y a las entradas de crudo al B-201. Al encontrarse cercanas a los límites de velocidad y ser un flujo bifásico, se decide reemplazarlas por líneas de mayor tamaño para evitar velocidades elevadas en picos de carga, así como erosión en las tuberías. Las líneas de vapor y aire presentan velocidades dentro de los límites y no se considera su reemplazo.

#### **4.2.1.2. Diseño de las nuevas tuberías de crudo**

Se decide reemplazar la línea XO-53-6"(3P1)ST por una de 8" y las líneas XO74/77/80-4"(3P1) de 4" por tuberías de 5", las dos de acero al carbono A-106 Gr.B, utilizado actualmente.

La normativa de diseño de tuberías de ASESА determina que para diámetros nominales mayores a 8” el espesor de la tubería ha de ser calculado y se especifica, además, que las tuberías de crudo han de tener una presión nominal de 300 lb. Por ello se procede a realizar el cálculo del espesor requerido y comprobar, además, el espesor de las tuberías de 5”. Para ver la metodología de cálculo dirigirse al anexo C.1.

Los datos de diseño según la norma ASME B31.1 se muestran en la tabla 4.2.4.

Tabla 4.2.4. Datos de diseño de las tuberías según la norma ASME B31.1.

<b>Parámetro de diseño</b>	<b>Valor</b>
P nominal (lb)	300
T diseño (°C)	399
P diseño (kg/cm <sup>2</sup> )	35,5
Tensión admisible (kg/cm <sup>2</sup> )	1055
Eficiencia de la soldadura	1
Factor y	0,4

Con ello, los resultados obtenidos para el colector de 8” se muestran en la tabla 4.2.5.

Tabla 4.2.5. Resultados obtenidos para el colector de 8”.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Espesor mínimo (mm)	3,64
Corrosión admisible (mm)	1,00
Tolerancia del material (mm)	1,00
Margen de adelgazamiento (mm)	0,00
Espesor ordenado (mm)	5,64
Espesor normalizado (mm)	8,18

Los resultados para los ramales de 5” se muestran en la tabla 4.2.6.

Tabla 4.2.6. Resultados obtenidos para los ramales de 5”.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Espesor mínimo (mm)	2,35
Corrosión admisible (mm)	1,00
Tolerancia del material (mm)	1,00
Margen de adelgazamiento (mm)	0,00
Espesor ordenado (mm)	4,35
Espesor normalizado (mm)	6,55

Como se observa en las tablas 4.2.5 y 4.2.6, en los dos casos el espesor normalizado perteneciente a una tubería de Sch 40 es mayor que el espesor calculado teniendo en cuenta la corrosión admisible y la tolerancia del material.

La presión máxima permitida (MAWP) y la presión de prueba hidráulica se muestran en la tabla 4.2.7.

Tabla 4.2.7. Presión máxima permitida y presión de prueba de las tuberías.

Parámetro	Valor
MAWP (kg/cm <sup>2</sup> )	35,5
Presión de prueba hidráulica (kg/cm <sup>2</sup> )	46,2

#### 4.2.1.3. Validación de las nuevas tuberías

Los resultados obtenidos para las nuevas líneas de crudo se muestran en la tabla 4.2.8.

Tabla 4.2.8. Resultados del dimensionado de las nuevas líneas de crudo.

Línea	Fluido	OD (mm)	Espesor (mm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	v (m/s)
XO-53-8"(3P1)ST	Crudo	219,1	8,18	535	4,61
XO-74-5"(3P1)ST	Crudo	141,3	6,55	178	3,84
XO-77-5"(3P1)ST	Crudo	141,3	6,55	178	3,84
XO-80-5"(3P1)ST	Crudo	141,3	6,55	178	3,84

Con el reemplazo de las tuberías se consigue moderar la velocidad de paso del crudo hacia el B-301. Estas velocidades evitan que se produzca una erosión moderada en las líneas debido a la presencia de un flujo bifásico a alta velocidad.

El análisis de la pérdida de carga en las tuberías se muestra en la tabla 4.2.9.

Tabla 4.2.9. Pérdida de carga en las líneas de 8" y 5" propuestas.

DN	v (m/s)	Re	e (mm)	f	L (m)	h <sub>f</sub> fricción (m)	h <sub>acc.</sub> (m)	H (m)	dP (kg/cm <sup>2</sup> )
8	4,61	581423	0,26	0,021	25	2,84	1,08	5,00	0,50
5	3,84	306494	0,26	0,024	30	4,21	1,13	6,09	0,61

#### 4.2.1.4. Uniones entre tuberías, instrumentación y rating de las bridas

Las uniones entre el colector y los diferentes ramales se realizan según las directrices presentadas por ASES. En la figura 4.2.1 se muestra el diagrama de uniones según el tamaño de la tubería.

		RAMAL															
		3/4"	1"	1 1/2"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"			
COLECTOR	3/4"	T															
	1"	T	T														
	1 1/2"	T	T	T													
	2"	SK	SK	SK	T												
	3"	SK	SK	SK	W	T											
	4"	SK	SK	SK	W	W	T										
	6"	SK	SK	SK	W	W	W	T									
	8"	SK	SK	SK	W	W	W	W	T								
	10"	SK	SK	SK	W	W	W	W	W	T							
	12"	SK	SK	SK	W	W	W	W	W	W	T						
	14"	SK	SK	SK	W	W	W	W	W	W	W	T					
	16"	SK	SK	SK	W	W	W	W	W	W	W	W	T				
18"	SK	SK	SK	W	W	W	W	W	W	W	W	W	W	T			

Figura 4.2.1. Tipos de uniones según tamaños de colector y ramales. SK: Sockolet ®; W: Weldolet ®; T: Te de igual tamaño.

Para un colector de 8" y un ramal de 5" no se dispone de información, pero se considera el uso de la unión Weldolet® debido a encontrarse entre 4" y 6", donde este tipo de unión es utilizada. El esquema de la unión se muestra en la figura 4.2.2.

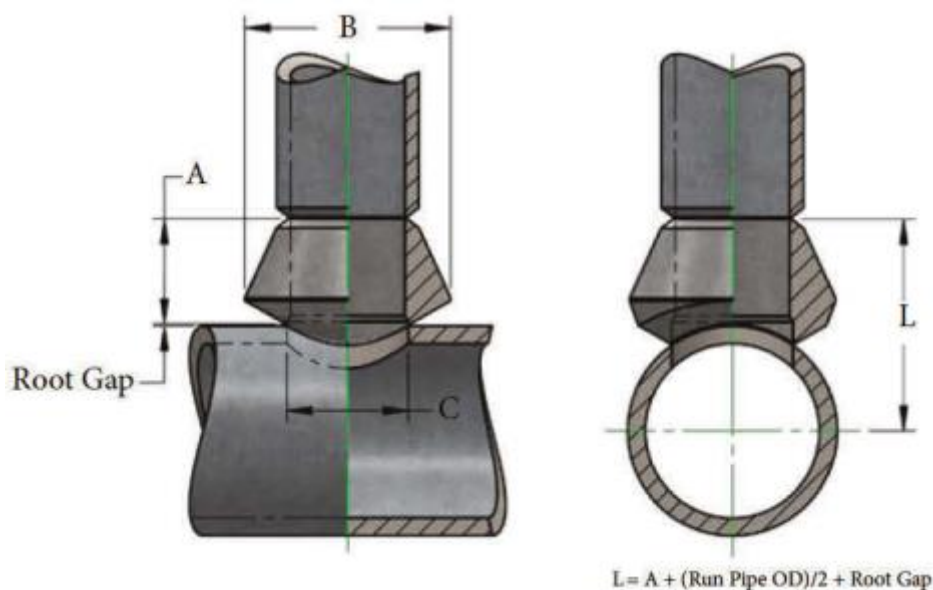


Figura 4.2.2. Esquema de una unión Weldolet®.

Las dimensiones de las uniones utilizadas para conectar los ramales de 5" al colector de 8" se muestran en la tabla 4.2.10.

Tabla 4.2.10. Dimensiones de la unión Weldolet® [4].

Dimensión	Valor (mm)
A	57,14
B	179,4
C	141,3

Para las uniones bridadas, el manual de especificación de tuberías y accesorios de la empresa especifica el uso de bridas de 300 lb. Por ello se mantienen las bridas actuales en el intercambiador B-301 añadiendo reductores de 6"x5".

Debido a disponer de un sistema de control de caudal de crudo en las tuberías actuales, se decide mantener la instrumentación actual añadiendo reductores de 5"x4" para adaptarlos a las nuevas tuberías.

#### 4.2.1.5. Cálculo del aislamiento térmico de las tuberías

A consecuencia de la necesidad de cambio del actual colector de 6" a uno de 8" y el cambio de las líneas de alimentación de crudo, en el equipo 07-B-301, de 4" a líneas de 5", se realiza, también, el cálculo del aislante para evitar pérdidas de calor a lo largo de la tubería.

Se debe tener en cuenta que el espacio por donde se sitúan dichas líneas no es limitado, por lo que el espesor como variable para escoger el aislante no es un requisito que considerar. En este caso se hace uso de lana de roca de la empresa *Rockwool*, en concreto, la “Manta armada 159”.

En la tabla 4.2.11 se muestran las propiedades principales de la Manta armada 159 [5].

Tabla 4.2.11. Principales propiedades del aislante.

Propiedades del aislante	Valor	Estándar/Normativa
Temperatura máxima en continuo (°C)	680	UNE-EN 12667
Temperatura máxima en punta (°C)	750	ASTM C411
Densidad nominal (kg/m <sup>3</sup> )	100	-
Conductividad térmica (W/mK)	f(T <sub>máx.</sub> )	UNE-EN 12667
Calor específico (kJ/kg a 20 °C)	0.84	-
Resistencia al paso del vapor de agua (μ)	± 1,3	-
Absorción al vapor de agua (% de su volumen)	0,02	ASTM C1104 / C1104M
Reacción al fuego (Euroclase)	A1 (incombustible)	DIN 4102-1
Concentración de cloruros (mg/kg)	< 10 (AS)	

\*AS: Permite su uso sobre superficies de acero inoxidable.

Una vez escogido el aislamiento se prosigue en el cálculo de espesores necesarios de este como medida de seguridad. La metodología de cálculo se muestra en el anexo C.21.2.

A continuación, se presenta la figura 4.2.3, donde se ve representada la estructura de las capas que forman dicho sistema, aire atmosférico/aislante/tubería/fluido, y la nomenclatura que seguirán las dimensiones.

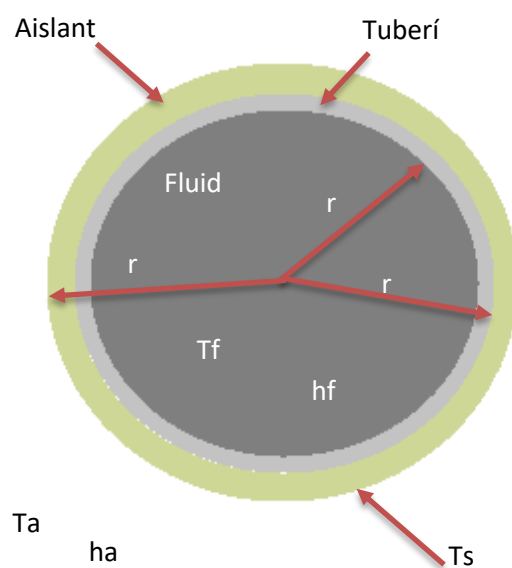


Figura 4.2.3. Esquema de la tubería con el aislante.

Como normativa la temperatura máxima aceptada en la pared externa de un equipo, que estar en contacto directo con un operario es de 60 °C [6]. A partir de esta premisa se ha realizado un estudio para saber el grosor mínimo necesario de aislante en estas tuberías.

En primer lugar, se tiene que obtener la información requerida para el cálculo del grosor necesario de lana de roca. A continuación, se observa la tabla 4.2.12 donde se mencionan las variables importantes a tener en cuenta.

Tabla 4.2.12. Variables influyentes en el espesor del aislante.

<b>Variables</b>	<b>Valor</b>
Temperatura del fluido (°C)	270
Temperatura ambiental (°C)	40
Temperatura en la pared externa del aislante (°C)	60
Conductividad térmica del acero (W/m×K)	54
Conductividad térmica de la lana de roca (W/m×K)	0,07

Cabe destacar que las temperaturas son determinadas para la situación más extrema.

A continuación, se muestran los espesores necesarios para dichas tuberías. Se ha tenido en cuenta que dichas tuberías tienen tanto posicionamientos verticales como horizontales, factor que influye en la necesidad de aislante. Seguidamente, en la tabla 4.2.13. se puede observar los resultados.

Tabla 4.2.13. Espesor necesario del aislante.

<b>Variables</b>	<b>Valor</b>	
Disposición de la tubería	Horizontal	
Diámetro (in)	8	5
Espesor de la tubería (mm)	8,18	6,55
Espesor necesario de aislante (mm)	92	85
Disposición de la tubería	Vertical	
Diámetro (in)	8	5
Espesor de la tubería (mm)	8,18	6,55
Espesor necesario de aislante (mm)	81	75

Para que se pueda realizar un aislamiento fácil, correcto y seguro, se asume como espesor de aislante necesario el espesor máximo obtenido entre las zonas verticales y horizontales.

Una vez obtenido los resultados del grosor necesario se normalizan las dimensiones de la manta armada. En la tabla 4.2.14, se muestran los datos de facilitados por el proveedor de lana de roca.

Tabla 4.2.14. Datos sobre la Manta Armada 159 de Rockwool [7].

<b>Dimensiones</b> <b>L × l × e (cm)</b>	<b>m<sup>2</sup>/Paquete</b>	<b>Euros / m<sup>2</sup></b>
240 × 100 × 10	2,4	20,00

Una vez obtenidos los valores de espesores necesarios y observando los espesores normalizados de la empresa, se decide que el más adecuado es el de 10 cm de grosor. De este se requerirán paquetes de 2,4 m<sup>2</sup>, a 20 € el m<sup>2</sup>.

En la tabla 4.2.15 se muestra la necesidad de lana de roca según el área de tubería que se tiene que calorifugar.

Tabla 4.2.15. Paquetes de lana de roca necesarios.

<b>Parámetro</b>	<b>8"</b>	<b>5"</b>
Líneas totales	1	3
Paquetes por línea	8	6
Paquetes totales según tipo de línea	8	18
Paquetes totales necesarios		26
Superficie total necesaria (m <sup>2</sup> )		62
Superficie total comprada (m <sup>2</sup> )		86

Se debe tener en cuenta que el proveedor tiene como requisito de compra realizar un pedido mínimo de palets pares, por lo que el área comprada es la de dos palets.

## 4.2.2. Diseño de equipos

### 4.2.2.1. Diseño de los pasos de crudo del B-301

#### 4.2.2.1.1. Consideraciones generales

El intercambiador de crudo se ha de validar en base a los datos de diseño y operación previos al *revamping* de la unidad y se ha de encontrar un modelo que defina las condiciones actuales para conocer, posteriormente, el comportamiento de éste con un aumento de la carga. Éste ha de ser validado en conjunto con el intercambiador de vapor debido a que los tubos se encuentran intercalados en el B-301.

El equipo es de flujo cruzado de tipo mezclado en el lado del crudo y no mezclado en el lado de los humos, es decir, el crudo sólo puede moverse linealmente dentro de la tubería (aunque exista una pequeña parte de flujo transversal en el tubo que es despreciable), mientras que los humos pueden moverse lineal y transversalmente a lo largo del haz tubular. Cuenta con un haz tubular de tres tubos que realiza pasos ascendentes y se encuentra con los humos que circulan de forma descendente y, entre medio, se encuentra el haz tubular de vapor sobrecalentado. En el intercambiador pueden encontrarse tres secciones bien diferenciadas entre ellas:

- Primera sección: haz tubular de entrada al B-301. Se encuentra antes de la sección de vapor y está pitoneada.
- Segunda sección: haz tubular entre la sección primera y el haz tubular de vapor. También se encuentra pitoneada.
- Tercera sección: haz tubular que va desde la segunda sección a la tercera sección. Los tubos actuales no se encuentran pitoneados.

En la figura 4.2.4 se muestra un esquema del intercambiador.

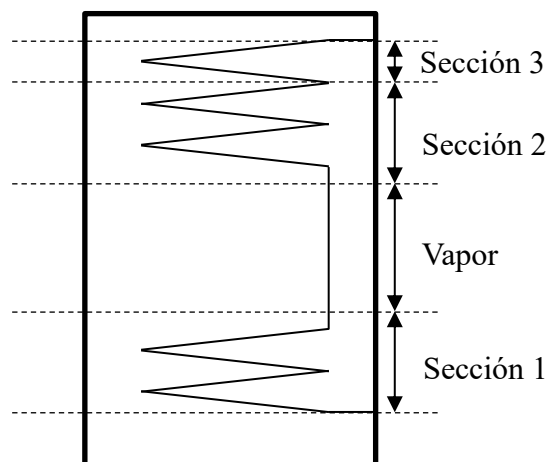


Figura 4.2.4. Esquema del intercambiador de crudo del B-301.

Como se comenta anteriormente, el equipo presenta una entrada de aire que se está detectando en los analizadores de oxígeno de la chimenea. En este caso, la validación de los intercambiadores es vital para conocer la localización de la o las entradas de aire. Si se validan

los datos de operación actuales con el caudal teórico de humos sin modificar el porcentaje de oxígeno detectado, se podrá estimar de forma acertada que la entrada de aire no se produce en el B-301 y que se produce después del transmisor de temperatura entre el B-301 y el C-340.

La metodología de cálculo se explica en el anexo C.2.1.

#### 4.2.2.1.2. Validación del diseño actual

Los datos de diseño actuales del intercambiador se muestran en la tabla 4.2.16.

Tabla 4.2.16. Datos de diseño anterior al *revamping*.

<b>Dato de diseño</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de crudo (t/h)	213
Temperatura de entrada de crudo (°C)	256
Temperatura de salida de crudo (°C)	279
Presión de entrada de crudo (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	8,4
Caudal másico de humos (t/h)	26,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	816
Temperatura de salida de humos (°C)	410
Presión de entrada de humos (mm c.a)	-6

El intercambiador cuenta con tres secciones de tubos diferenciadas, dos secciones de 18 tubos de 6" pitoneados y una última de 12 tubos de 6" sin pitonear. La geometría del intercambiador, así como los datos de las secciones pitoneadas se muestran en la tabla 4.2.17.

Tabla 4.2.17. Geometría del intercambiador de crudo.

<b>Dato geométrico</b>	<b>Sección 1 y 2</b>	<b>Sección 3</b>
Longitud efectiva tubo (mm)	5634	5634
Diámetro exterior (mm)	168,3	168,3
Grosor (mm)	7,11	7,11
Número de tubos	18	12
Aletas por plano	24	n.a
Número de planos por tubo	334	n.a
Longitud de la aleta (mm)	42	n.a
Diámetro de la aleta (mm)	12,7	n.a
Área pitoneada (m <sup>2</sup> )	260	n.a
Área sin pitonear (m <sup>2</sup> )	3,18	35,8
Área total (m <sup>2</sup> )	263	35,8

Para validar el equipo es necesario conocer un valor del coeficiente global de transferencia de referencia y para ello se utilizan dos métodos diferentes; el método de la temperatura logarítmica media (LMTD) [8] a partir de datos de diseño e históricos, y el método de eficiencia-NTU [9] a partir del cálculo del calor teórico transferido partiendo, también, de los datos de diseño previos al *revamping* y de los datos históricos de temperaturas y caudales.

Los valores del coeficiente global de transferencia en referencia al área externa del equipo se muestran en la tabla 4.2.18.

Tabla 4.2.18. Coeficiente global de transferencia de calor estimado por los dos métodos.

Variable	LMTD	$\epsilon$ -NTU
U (W/m <sup>2</sup> °C)	26,3	22,3
UA (W/°C)	13017	11032

A priori, los valores obtenidos difieren el uno del otro y se estima que el obtenido por el método de la eficiencia NTU es más preciso debido a que el LMTD se basa en una diferencia de temperaturas que es difícil estimar al encontrarse la sección de vapor y la de crudo juntas.

Se procede al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a partir de los coeficientes de transferencia de calor del lado del crudo (interior de los tubos) y del lado humos (exterior en contacto con la superficie extendida). Los datos para el lado crudo a partir de la correlación de Dittus & Boelter [10] se muestran en la tabla 4.2.19.

Tabla 4.2.19. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interior.

Dato	Valor
v (m/s)	2,47
Re	167743
Pr	26,70
Nu	1294
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	854

En el lado humos, debido a la complejidad para encontrar una correlación que se ajuste al modelo, se utilizan tres correlaciones diferentes; *pin-finned tubes* [11], Kreith [12] y Zukauskas [13]. Los resultados de las cuales se muestran en la tabla 4.2.20.

Tabla 4.2.20. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior.

Dato	<i>Pin-finned tubes</i>	Kreith	Zukauskas
v <sub>media</sub> (m/s)	3,88	3,88	3,88
v <sub>max</sub> (m/s)	8,67	8,67	8,67
Long. caract. (mm)	19,95	168,3	264
Re	1866	15730	11440
Pr	0,73	0,73	0,73
Nu	25,7	70,1	79,8
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	80,1	25,9	18,8

Como se observa en la tabla anterior, los coeficientes de transferencia de calor en el lado humos presentan resultados variables siendo las correlaciones de Kreith y Zukauskas las que presentan resultados parecidos, mientras que la correlación para *pin-finned tubes* que propone Kuppan da resultados muy diferentes. Para conocer cuál se adapta más al sistema se calcula el coeficiente global de transferencia de calor y se compara con los obtenidos anteriormente.

Estos resultados se muestran en la tabla 4.2.21.

Tabla 4.2.21. Resultados obtenidos en el cálculo del coeficiente global de transferencia.

<b>Dato</b>	<b><i>Pin-finned tubes</i></b>	<b>Kreith</b>	<b>Zukauskas</b>
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	854	854	854
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	80,1	25,9	18,8
η <sub>aleta</sub>	0,70	0,87	0,90
A <sub>transf</sub> (m <sup>2</sup> )	404	494	511
U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	57,8	23,1	17,2
U <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	54,7	22,6	16,9
UA (W/°C)	23234	11175	8595

Como se muestra en la tabla, la correlación de Kreith es la que mejor predice el coeficiente global de transferencia basándose en los calculados con anterioridad a partir de los datos de diseño. Como se esperaba, se concluye que el coeficiente predicho por el método de la eficiencia NTU también es el que más se ajusta al modelo y el que se usará para validar los cálculos.

Para comprobar que el modelo es correcto, se calculan las temperaturas de salida y se comparan con las temperaturas del diseño previo al *revamping*. Los resultados se presentan en la tabla 4.2.22.

Tabla 4.2.22. Datos para la validación del modelo.

<b>Dato de diseño</b>	<b>Diseño</b>	<b>Diseño calculado</b>
Temperatura de salida de crudo (°C)	279	280
Temperatura de salida de humos (°C)	410	396
dP crudo (kg/cm <sup>2</sup> )	n.d	0,2

Como se observa en la tabla anterior el modelo presenta un error en la predicción de las temperaturas de salida tanto del crudo como de los humos, encontrándose un mayor error en la predicción de estos últimos. Se considera que los errores son asumibles y por ello se concluye que el modelo es válido para la realización de los cálculos posteriores.

#### 4.2.2.1.3. Validación de la operación actual

Uno de los puntos clave si se quiere mantener el equipo actual es conocer dónde se producen las entradas de aire para su posterior reparación. Aunque se ha encontrado que el modelo presentado tiene un error, éste es lo suficientemente pequeño como para que, si con los cálculos realizados se valida la operación actual, pueda considerarse que la entrada de aire está después del sensor de temperatura de salida de humos del B-301. Por ello se procede a la evaluación de las condiciones de operación actuales a partir de los datos históricos proporcionados por la empresa. Para procesar los datos se realiza una media de los diferentes puntos que se tienen descartando puntos provenientes de paradas o que puedan ser erróneos para el cálculo y no representen la operación real.

La media de los datos históricos de operación se muestra en la tabla 4.2.23.

Tabla 4.2.23. Datos históricos medios de operación del B-301.

<b>Dato de operación</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de crudo (t/h)	189
Temperatura de entrada de crudo (°C)	264
Temperatura de salida de crudo (°C)	277
Presión de entrada de crudo (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	8,4
Caudal másico de humos (t/h)	23,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	598
Temperatura de salida de humos (°C)	353
Presión de entrada de humos (mm c.a)	-3

En el momento de la realización del proyecto no se dispone de los datos históricos de la temperatura de salida de humos del B-301 debido a un error en el sistema de control, por lo que la temperatura se estima a partir del calor transferido al crudo y vapor. Los resultados obtenidos en la estimación del coeficiente global por los dos métodos se muestran en la tabla 4.2.24.

Tabla 4.2.24. Datos del coeficiente global de transferencia de calor estimado por los dos métodos.

<b>Variable</b>	<b>LMTD</b>	<b><math>\epsilon</math>-NTU</b>
U (W/m <sup>2</sup> °C)	19,0	19,5
UA (W/°C)	9571	9805

En este caso se puede ver que el error que presenta la estimación del UA por los dos métodos es menor debido a tener caracterizados todos los corrientes del equipo. El coeficiente global predicho por NTU sigue estimándose de manera correcta.

Los resultados del cálculo del coeficiente global de transferencia a partir de las correlaciones validadas anteriormente se muestran en la tabla 4.2.25.

Tabla 4.2.25. Coeficiente global de transferencia de calor para la operación actual.

<b>Dato</b>	<b>Kreith</b>
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	781
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	21,9
$\eta_{aleta}$	0,89
A <sub>transf</sub> (m <sup>2</sup> )	503
U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	19,7
U <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	19,4
UA (W/°C)	9758

La tabla 4.2.25 muestra como el coeficiente calculado mediante las correlaciones se ajusta al predicho por los métodos anteriores y con ello se considera que el modelo presentado es válido para predecir los resultados con un aumento de carga.

La operación actual se valida haciendo el cálculo por secciones y obteniendo las temperaturas intermedias mediante el método de eficiencia NTU. Los resultados por sección se muestran en la tabla 4.2.26.

Tabla 4.2.26. Temperaturas calculadas por sección en el intercambiador de crudo.

Dato	Sección 1	Sección 2	Sección 3
T <sub>i</sub> crudo (°C)	264	268	275
T <sub>i</sub> humos (°C)	408	565	598
U (W/m <sup>2</sup> °C)	19,4	19,4	19,4
A (m <sup>2</sup> )	234	234	35,8
UA (W/°C)	4540	4540	695
ε-NTU	0,44	0,44	0,10
NTU	0,56	0,56	0,09
Q (kW)	519	1070	267
T <sub>out</sub> crudo (°C)	268	275	277
T <sub>out</sub> humos (°C)	345	434	565

El perfil de temperaturas a lo largo del B-201 se muestra en la figura 4.2.5, donde cada punto representa una sección encontrando entre medio de la sección 1 y 2 la sección de vapor, que presenta un perfil de temperatura más lineal.

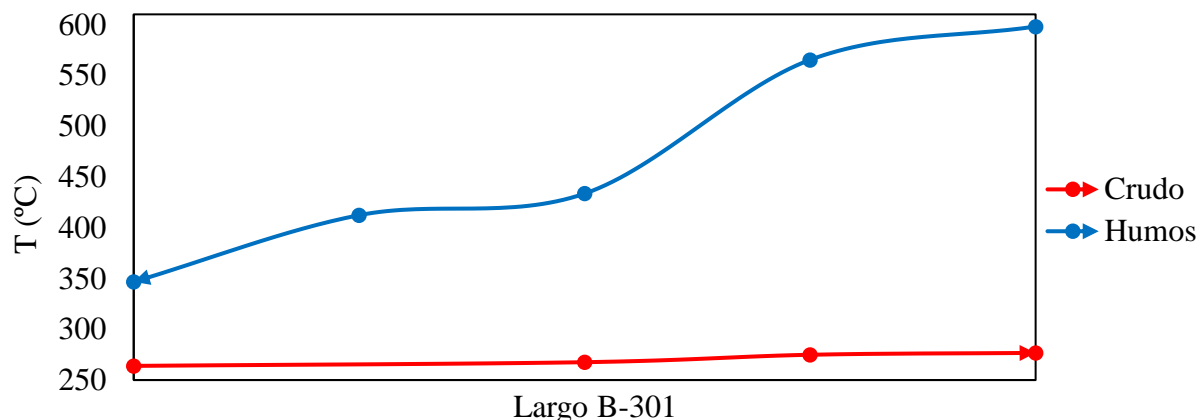


Figura 4.2.5. Perfil de temperaturas de crudo y humos a lo largo del 3-201 en la operación actual.

Finalmente, la comparativa entre los datos de operación a partir de los datos históricos y los calculados se muestra en la tabla 4.2.27.

Tabla 4.2.27. Comparativa entre los datos de operación a partir de históricos y calculados.

Dato	Dat. Históricos	Modelo	Error (%)
Temperatura de entrada de crudo (°C)	264	264	-
Temperatura de salida de crudo (°C)	277	277	0%
Temperatura de entrada de humos (°C)	598	598	-
Temperatura de salida de humos (°C)	353	345	3%
dP crudo (kg/cm <sup>2</sup> )	n.d	0,2	-

#### 4.2.2.1.4. *Validación de las nuevas condiciones de operación*

Se procede a utilizar el modelo encontrado para comprobar si el equipo actual soporta la nueva carga a la que se va a someter a la refinería. Los datos de operación se muestran en la tabla 4.2.28 y corresponden a un 30% de la operación nominal manteniendo el equipo que opera actualmente.

Tabla 4.2.28. Condiciones de operación nominales.

<b>Dato de operación</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de crudo (t/h)	246
Temperatura de entrada de crudo (°C)	264
Presión de entrada de crudo (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	8,4
Caudal másico de humos (t/h)	30,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	598
Presión de entrada de humos (mm c.a)	-6

Los resultados obtenidos en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se muestran en la tabla 4.2.29.

Tabla 4.2.29. Datos del coeficiente global de transferencia de calor estimado por los dos métodos para la operación nueva.

<b>Variable</b>	<b>LMTD</b>	<b><math>\epsilon</math>-NTU</b>
U (W/m <sup>2</sup> °C)	24,6	23,1
UA (W/°C)	12146	11413

Los datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se muestran en la tabla 4.2.30.

Tabla 4.2.30. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para la nueva operación.

<b>Dato</b>	<b>Kreith</b>
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	963
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	26,0
$\eta_{\text{aleta}}$	0,87
A <sub>transf</sub> (m <sup>2</sup> )	494
U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	23,5
U <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	23,0
UA (W/°C)	11362

Como se observa en las tablas 4.2.29 y 4.2.30, el modelo sigue adaptándose de forma acertada a lo estimado. El UA calculado a partir de las correlaciones está muy cercano al UA predicho por anteriormente y se procede a calcular las temperaturas de salida de crudo y humos en cada sección. Éstas se muestran en la tabla 4.2.31.

Tabla 4.2.31. Temperaturas por sección en el intercambiador de crudo para la nueva operación.

<b>Dato</b>	<b>Sección 1</b>	<b>Sección 2</b>	<b>Sección 3</b>
T <sub>i</sub> crudo (°C)	264	268	274
T <sub>i</sub> humos (°C)	420	567	598
U (W/m <sup>2</sup> °C)	23,0	23,0	23,0
A (m <sup>2</sup> )	229	229	35,8
UA (W/°C)	5267	5267	823
ε-NTU	0,41	0,41	0,09
NTU	0,50	0,50	0,08
Q (kW)	672	1294	324
T <sub>out</sub> crudo (°C)	268	274	276
T <sub>out</sub> humos (°C)	356	445	567

A partir de los datos obtenidos, se puede concluir que el equipo operaría correctamente con las nuevas condiciones, obteniendo 1 °C menos en la salida de crudo en carga nominal. La pérdida de carga calculada para el lado del crudo es de 0,3 kg/cm<sup>2</sup> y se considera que no es determinante en la nueva operación. Debido al gasto anual adicional, se decide modificar el equipo y evaluar si la modificación es viable económicamente.

#### 4.2.2.1.5. Propuesta de mejora del intercambiador de crudo del B-301

La última sección de crudo no está pitoneada debido a la operación antigua del equipo, reduciendo el máximo calor transferible en el intercambiador. Por ello se propone pitonear los 12 tubos lisos de la misma forma que las secciones anteriores. Además, el intercambiador estaba diseñado para una temperatura de humos de 816 °C debido a la utilización del fuel oil obsoleto, y se decide adaptar el diseño a la temperatura actual de humos, así como para un 30% del caudal de crudo del diseño anterior. Los datos de diseño se muestran en la tabla 4.2.32.

Tabla 4.2.32. Nuevos datos de diseño del intercambiador de crudo del B-301.

<b>Dato de diseño</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de crudo (t/h)	277
Temperatura de entrada de crudo (°C)	259
Temperatura de salida de crudo (°C)	273
Presión de entrada de crudo (kg/cm <sup>2</sup> <sub>g</sub> )	8,4
Caudal másico de humos (t/h)	34,4
Temperatura de entrada de humos (°C)	650
Temperatura de salida de humos (°C)	352
Presión de entrada de humos (mm c.a)	-6

El nuevo diseño aumenta el área de transferencia en la última sección de crudo lo que hace que la transferencia de calor sea mayor obteniendo mejores resultados en la temperatura de salida de crudo. Los datos geométricos de la nueva sección frente a la anterior se muestran en la tabla 4.2.33.

Tabla 4.2.33. Datos geométricos de la sección anterior y la nueva sección propuesta.

<b>Dato geométrico</b>	<b>Sección 3 anterior</b>	<b>Sección 3 propuesta</b>
Longitud efectiva tubo (mm)	5634	5634
Diámetro exterior (mm)	168,3	168,3
Grosor (mm)	7,11	7,11
Número de tubos	12	12
Aletas por plano	n.a	24
Número de planos por tubo	n.a	334
Longitud de la aleta (mm)	n.a	42
Diámetro de la aleta (mm)	n.a	12,7
Área pitoneada (m <sup>2</sup> )	n.a	173
Área sin pitonear (m <sup>2</sup> )	35,8	2,1
Área total (m <sup>2</sup> )	35,8	175

Los resultados en el cálculo del coeficiente global de transferencia se muestran en la tabla 4.2.34.

Tabla 4.2.34. Coeficiente global de transferencia de calor con el nuevo diseño.

<b>Dato</b>	<b>Kreith</b>
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	1047
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	26,6
$\eta_{\text{aleta}}$	0,87
A <sub>transf</sub> (m <sup>2</sup> )	609
U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	23,4
U <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	22,9
UA (W/°C)	13946

Las temperaturas obtenidas con el nuevo diseño se muestran en la tabla 4.2.35.

Tabla 4.2.35. Temperaturas por sección en el nuevo diseño del intercambiador de crudo.

<b>Dato</b>	<b>Sección 1</b>	<b>Sección 2</b>	<b>Sección 3</b>
T <sub>i</sub> crudo (°C)	259	262	268
T <sub>i</sub> humos (°C)	406	547	650
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,9	22,9	22,9
A (m <sup>2</sup> )	229	229	152
UA (W/°C)	5244	5244	3481
$\epsilon$ -NTU	0,37	0,37	0,27
NTU	0,44	0,44	0,29
Q (kW)	655	1265	1241
T <sub>out</sub> crudo (°C)	262	268	273
T <sub>out</sub> humos (°C)	352	441	547

Manteniendo el equipo actual y pitoneando los tubos lisos de la última sección de crudo se observa que utilizando una temperatura de humos de 650 °C, lejos de los 850 °C existentes por diseño debido a la utilización previa del fuel oil, la temperatura de salida de crudo es de 273 °C. Teniendo en cuenta que condiciones de pico de caudal y mínimo de temperatura no se han dado en los históricos, sino que cuando se encuentra un máximo de caudal hay un máximo de temperatura, se considera que el diseño es correcto y se procede a evaluarlo en diferentes escenarios de operación. En términos de pérdida de carga, el diseño nuevo presenta una pérdida de carga de 0,3 kg/cm<sup>2</sup> en el lado del crudo que sigue considerándose aceptable.

#### 4.2.2.1.6. Comprobación del nuevo diseño con las nuevas condiciones de operación

Para conocer si el diseño propuesto cumple con las especificaciones establecidas, se procede a la comprobación del equipo con la carga aumentada de la unidad.

Los resultados obtenidos para los coeficientes de calor interior y exterior se muestran en la tabla 4.2.36.

Tabla 4.2.36. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el nuevo diseño del intercambiador de crudo para la nueva operación.

<b>Dato</b>	<b>Kreith</b>
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	963
ho (W/m <sup>2</sup> °C)	24,0
η <sub>aleta</sub>	0,88
A <sub>transf</sub> (m <sup>2</sup> )	617
U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	21,2
U <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	20,7
UA (W/°C)	12771

En la nueva operación, las temperaturas obtenidas por sección se muestran en la tabla 4.2.37.

Tabla 4.2.37. Temperaturas por sección en el nuevo diseño del intercambiador de crudo para la nueva operación.

<b>Dato</b>	<b>Sección 1</b>	<b>Sección 2</b>	<b>Sección 3</b>
T <sub>i</sub> crudo (°C)	264	267	272
T <sub>i</sub> humos (°C)	393	507	598
U (W/m <sup>2</sup> °C)	20,7	20,7	20,7
A (m <sup>2</sup> )	231	231	154
UA (W/°C)	4782	4782	3188
ε-NTU	0,38	0,38	0,28
NTU	0,45	0,45	0,30
Q (kW)	520	968	963
T <sub>out</sub> crudo (°C)	267	272	277
T <sub>out</sub> humos (°C)	344	415	507

El diseño nuevo reporta una mayor eficiencia NTU de la sección 3 operando en condiciones nominales, obteniendo un 28% frente al 9% obtenido sin la modificación. Gracias a esto, se consigue obtener el crudo 1 °C más caliente, evitando el coste adicional que comportaba operar el equipo sin modificar, así como ahorrando anualmente cerca de 50 mil € en consumo de combustible.

#### 4.2.2.1.7. Comprobación del intercambiador en carga máxima y mínima

Conociendo que el diseño responde bien en carga nominal se procede a evaluar el diseño en los escenarios de carga máxima y mínima definidos en las bases de diseño. Para ello se evalúa en estos escenarios la sección de crudo manteniendo el vapor en carga nominal y los escenarios conjuntos de crudo y vapor. Los resultados obtenidos en el *rating* de los escenarios de carga máxima y mínima de crudo se muestran en la tabla 4.2.38.

Tabla 4.2.38. Resultados obtenidos para los escenarios de carga máxima, nominal y mínima de crudo.

<b>Dato</b>	<b>Carga máxima</b>	<b>Carga mínima</b>
Caudal crudo (t/h)	338	174
T <sub>in</sub> crudo (°C)	268	229
T <sub>out</sub> crudo (°C)	282	240
dP crudo (kg/cm <sup>2</sup> )	0,5	0,2
Caudal humos (kg/h)	42,0	21,6
T <sub>in</sub> humos (°C)	629	498
T <sub>out</sub> humos (°C)	376	285
UA (W/°C)	15538	9878
Q (kW)	3485	1440

Los cálculos realizados demuestran que el intercambiador es capaz de soportar la carga nueva de la unidad dando resultados positivos en cuanto a la transferencia de calor y, por consiguiente, a las temperaturas de crudo obtenidas tanto en carga nominal, como en carga máxima y mínima. En todos los casos se obtienen altas trasferencias de calor sin importar las condiciones, consiguiendo calentar el crudo manteniendo las temperaturas de la operación actual y mejorando significativamente respecto al equipo sin la sección 3 de crudo pitoneada.

La influencia del caudal de vapor que entra al equipo no es determinante en cuanto a la temperatura de salida de crudo, pero sí lo es para la temperatura de humos. De forma general, se comprueba que a mayor calor absorbe el intercambiador de vapor, más fríos se obtienen los humos, pero el impacto es de pocas décimas en el corriente de crudo. Esto queda detallado en el apartado del diseño del intercambiador de vapor.

Se observa, también, que la pérdida de carga no es un parámetro que considerar en el diseño ya que la máxima pérdida de carga que se obtiene es de 0,5 kg/cm<sup>2</sup> y en condiciones de carga máxima. En condiciones nominales y mínimas la pérdida de carga se mantiene en valores admisibles.

#### 4.2.2.2. Diseño de los pasos de vapor del B-301

##### 4.2.2.2.1. Consideraciones generales

Esta sección del B-201 aprovecha calor de los humos de combustión provenientes de la zona de radiación de los hornos para sobrecalentar un corriente de vapor para su postrero uso en la sección de *stripping* del proceso.

Con el objetivo de poder predecir de forma fiable el comportamiento del equipo una vez se ha aumentado la carga, se busca construir un modelo validado con las condiciones actuales de diseño, que engloban las condiciones de entrada y de salida de vapor (caudal másico, presión, temperatura), y la geometría y disposición del intercambiador, todas disponibles directamente a través de la documentación de parte de ASESА, exceptuando los datos referentes a la temperatura y al caudal del corriente de humos de combustión. Dada la disposición del intercambiador, mostrada de forma esquemática en la figura 4.2.6, la temperatura de entrada de humos se verá afectada por el intercambio previo que éstos tienen con las secciones de crudo anteriores al intercambio con el vapor, con lo que se cuenta con el resultado de la simulación de la sección de crudo para modelizar la sección de vapor.

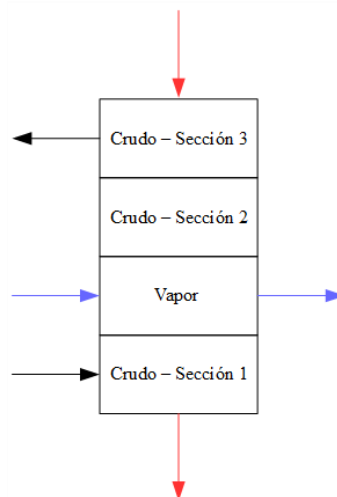


Figura 4.2.6. Disposición esquemática del intercambiador, mostrando el recorrido in/out de vapor (azul), humos (rojo) y crudo (negro).

La figura 4.2.6 también pretende mostrar la disposición en *crossflow* que tiene el intercambiador, siendo el corriente de vapor no mezclado y el corriente de humos mezclado.

En el diseño, el caudal de humos viene definido por la simulación de la sección de hornos hecha en Aspen HYSYS, que toma en cuenta el exceso de aire de combustión, así como el exceso de oxígeno en el corriente de humos saliendo del horno, ambos datos proporcionados por hojas de especificación de ASESА.

Siguiendo la validación del diseño, se procede a la validación de la operación actual, evaluada según datos históricos del proceso. Este estudio llevará a concluir si el modelo es

aceptable, contando con el error del modelo y con posibles anomalías en el proceso, como las relacionadas con la entrada de aire mencionada en el apartado 2.3. En el caso concreto de la entrada de aire, se determinará si afecta de forma notable el intercambio térmico. En caso contrario, es posible que, en la realidad, haya entradas de aire a lo largo del equipo, pero de una magnitud lo suficiente menor a la total como para que el error que conlleva el aumento de caudal y la disminución de temperatura en el lado de los humos entren en el margen de error que presente el propio modelo; es decir, si el modelo devuelve resultados aceptables, no se elimina la posibilidad de la existencia de posibles entradas de aire menores, y sigue existiendo la posibilidad de que haya una entrada de aire mayor en alguna zona del equipo, pero posterior a la sección de vapor.

Después de las comprobaciones necesarias, se usará el modelo para simular el funcionamiento del intercambiador con un 30% de carga añadida, tanto en el lado frío como el lado caliente, comprobando si la respuesta es suficientemente diferente como para que sea necesario implementar cambios en el diseño actual.

Posterior y finalmente se modelan los diseños nuevos, aumentando en un 30% los valores de carga de diseño, y se define la operación en carga nominal, carga mínima y carga máxima. Nótese que el diseño final de esta sección se simula teniendo en cuenta los cambios implementados en la sección de crudo según el apartado 4.2.2.1.5.

Para cualquier dato técnico de la sección de vapor, se puede consultar la hoja de especificación del B-301, en el apartado 4.3.4.

#### 4.2.2.2.2. *Validación del diseño actual*

Los datos del corriente de vapor de los diseños sobre los que se elabora el modelo se muestran en la tabla 4.2.39.

Tabla 4.2.39. Datos del corriente de vapor en los diseños actuales del intercambiador.

<b>Parámetro</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>
Caudal de vapor(t/h)	2,90	5,00
Temperatura de entrada de vapor (°C)	139	139
Temperatura de salida de vapor (°C)	399	337
Presión de entrada de vapor (g) (kg/cm <sup>2</sup> )	2,39	2,47
Presión de salida de vapor (g) (kg/cm <sup>2</sup> )	2,35	2,35
Caudal de humos* (t/h)	26,6	26,6
Temperatura de entrada de humos* (°C)	546	546

Los datos relacionados con los humos, señalados con (\*) no se incluyen en las hojas de especificación de este intercambiador. Como se menciona en el apartado 4.2.2.2.1, el caudal de humos se obtiene a partir de simulaciones de HYSYS, detalladas en el anexo B, y la temperatura de entrada de humos viene en función del diseño de la sección de crudo.

La sección de vapor, en lo que a equipo se refiere, está formada por dos conductos de vapor, desambiguaciones de un mismo corriente que se divide en dos partes iguales. Estos dos conductos entran a la misma altura del B-301, y siguiendo la misma disposición uno que otro, recorren el ancho del equipo a lo largo de siete pasos, siempre manteniendo dos filas de tuberías en disposición alternada en el interior de la zona de intercambio, tal y como se refleja en la figura 4.2.7. Los tubos son de acero al carbono y están dotados de superficie extendida en forma de pitones cilíndricos.

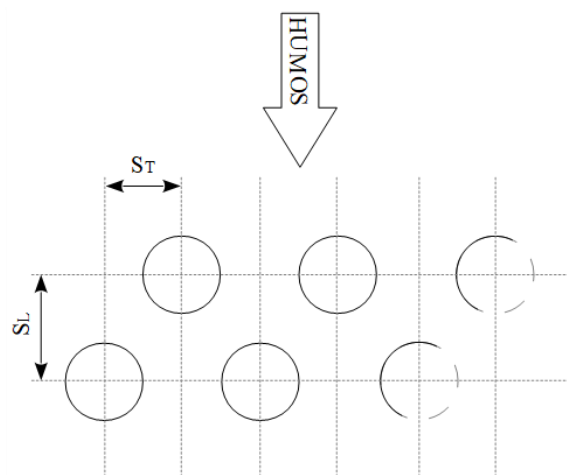


Figura 4.2.7. Disposición de tubos respecto la dirección del corriente de humos.

La tabla 4.2.40 lista los datos de geometría del intercambiador. También, los *pitch* entre tubos que se señalan en la figura 4.2.7.

Tabla 4.2.40. Datos de geometría y disposición de la sección de vapor.

Parámetro	Valor
Diámetro exterior del tubo (mm)	141,3
Grosor del tubo (mm)	6,6
Pitch horizontal ( $S_T$ ) (mm)	254
Pitch vertical ( $S_L$ ) (mm)	220
Longitud térmica de tubo (mm)	5634
Longitud real de tubo (mm)	6160
Altura de pitón (mm)	25,4
Diámetro de pitón (mm)	12,5
Pitones por plano	6
Planos por metro	63
Longitud pitoneada (mm)	5960
Número de tubos	2
Número de pasos	7
Número de filas	2

Conociendo datos de entrada y salida de vapor, se evalúa el equipo según el método Eficiencia-NTU. De esta forma, se computan variables relacionadas con la transferencia de

calor de forma preliminar a fin de tener valores con los que comparar los resultados del modelo una vez se haya construido, además de los datos en las hojas de especificación, con el fin de que se demuestre coherencia en el método de cálculo. Inicialmente, el objetivo es llegar a valores similares, admitiendo hasta un 10% de error en los resultados principales del modelo, que buscará basar su rigurosidad en correlaciones de intercambio térmico. En la tabla 4.2.41 se listan de parámetros calculados preliminarmente.

Tabla 4.2.41. Parámetros de intercambio térmico calculados preliminarmente mediante el método  $\varepsilon$ -NTU.

<b>Parámetro</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>
Energía intercambiada (kW)	419	547
Eficiencia del intercambiador (%)	63,9	48,7
Coefficiente UA (kW/°C)	1,83	2,07

Seguidamente, se construye el modelo. Durante la elaboración del mismo, se termina aplicando la correlación de Sieder-Tate para flujo interno turbulento[14] para el lado vapor y la correlación de Zukauskas para flujo en *crossflow* sobre un banco de tubos pitoneados[13] para el lado humos. Para los demás cálculos de eficiencia y temperaturas de salida, se aplica el método Eficiencia-NTU[9]. El cálculo de la pérdida de carga sólo se puede llevar a cabo de forma efectiva en el lado vapor, puesto que no se dispone de datos para el cálculo del lado humos para cada sección de la unidad, y se hace según Kuppan[15]. Para los diferentes cálculos en estos métodos, las propiedades de cada fluido se computan como función de la temperatura a través de Aspen HYSYS y Excel. Los datos y ecuaciones resultantes para la computación de las propiedades en el modelo se pueden consultar en el anexo A.3. También, se puede consultar la elaboración del modelo de forma más exhaustiva en el anexo C.2.2, donde se detallan las ecuaciones, métodos, variables y suposiciones seguidas.

En la tabla 4.2.42 se muestran los resultados principales obtenidos para ambos diseños según los métodos mencionados.

Tabla 4.2.42. Resultados principales de la modelización de los diseños.

<b>Parámetro</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	381	320
Energía intercambiada (kW)	390	501
Eficiencia del intercambiador (%)	59,5	44,6
Coefficiente UA (kW/°C)*	1,60	1,80

Para el coeficiente UA, marcado con (\*) en esta tabla, el error admitido puede superar el 10%, hasta un 20%, puesto que depende de otros resultados finales del modelo que ya cargan con cierto error como, por ejemplo, la temperatura de salida de vapor de la unidad. Esta consideración se aplica en todas las presentaciones de resultados de aquí en adelante. En la tabla 4.2.43 se listan las demás variables, consideradas como resultados secundarios, con sus respectivos valores.

Tabla 4.2.43. Resultados secundarios de la modelización de los diseños.

<b>Parámetro</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>
Coeficiente de intercambio, lado vapor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	149	226
Coeficiente de intercambio, lado humos ( $W/ m^2 \cdot ^\circ C$ )	41,7	41,6
Temperatura de salida de humos ( $^\circ C$ )	502	490
Velocidad media del vapor (m/s)	21,8	35,1
Velocidad máxima de humos (m/s)	5,27	5,23
Temperatura media de la pared ( $^\circ C$ )	322	278
Área de intercambio efectiva ( $m^2$ )	61,7	61,7
Presión de salida de vapor (g) ( $kg/cm^2$ )	2,37	2,41

El Diseño 2 presenta un valor considerablemente más alto de velocidad de vapor, incluso sobrepasando el límite de 30 m/s para gases. A este hecho se le suma una eficiencia más baja que en el Diseño 1. Pese a que se da un intercambio mayor de energía, el Diseño 2 cuenta con un caudal muy elevado de vapor que hace que la velocidad aumente; la disminución del tiempo de residencia que esto comporta lleva a un intercambio menos efectivo. Este aspecto se deberá tener en cuenta para el *revamping* aunque, como se explica en apartados posteriores, en la realidad no se somete el equipo a caudales tan grandes.

En la tabla 4.2.44 se muestra el valor de los errores de cada resultado según el valor de diseño.

Tabla 4.2.44. Error porcentual de los resultados respecto a los datos de diseño.

<b>Parámetro</b>	<b>Error en Diseño 1 (%)</b>	<b>Error en Diseño 2 (%)</b>
Temperatura de salida de vapor	4,58	4,97
Energía intercambiada	7,02	8,47
Eficiencia del intercambiador	7,02	8,47
Coeficiente UA	12,9	12,9
Pérdida de carga	46,3	50,4

Como se puede comprobar a través de la tabla, los niveles de error en la temperatura de salida de vapor, en la energía intercambiada y en la eficiencia del intercambiador son aceptables, pues se encuentran por debajo del 10%. Cabe destacar que en los parámetros de energía intercambiada y eficiencia, el error mostrado en la tabla incluye el error que conllevan los valores de las diferentes variables utilizadas en su respectivo cálculo, al igual que con el valor del coeficiente UA. Este último, pese a superar el 10% de error, se toma como válido por esta razón. Los valores de pérdida de carga presentan un mayor error relativo. No obstante, teniendo en cuenta que el intercambiador opera a presiones no muy elevadas, es de esperar que cualquier error porcentual tenga valores más elevados. Evaluando los resultados absolutos, los resultados son satisfactorios.

Vistos los resultados, queda validado el modelo según los diseños.

#### 4.2.2.2.3. *Validación de la operación actual*

Una vez modelado el intercambiador según el diseño reflejado en las hojas de especificación, se comprueba que el modelo funciona con valores reales. Estos valores de temperatura y caudal proceden de los históricos de los medidores de campo de ASES. Comprobar que los resultados del modelo son próximos a la realidad no solo validaría el modelo aplicando un segundo criterio además de los diseños, sino que también eliminaría la posibilidad de que hubiera una anomalía en el equipo que afectase de forma considerable al funcionamiento del equipo.

Como los historiales de medida de los diferentes sensores comportan muchas medidas a lo largo del tiempo, se hace un promedio de cada dato para definirlo como dato de operación nominal. En la tabla 4.2.45 se listan los datos históricos según los que se comprueba el modelo. Nótese, además, que la temperatura de salida del vapor promedio global de las temperaturas de salida de cada uno de los dos tubos de vapor, puesto que hay un sensor a la salida de cada tubo y no después de su unión. No se dispone de datos de la presión de salida de vapor.

Tabla 4.2.45. Promedios de los valores históricos de caudal y temperatura de vapor.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Caudal (t/h)	2,21
Temperatura de entrada (°C)	182
Temperatura de salida, paso 1 (°C)	340
Temperatura de salida, paso 2 (°C)	319
Temperatura de salida (°C)	329

Los datos de caudal y temperatura de entrada de los humos se obtienen de la misma forma que en la modelización del diseño: el caudal a través de la modelización de la sección de hornos en Aspen HYSYS y la temperatura después de la modelización de la sección de crudo según la operación, con sus respectivos datos históricos. En la tabla 4.2.46 se muestran los datos del corriente de humos.

Tabla 4.2.46. Caudal y temperatura de entrada del corriente de humos a la sección de vapor.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Caudal (t/h)	23,6
Temperatura de entrada (°C)	434

En la tabla 4.2.47 se muestran los cálculos preliminares según el método Eficiencia-NTU para la comprobación de coherencia del método de cálculo.

Tabla 4.2.47. Parámetros de intercambio térmico calculados preliminarmente mediante el método  $\epsilon$ -NTU.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Energía intercambiada (kW)	181
Eficiencia del intercambiador (%)	58,4
Coeficiente UA (kW/°C)	1,17

En la modelización se obtienen los resultados expuestos en la tabla 4.2.48.

Tabla 4.2.48. Resultados de la modelización de la operación actual.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	343
Energía intercambiada (kW)	198
Eficiencia del intercambiador (%)	63,8
Coficiente UA (kW/°C)	1,37
Coficiente de intercambio, lado vapor (W/m <sup>2</sup> ·°C)	121
Coficiente de intercambio, lado humos (W/m <sup>2</sup> ·°C)	36,5
Temperatura de salida de humos (°C)	408
Velocidad media del vapor (m/s)	16,7
Velocidad máxima de humos (m/s)	4,12
Temperatura media de la pared (°C)	302
Área de intercambio efectiva (m <sup>2</sup> )	62,0
Pérdida de carga del vapor (kg/cm <sup>2</sup> )	1,26E-2

En la tabla 4.2.49 se refleja el porcentaje de error de las variables de salida cuyos valores reales de operación son conocidos.

Tabla 4.2.49. Error porcentual de los resultados respecto a los datos de operación reales.

<b>Parámetro</b>	<b>Error (%)</b>
Temperatura de salida de vapor	4,08
Energía intercambiada	9,17
Eficiencia del intercambiador	9,17
Coficiente UA	17,5

En el caso de la operación, el resultado de la temperatura de salida de vapor vuelve a dar resultados satisfactorios, con un error inferior al 5%. El error de la energía transferida de los humos al vapor tiene un valor más elevado, también debido al propio error que llevan las temperaturas del vapor y los humos en su cálculo. Teniendo eso en cuenta y puesto que el error es inferior al 10%, al igual que en el caso de la eficiencia, se aceptan los resultados como válidos. El error del coeficiente UA también se encuentra dentro de los límites aceptables. Queda, pues, validado el modelo en términos de operación del equipo.

#### 4.2.2.2.4. Validación de las nuevas condiciones de operación

Antes de efectuar el *revamping* se estudia, mediante el modelo, el comportamiento del equipo ante un aumento de carga del 30% respecto la operación actual nominal. El objetivo es ver cómo afecta el aumento del caudal sin cambios en la estructura, geometría o disposición de ninguna de las secciones del equipo y ver, a través de los resultados, si es necesaria alguna modificación.

En la tabla 4.2.50 se muestran las nuevas condiciones de operación.

Tabla 4.2.50. Condiciones de operación con carga actual aumentada.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Caudal de vapor (t/h)	2,88
Temperatura de entrada de vapor (°C)	182
Temperatura de salida (°C)	329
Caudal de humos (t/h)	30,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	445

Nótese que la temperatura de entrada de humos no es la misma debido a que procede de la zona de crudo, que está simulada también en condiciones de carga aumentada sin modificaciones en el equipo. Este aumento de carga hace que la sección de crudo absorba menos calor por el reducido tiempo de residencia en su sección. Aun así, se busca mantener la salida de vapor a la temperatura actual de 329 °C.

En la tabla 4.2.51 se muestran los cálculos preliminares según el método Eficiencia-NTU para la comprobación de coherencia del método de cálculo.

Tabla 4.2.51. Parámetros de intercambio térmico calculados preliminarmente mediante el método  $\varepsilon$ -NTU.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Energía intercambiada (kW)	235
Eficiencia del intercambiador (%)	55,9
Coeficiente UA (kW/°C)	1,41

En la tabla 4.2.52 se exponen los resultados de la simulación con la carga aumentada.

Tabla 4.2.52. Resultados de la modelización de la operación con carga aumentada.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	342
Energía intercambiada (kW)	256
Eficiencia del intercambiador (%)	60,9
Coeficiente UA (kW/°C)	1,64
Coeficiente de intercambio, lado vapor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	149
Coeficiente de intercambio, lado humos ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	43,4
Temperatura de salida de humos (°C)	420
Velocidad media del vapor (m/s)	21,7
Velocidad máxima de humos (m/s)	5,44
Temperatura media de la pared (°C)	304
Área de intercambio efectiva ( $m^2$ )	61,6
Pérdida de carga del vapor ( $kg/cm^2$ )	2,13E-2

Los errores que presentan las variables principales se listan en la tabla 4.2.53.

Tabla 4.2.53. Error porcentual de los resultados respecto a los datos de operación actuales.

<b>Parámetro</b>	<b>Error (%)</b>
Temperatura de salida de vapor	4,00
Energía intercambiada	8,97
Eficiencia del intercambiador	8,97
Coeficiente UA	16,2

La temperatura de salida de vapor vuelve a dar resultados satisfactorios, similares a los errores en la modelización de los diseños y la operación nominal. Los demás errores también son aceptables, manteniéndose dentro de los márgenes preestablecidos, presentando una eficiencia razonable y coherencia en los cálculos. Por lo que hace a los demás resultados, la temperatura media de la pared también está notablemente por debajo de la temperatura máxima de 409 °C que puede soportar la metalurgia del equipo por especificación, y la velocidad de ambos fluidos está por debajo del límite recomendado de 30 m/s. Se concluye que en circunstancias de carga aumentada, el equipo no necesita ser modificado en cuanto a estructura ni geometría.

#### 4.2.2.2.5. Nuevo diseño del intercambiador de vapor del B-301

Se procede a simular el nuevo diseño. Por bien que la sección de vapor no incorpora ningún cambio, las nuevas condiciones cambian por el nuevo diseño de la sección de crudo, explicado en el apartado 4.2.2.1.5, en concreto la temperatura de entrada de humos. Por lo demás, sabiendo que la operación real aumentada cuenta con un caudal inferior, el nuevo diseño se idea añadiendo un 30% de carga en el Diseño 1, presente en los apartados anteriores. En la tabla 4.2.54 se detalla el nuevo diseño.

Tabla 4.2.54. Datos del corriente de vapor en el diseño nuevo del intercambiador.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Caudal de vapor (t/h)	3,77
Temperatura de entrada de vapor (°C)	139
Caudal de humos (t/h)	34,4
Temperatura de entrada de humos (°C)	441

Se desconoce el valor que debería tener la temperatura de salida de vapor. No solo varía según el caudal, como reflejan los Diseños 1 y 2, sino que además se desconocen los efectos que las modificaciones en la sección de crudo pueden ocasionar en los resultados. Al no conocer datos de salida, resulta imposible computar los parámetros térmicos que se calculaban para demostrar la coherencia del método de cálculo (energía intercambiada, eficiencia y coeficiente UA). Demostrada la validez del modelo hasta ahora, este paso se omite en el caso presente, al igual que la evaluación de errores.

Como conclusión, se obtienen los resultados expuestos en la tabla 4.2.55.

Tabla 4.2.55. Resultados de la modelización del nuevo diseño.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	306
Energía intercambiada (kW)	348
Eficiencia del intercambiador (%)	55,3
Coefficiente de intercambio, lado vapor (W/m <sup>2</sup> ·°C)	179
Coefficiente de intercambio, lado humos (W/m <sup>2</sup> ·°C)	46,7
Coefficiente UA (kW/°C)	1,82
Temperatura de salida de humos (°C)	411
Velocidad media del vapor (m/s)	26,1
Velocidad máxima de humos (m/s)	6,06
Temperatura media de la pared (°C)	268
Área de intercambio efectiva (m <sup>2</sup> )	61,4
Pérdida de carga del vapor (kg/cm <sup>2</sup> )	3,33E-2

Como se puede observar en la tabla, los valores de velocidad del vapor, así como la temperatura media de la pared, respetan los límites especificados. Aun así, se observa que el intercambio es menos efectivo que en el caso del Diseño 2, cuando la tendencia que se observa con los resultados obtenidos hasta ahora es que, a mayor caudal, menos eficiencia. Muy probablemente, esto se debe a que el nuevo diseño de la sección de crudo busca un aprovechamiento mayor del calor que proporcionan los humos, el menor tiempo de residencia que comporta el aumento de caudal de crudo. Consecuentemente, la temperatura de entrada de humos en la sección de vapor es considerablemente más baja, llevando a un intercambio menor de energía.

#### 4.2.2.2.6. Comprobación del nuevo diseño con las nuevas condiciones de operación

La comprobación de la operación aumentada con el nuevo diseño se lleva a cabo aumentando en un 30% los datos de caudal de vapor y humos utilizados en la validación de la operación actual, en el apartado 4.2.2.2.3. El objetivo en cuanto a temperaturas sigue siendo el que hay actualmente en operación nominal. Los datos de la nueva operación se muestran en la tabla 4.2.56.

Tabla 4.2.56. Datos de la nueva operación nominal del intercambiador.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Caudal de vapor (t/h)	2,88
Temperatura de entrada de vapor (°C)	182
Temperatura de salida de vapor (°C)	329
Caudal de humos (t/h)	30,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	415

Los parámetros térmicos calculados mediante el método Eficiencia-NTU se muestran en la tabla 4.2.57.

Tabla 4.2.57. Parámetros de intercambio térmico calculados preliminarmente mediante el método  $\varepsilon$ -NTU.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Energía intercambiada (kW)	235
Eficiencia del intercambiador (%)	63,0
Coeficiente UA (kW/°C)	1,74

Los resultados de la simulación se exponen en la tabla 4.2.58.

Tabla 4.2.58. Resultados de la modelización de la nueva operación nominal.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	323
Energía intercambiada (kW)	256
Eficiencia del intercambiador (%)	60,5
Coeficiente de intercambio, lado vapor (W/m <sup>2</sup> ·°C)	148
Coeficiente de intercambio, lado humos (W/m <sup>2</sup> ·°C)	42,7
Coeficiente UA (kW/°C)	1,62
Temperatura de salida de humos (°C)	393
Velocidad media del vapor (m/s)	21,3
Velocidad máxima de humos (m/s)	5,23
Temperatura media de la pared (°C)	289
Área de intercambio efectiva (m <sup>2</sup> )	61,6
Pérdida de carga del vapor (kg/cm <sup>2</sup> )	2,08E-2

Los errores se exponen en la tabla 4.2.59.

Tabla 4.2.59. Error porcentual de los resultados respecto a los datos de operación actuales.

<b>Parámetro</b>	<b>Error (%)</b>
Temperatura de salida de vapor	1,74
Energía intercambiada	3,89
Eficiencia del intercambiador	3,89
Coeficiente UA	7,13

El error en la temperatura es considerablemente más bajo, por debajo del 2%. Este error pequeño conlleva que los parámetros que dependen de su valor tengan, a su vez, un error menor. Nótese que por bien que el error es más bajo que en la simulación del nuevo diseño, en términos absolutos se sigue dando el mismo suceso: puesto que la sección de crudo aprovecha de forma más efectiva la energía de los humos, el vapor sale a una temperatura más baja.

#### 4.2.2.2.7. *Comprobación del intercambiador en carga máxima y mínima*

El modelado de las condiciones de operación más extremas se hace a partir del aumento del 30% de carga en los casos de mayor y menor carga según los históricos actuales. En la tabla 4.2.60 se exponen los datos de caudal y temperatura de estos casos. La sección de crudo opera según condiciones nominales para esta evaluación, con lo que la temperatura de entrada de humos es según operación nominal.

Tabla 4.2.60. Condiciones de operación en los casos de carga máxima y mínima de vapor.

<b>Parámetro</b>	<b>Carga máxima</b>	<b>Carga mínima</b>
Caudal de vapor (t/h)	3,50	1,98
Temperatura de entrada de vapor (°C)	191	172
Temperatura de salida (°C)	317	281
Caudal de humos (t/h)	33,8	21,6
Temperatura de entrada de humos (°C)	411	341

Los parámetros térmicos calculados mediante Eficiencia-NTU para la comprobación de resultados postreros se muestran en la tabla 4.2.61.

Tabla 4.2.61. Parámetros de intercambio térmico calculados preliminarmente mediante el método  $\epsilon$ -NTU.

<b>Parámetro</b>	<b>Carga máxima</b>	<b>Carga mínima</b>
Energía intercambiada (kW)	244	120
Eficiencia del intercambiador (%)	57,1	64,5
Coefficiente UA (kW/°C)	1,79	1,24

Los resultados de la simulación se presentan en la tabla 4.2.62.

Tabla 4.2.62. Resultados de la modelización de la nueva operación nominal.

<b>Parámetro</b>	<b>Carga máxima</b>	<b>Carga mínima</b>
Temperatura de salida de vapor (°C)	316	280
Energía intercambiada (kW)	242	119
Eficiencia del intercambiador (%)	56,7	64,2
Coefficiente de intercambio, lado vapor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	173	108
Coefficiente de intercambio, lado humos ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	45,4	32,6
Coefficiente UA (kW/°C)	1,77	1,23
Temperatura de salida de humos (°C)	389	324
Velocidad media del vapor (m/s)	25,9	13,8
Velocidad máxima de humos (m/s)	5,73	3,31
Temperatura media de la pared (°C)	286	252
Área de intercambio efectiva ( $m^2$ )	61,5	62,3
Pérdida de carga del vapor ( $kg/cm^2$ )	3,07E-2	9,32E-3

Los errores se exponen en la tabla 4.2.63.

Tabla 4.2.63. Error porcentual de los resultados respecto a los datos de operación actuales.

<b>Parámetro</b>	<b>Error carga máxima (%)</b>	<b>Error carga mínima (%)</b>
Temperatura de salida de vapor	0,270	0,158
Energía intercambiada	0,683	0,407
Eficiencia del intercambiador	0,683	0,407
Coefficiente UA	1,17	0,795

Esta disminución en los errores se debe, muy probablemente, al hecho de estar trabajando con datos de un mismo instante, evitando el error que comporta trabajar con promedios. Aun así, los valores siguen presentando la tendencia menos carga-menos error. En ambos escenarios, los valores de error son aceptables, así como los valores absolutos de temperatura media de pared, eficiencia, y velocidad media de vapor. Se concluye que, según el modelo, la sección de vapor no precisa de cambios estructurales y se le puede aumentar la carga en un 30%, presentando un funcionamiento satisfactorio con el cambio de diseño de la sección 3 de crudo con un nuevo estado de funcionamiento nominal y también en casos de carga máxima y mínima basados en la operación nominal.

### 4.2.2.3. Diseño del precalentador de aire C-340

#### 4.2.2.3.1. Consideraciones generales

En esta sección se realiza el precalentamiento de aire aprovechando el calor de los humos de combustión para después usar dicho aire para realizar la combustión en hornos y formar más humos.

Para poder realizar un diseño nuevo fiable y predecir cómo se comportaría el equipo, se debe construir un modelo que junto con las condiciones actuales se puedan obtener unos resultados similares a los actuales. Seguidamente, en la figura 4.2.8 se muestra la disposición del equipo 07-C-340.

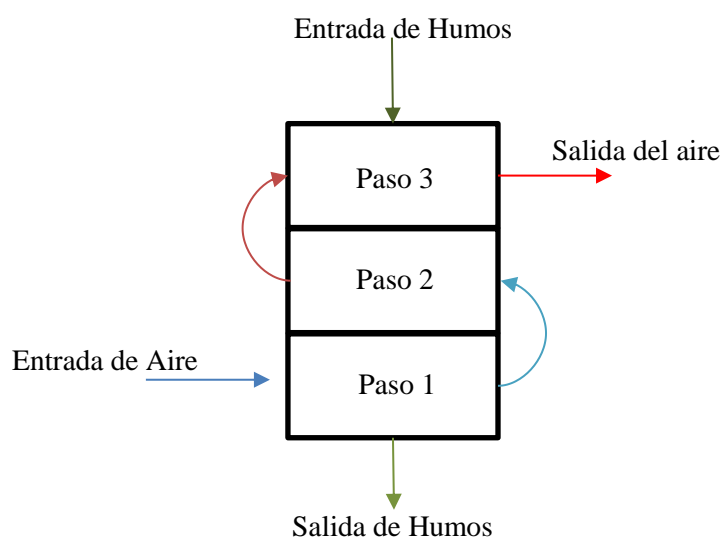


Figura 4.2.8. Esquema representativo del paso del aire y de los humos en el precalentador de aire.

El intercambiador es un sistema *cross-flow*, donde ambos fluidos están sin mezclar. A continuación, en la tabla 4.2.64 se muestran las principales dimensiones del intercambiador.

Tabla 4.2.64. Dimensionamiento del intercambiador.

Parámetro	Valor
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968
Altura del equipo (m)	9
Largada del tubo de lado aire (m)	3,16
Ancho de la sección transversal del equipo (m)	1,25
Nº de tubos	120
Nº de pasos	3
Nº de tubos por paso	40
Nº de tubos colocados en vertical	5
Nº de tubos colocados en horizontal	8

Por otra parte, el diseño de los tubos de aire se representa en la figura 4.2.9. Estos son tubos de hierro fundido gris [16] y están dotados de una superficie extendida aleteada, además de que en el interior del tubo la superficie está compuesta por un aleteado que está a lo largo del tubo. El dimensionamiento de estos tubos se encuentra en la tabla 4.2.65, además se puede encontrar en la hoja de especificación en el apartado 4.3.4.

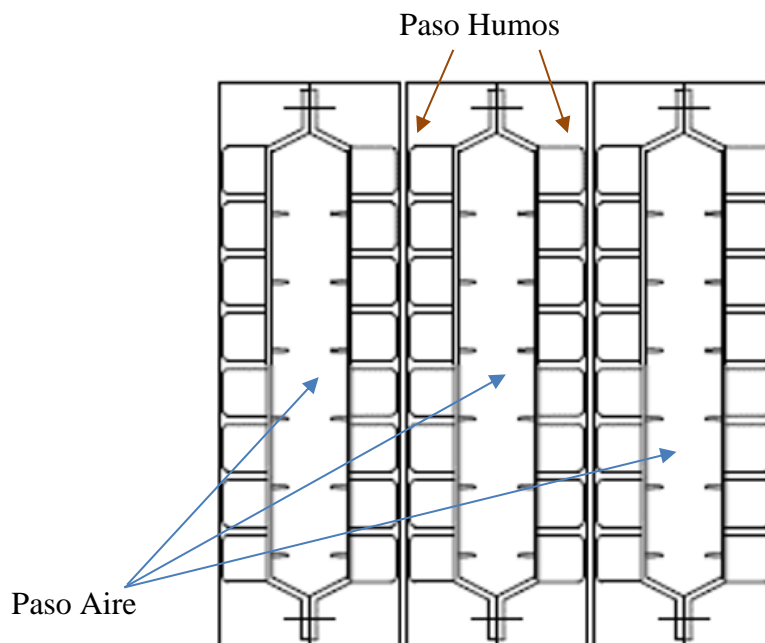


Figura 4.2.9. Disposición de los tubos en el precalentador de aire.

Tabla 4.2.65. Dimensionamiento de los tubos de aire.

Parámetro	Valor
Largada del tubo (mm)	3162
Altura (mm)	518
Ancho (mm)	154
Nº aletas parte interior del tubo	12
Nº aletas parte exterior del tubo	1504

Una vez determinada la estructura del equipo se procede a la validación del diseño actual y de la operación actual a partir de los datos históricos del proceso mostrados en el apartado anexo C.2.3.

Cabe destacar que en el equipo actual hay ciertas dudas de que podría haberse dado alguna fisura en la carcasa del equipo por donde podría entrar un caudal de aire del exterior.

Mediante el método de cálculo propuesto se intentarán validar los datos históricos. Si el error de las temperaturas es menor al 10% se concluirá que no hay fisura en el equipo. Una vez analizados los resultados se realizará un ajuste de la correlación para que esta se adapte con mayor exactitud al intercambiador analizado.

Una vez obtenido el modelo correcto para simular con las condiciones actuales se pasará a la aplicación de dicho método para predecir de forma fiable los resultados en el nuevo diseño y en todos los otros casos que se determinan de máximos, mínimos y caudales nominales de los flujos de crudo y vapor.

Para cualquier dato técnico de los tubos de aire, se puede consultar la hoja de especificación se incluida en el apartado 4.3.4 y para cualquier dato sobre los datos históricos se puede observar el apartado anexo C.2.3.

#### 4.2.2.3.2. *Validación del diseño actual*

Para realizar la validación del diseño actual se usará la hoja de especificación facilitada por la empresa donde se observan datos de diseño del equipo.

A continuación, en la tabla 4.2.66 se muestran los valores extraídos de la hoja de especificación para su uso en el método de cálculo.

Tabla 4.2.66. Datos de la hoja de especificación con los diferentes diseños.

<b>Parámetro</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>
Nodo		Humos
Caudal (kg/s)	10,1	10,1
Temperatura de entrada (°C)	366	329
Temperatura de salida (°C)	183	176
Nodo		Aire
Caudal (kg/s)	8,54	8,54
Temperatura de entrada (°C)	67	80
Temperatura de salida (°C)	294	269

Una vez se ha obtenido toda la información se plantea el método de cálculo de Eficiencia-NTU [17]. Este método facilita el cálculo de previsiones de valores de temperatura de salida de ambos caudales con los que poder comparar con los valores mencionados anteriormente facilitados por la empresa.

A continuación, en la tabla 4.2.67 se muestran los principales valores obtenidos, a partir de los valores de la hoja de especificación y de los datos históricos de los tags, por el método de Eficiencia-NTU.

Tabla 4.2.67. Resultados obtenidos a partir del método Eficiencia-NTU.

<b>Fuente de información</b>	<b>Caso</b>	<b>Q° (kW)</b>	<b><math>\epsilon</math></b>	<b>UA (kW/°C)</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>°C)</b>
Casos según hoja especificación	1	2011	0,78	33,1	16,8
	2	1672	0,78	33,2	16,9

A continuación, se procede a la obtención de la temperatura de humos y aire a la salida. En la tabla 4.2.68 se puede observar la temperatura obtenida mediante el procedimiento de cálculo junto con el error respecto a la temperatura según los datos de la empresa.

Tabla 4.2.68. Resultado obtenido mediante el método de cálculo de las temperaturas de salida.

<b>Fuente de información</b>	<b>Caso</b>	<b>T. salida Aire (°C)</b>	<b>% Error Aire</b>	<b>T. salida de Humos (°C)</b>	<b>% Error Humos</b>
Casos según hoja especificación	1	300	2,0	185	1,3
	2	274	2,0	178	1,3

#### 4.2.2.3.3. *Validación de los datos de la operación actual*

Para realizar la validación del diseño actual se usará los datos que se han proporcionado a partir de los valores recogidos por los tags en campo.

A continuación, en la tabla 4.2.69 se muestran los datos pertenecientes a los históricos junto los parámetros para realizar el cálculo con estos.

Tabla 4.2.69. Datos históricos obtenidos de equipo de medidas de campo.

<b>T. Entrada de Humos (°C)</b>	<b>T. Salida de Humos (°C)</b>	<b>T. Entrada de Aire (°C)</b>	<b>T. Salida de Aire (°C)</b>
329	172	96,2	307
328	169	97,0	305
328	167	98,3	305
326	166	94,9	299
326	158	93,8	297
331	162	93,4	303
330	166	94,5	305
329	170	97,0	306
330	173	97,1	308
331	175	96,8	309
332	175	92,9	310
341	173	91,0	316
339	171	91,6	315
335	177	95,7	313
336	175	94,0	313
334	173	95,1	312
336	175	93,5	313
336	178	93,8	313
336	175	93,4	313

En este apartado se hace uso de un caudal de humos y aire obtenido mediante el programa HYSYS. Los caudales se pueden observar en la tabla 4.2.70 que se presenta seguidamente.

Tabla 4.2.70. Caudales de flujos en el equipo C-340.

Caudal de Humos (kg/s)	Caudal de aire (kg/s)
6,54	5,72

Una vez se ha obtenido toda la información se plantea el método de cálculo de Eficiencia-NTU. Este método nos facilita el cálculo de previsiones de valores de temperatura de salida de ambos caudales con los que poder comparar con los valores mencionados anteriormente facilitados por la empresa.

A continuación, en la tabla 4.2.71 se muestran los principales valores obtenidos, a partir de los datos históricos de los tags, por el método de Eficiencia-NTU.

Tabla 4.2.71. Resultados obtenidos a partir del método Eficiencia-NTU.

Fuente de información	Caso	Q° (kW)	$\epsilon$	UA (kW/°C)	U (W/m <sup>2</sup> °C)
	1	1255	0,84	38,8	19,7
	2	1242	0,84	40,1	20,4
	3	1231	0,84	41,8	21,2
	4	1215	0,83	37,8	19,2
	5	1210	0,84	40,8	20,8
	6	1245	0,84	39,8	20,2
	7	1254	0,84	39,9	20,3
	8	1246	0,84	40,0	20,3
Casos experimentales según los tags	9	1255	0,84	38,5	19,6
	10	1267	0,83	38,5	19,5
	11	1292	0,83	36,8	18,7
	12	1339	0,83	37,8	19,2
	13	1331	0,84	39,0	19,8
	14	1298	0,83	38,1	19,4
	15	1307	0,83	37,9	19,2
	16	1296	0,84	39,5	20,0
	17	1307	0,83	37,3	19,0
	18	1305	0,83	36,2	18,4
	19	1310	0,83	37,6	19,1

A continuación, se procede a la obtención de la temperatura de humos y aire a la salida. En la tabla 4.2.72 se puede observar la temperatura obtenida mediante el procedimiento de cálculo junto con el error respecto a la temperatura según los datos de la empresa.

Tabla 4.2.72. Resultado obtenido mediante el método de cálculo de las temperaturas de salida.

<b>Fuente de información</b>	<b>Caso</b>	<b>T. salida Aire (°C)</b>	<b>% Error Aire</b>	<b>T. salida de Humos (°C)</b>	<b>% Error Humos</b>
	1	291	5,6	172	0,0
	2	291	5,0	172	1,7
	3	292	4,5	172	3,3
	4	287	4,0	171	2,8
	5	289	2,8	169	6,4
	6	292	3,4	171	4,9
	7	292	4,5	171	2,8
	8	291	5,0	172	1,6
Casos experimentales según los tags	9	292	5,4	174	0,2
	10	292	5,9	174	0,9
	11	292	6,1	172	1,6
	12	299	5,4	173	0,5
	13	299	5,5	173	0,7
	14	295	6,2	174	1,4
	15	296	5,9	174	0,8
	16	295	5,8	173	0,1
	17	295	6,0	174	1,0
	18	294	6,2	174	2,1
	19	296	6,0	174	1,0
Total			99,4		33,8

Tal y como se observa, el error que se produce en las temperaturas no llega al 10%, por lo que se deduce que el caudal de aire total supuesto que entra por fisuras en el casco no existe en esta parte del equipo o, si se produce, esta no es significativa en comparación a la que se cree. Este error obtenido puede ser precedido por el método de cálculo e incluso pequeñas entradas de aire mencionadas anteriormente. Esta última al no poder contabilizarla de ninguna forma no se tiene en cuenta en el estudio.

Una vez obtenidos estos resultados se procede al ajuste de la correlación NTU para que esta se adecue con mayor exactitud al precalentador de aire. El estudio que se ha seguido se puede observar en el apartado anexo C.2.3.

Este ajuste se realiza modificando los índices contenientes en la correlación para minimizar el error en los casos que se han obtenido del mismo proceso en la planta (Tags). Se realiza el ajuste sobre los datos obtenidos de los tags ya que lo que se quiere es obtener un modelo que se ajuste con mayor exactitud para obtener previsiones en planta. En la tabla 4.2.73 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 4.2.73. Resultado obtenido mediante el método de cálculo.

Fuente de información	Caso	T. salida Aire (°C)	% Error Aire	T. salida de Humos (°C)	% Error Humos
	1	297	3,5	167	3,0
	2	297	2,7	167	1,4
	3	299	2,1	167	0,0
	4	293	2,0	166	0,1
	5	296	0,4	164	3,3
	6	299	1,2	165	1,9
	7	298	2,2	166	0,3
	8	298	2,7	167	1,4
Casos experimentales según los TAGS	9	298	3,3	169	2,6
	10	298	3,8	169	3,8
	11	298	4,1	168	4,3
	12	306	3,3	168	2,4
	13	305	3,2	167	2,4
	14	301	4,1	170	4,3
	15	302	3,8	169	3,7
	16	302	3,5	168	3,0
	17	301	3,9	169	3,8
	18	300	4,3	170	4,7
	19	301	3,9	169	3,8
Total			58,1		50,2

Tal y como se puede ver al realizar el ajuste de la correlación el error asociado a las temperaturas de salida disminuye. Al principio se obtenía un valor total de error del sistema del 133,2 %, mientras que después del ajuste se obtiene un valor de 108,3 % total en el precalentador de aire. Por lo que gracias al ajuste de la correlación se predecir con mayor exactitud los casos propuestos a continuación. Para observar la metodología de cálculo dirigirse al anexo C.2.3.

#### 4.2.2.3.4. *Validación de las nuevas condiciones de operación*

Para las condiciones nuevas, donde se aumenta el caudal de crudo, el caudal de aire tiene una relación de proporción respecto el de crudo, por lo que las fluctuaciones de caudales de crudo que se planteen llevaran consigo una variación proporcional al caudal de aire.

Las condiciones nuevas que se van a analizar se van a estudiar siguiendo el método de cálculo anterior. Las nuevas condiciones que se van a analizar son las que siguen.

Aumento de carga del 30 % sin cambiar ningún diseño del DEKA. Los caudales modificados junto con los resultados se pueden observar en la tabla 4.2.74 a continuación.

Tabla 4.2.74. Resultados principales para un aumento del 30% de la carga con el mismo diseño.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	68,3
Caudal de Humos (kg/s)	8,51
Caudal de Aire (kg/s)	7,44
Temperatura de entrada Humos (°C)	356
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8
Calor transferido (kW)	1737
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2
NTU	5,51
Temperatura de salida Humos (°C)	180
Temperatura de salida Aire (°C)	314
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,011

Una vez mostrado los resultados para el aumento de carga de crudo al 30%, sin modificar el diseño de ninguna zona del DEKA, se analizan los diferentes escenarios que comporta el cambio de diseño que sufre la parte del equipo B-301.

#### 4.2.2.3.5. Validación del nuevo diseño

Como se comenta en el apartado 4.2.2.1.5, el nuevo diseño del intercambiador de crudo cambia los tubos lisos actuales en la sección 3 por tubos pitoneados. Todo y que no se apliquen modificaciones en el C-340, este se ve afectado por un aumento de caudal de aire. Por lo que se realiza un estudio del comportamiento del intercambiador en las condiciones nuevas.

Primero se realiza el cálculo para el nuevo diseño. Los caudales modificados junto con los resultados principales se muestran en la tabla 4.2.75.

Tabla 4.2.75. Resultados principales para el diseño nuevo.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	76,9
Caudal de Humos (kg/s)	9,57
Caudal de Aire (kg/s)	8,37
Temperatura de entrada Humos (°C)	352
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8
Calor transferido (kW)	1873
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2
NTU	4,91
Temperatura de salida Humos (°C)	183
Temperatura de salida Aire (°C)	306
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,014

Una vez analizado los resultados obtenidos en el nuevo diseño se procede a realizar una estimación de los resultados con cambios en el flujo de los productos (crudo, vapor, aire)

A continuación, mediante el cálculo para un caudal nominal en el diseño nuevo, se obtienen los valores que se muestran en la tabla 4.2.76 en esta incluye los caudales modificados junto con los resultados principales.

Tabla 4.2.76. Resultados principales para el diseño nuevo con un caudal nominal.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	68,3
Caudal de Humos (kg/s)	8,51
Caudal de Aire (kg/s)	7,44
Temperatura de entrada Humos (°C)	344
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8
Calor transferido (kW)	1652
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2
NTU	5,52
Temperatura de salida Humos (°C)	176
Temperatura de salida Aire (°C)	304
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,011

A continuación, mediante el cálculo para un caudal máximo y mínimo de crudo en el diseño nuevo, se obtienen los valores que se muestran en la tabla 4.2.77 en esta incluye los caudales modificados junto con los resultados principales.

Tabla 4.2.77. Resultados principales para el diseño nuevo con un caudal máximo y mínimo de crudo.

<b>Parámetro</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	93,8	48,3
Caudal de Humos (kg/s)	11,7	6,01
Caudal de Aire (kg/s)	10,2	5,25
Temperatura de entrada Humos (°C)	375	281
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8	94,8
Calor transferido (kW)	2389	916
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2	22,2
NTU	4,01	7,88
Temperatura de salida Humos (°C)	199	174
Temperatura de salida Aire (°C)	315	260
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,022	0,006

A continuación, mediante el cálculo para un caudal máximo y mínimo de vapor en el diseño nuevo, se obtienen los valores que se muestran en la tabla 4.2.78 en esta incluye los caudales modificados junto con los resultados principales.

Tabla 4.2.78. Resultados principales para el diseño nuevo con un caudal máximo y mínimo de vapor.

<b>Parámetro</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	68,3	68,3
Caudal de Humos (kg/s)	8,51	8,51
Caudal de Aire (kg/s)	7,44	7,44
Temperatura de entrada Humos (°C)	341	341
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8	94,8
Calor transferido (kW)	1636	1696
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2	22,2
NTU	5,52	5,51
Temperatura de salida Humos (°C)	175	178
Temperatura de salida Aire (°C)	302	310
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,013	0,013

A continuación, mediante el cálculo para un caudal máximo y mínimo de vapor en el diseño nuevo, se obtienen los valores que se muestran en la tabla 4.2.79 en esta incluye los caudales modificados junto con los resultados principales.

Tabla 4.2.79. Resultados principales para el diseño nuevo con una carga máxima y mínima conjunta del crudo y vapor.

<b>Parámetro</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>
Área de intercambio (m <sup>2</sup> )	1968	1968
Caudal de Crudo (kg/s)	93,8	48,3
Caudal de Humos (kg/s)	11,7	6,01
Caudal de Aire (kg/s)	10,2	5,25
Temperatura de entrada Humos (°C)	374	285
Temperatura de entrada Aire (°C)	94,8	94,8
Calor transferido (kW)	2384	938
U (W/m <sup>2</sup> °C)	22,2	22,2
NTU	4,01	7,87
Temperatura de salida Humos (°C)	199	149
Temperatura de salida Aire (°C)	314	264
Caída de presión (kg/cm <sup>2</sup> )	0,027	0,007

El estudio se concluye con que el precalentador de aire no precisa de cambios en el diseño y se puede aumentar la carga en un 30% obteniendo un funcionamiento correcto y satisfactorio con el nuevo diseño propuesto en la sección de crudo.

#### **4.2.2.4. Diseño de las soplantes de aire y extracción de humos**

##### **4.2.2.4.1. Planteamiento general**

Con la renovación del equipo en mente, aunque se conoce que las soplantes en la zona de los hornos y el DEKA funcionan satisfactoriamente en las condiciones actuales, se busca plantear una alternativa para cada una de ellas: una para suministrar el aire de combustión y la otra para extraer los humos procedentes del precalentador de aire hacia la chimenea, teniendo en cuenta los nuevos datos de operación.

Para ambas soplantes, se evalúa la nueva operación con el nuevo diseño del B-301 y el C-340 según sus curvas de funcionamiento y con la ayuda de las hojas de especificación proporcionadas por ASESА.

Después de seleccionarse cada soplante, se proponen para su compra. En la evaluación económica del proyecto, detallada en el apartado 7, se concluye si es o no viable comprarlas nuevas.

Para cualquier dato técnico, se pueden consultar las hojas de especificación de las soplantes. Para las soplantes actuales, consultar el apartado 4.3.4; para las nuevas propuestas, consultar el anexo C.2.

##### **4.2.2.4.2. Soplante de aire K-303**

Conociendo que la soplante aspira aire directamente de la atmosfera, para un mismo caudal másico cambiará el caudal volumétrico con la variación de la densidad, que depende de la temperatura ambiente. La soplante se evalúa según los casos expuestos en la tabla 4.2.80. Los datos de temperatura se obtienen del Institut d'Estadística de Catalunya para la región de Tarragona[3].

Tabla 4.2.80. Casos evaluados de la soplante.

<b>Variable</b>	<b>Diseño</b>	<b>Op. nominal</b>	<b>Op. máxima</b>	<b>Op. mínima</b>
m (t/h)	30,1	26,8	36,8	18,9
T (°C)	17,3	17,3	30,2	3,70
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,22	1,22	1,16	1,28
Q (m <sup>3</sup> /min)	413	367	526	247

La soplante se selecciona, preliminarmente, en base a la operación a la que operaría con el diseño nuevo del B-301 y el C-340 y a la curva de resistencia del sistema de aire. Como no se dispone de datos se computa de forma aproximada a través de los programas Fanware, de Casals Ventilación, y Engauge Digitizer, y se ajusta con los puntos de diseño de la soplante actual, sacados de la hoja de especificación proporcionada por ASESА. El procedimiento seguido se detalla más a fondo en el anexo C.2.4.

Los caudales máscicos son los análogos a los caudales de crudo en condiciones de diseño y operación nominal, máxima y mínima. Aparte, el caudal volumétrico es directamente proporcional a la temperatura ambiente del aire.

Habiéndola evaluada de forma preliminar como se ha descrito anteriormente, se selecciona la soplante MTRU 1000, manufacturada por Casals Ventilación. No se dispone de ninguna curva característica de la soplante actual, con lo que sólo se evalúa el funcionamiento del nuevo diseño con la soplante seleccionada.

La figura 4.2.10 muestra el punto de funcionamiento de cada caso.

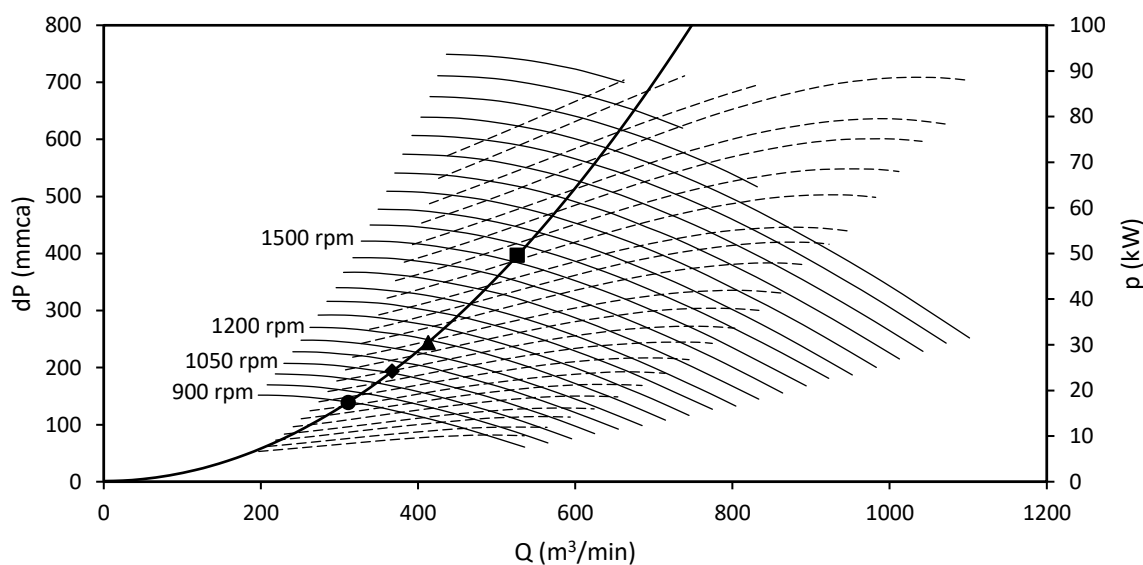


Figura 4.2.10. Puntos de funcionamiento de la nueva soplante MTRU 1000 para aire.

En la tabla 4.2.81 se muestra la leyenda de la figura 4.2.10, junto con el formato numérico de los resultados.

Tabla 4.2.81. Leyenda y resultados numéricos de la evaluación de la soplante MTRU 1000.

Parámetro	Diseño	Op. nominal	Op. máxima	Op. mínima*	Error
Símbolo	Triángulo	Rombo	Cuadrado	Círculo	-
Q (m <sup>3</sup> /min)	413	367	526	311	-
dP (mmca)	244	194	397	139	±1
n (rpm)	1180	1060	1520	900	±10
p (kW)	19,0	13,4	40,0	8,00	±1

Nótese que para la operación mínima, marcada con (\*) en la tabla, las variables se ajustan manualmente a un valor mayor, puesto que el punto real queda a la izquierda de la curva de resistencia y por debajo de la velocidad mínima de la turbina de la soplante. Las condiciones de trabajo expuestas en la tabla 4.2.81 no modifican de forma notable las condiciones de trabajo de los equipos posteriores.

#### 4.2.2.4.3. *Soplante extractora de humos K-302*

Esta soplante es la encargada de succionar los humos procedentes del DEKA e impulsarlos hacia la chimenea, a través de la cual son liberados a la atmosfera. En este caso, se dispone de la curva característica de la soplante actual, con lo que se estudia la operación con el nuevo diseño en ambas soplantes, la actual y la nueva, que se selecciona buscando un consumo eléctrico más bajo. Los casos evaluados son los que se listan en la tabla 4.2.82.

Tabla 4.2.82. Casos evaluados de las soplantes actual y nueva.

Variable	Diseño	Op. nominal	Op. máxima	Op. mínima
m (t/h)	34,4	30,6	42,0	21,6
T (°C)	165	159	178	143
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,788	0,798	0,765	0,829
Q (m <sup>3</sup> /min)	729	640	916	435

Disponiendo también de la curva del sistema, después de comprobar que los puntos de funcionamiento de la hoja de especificación se encuentran en la curva, se procede a representar los casos gráficamente.

La figura 4.2.11 muestra la representación de los puntos de trabajo listados en la tabla 4.2.81 en la curva de la soplante actual.

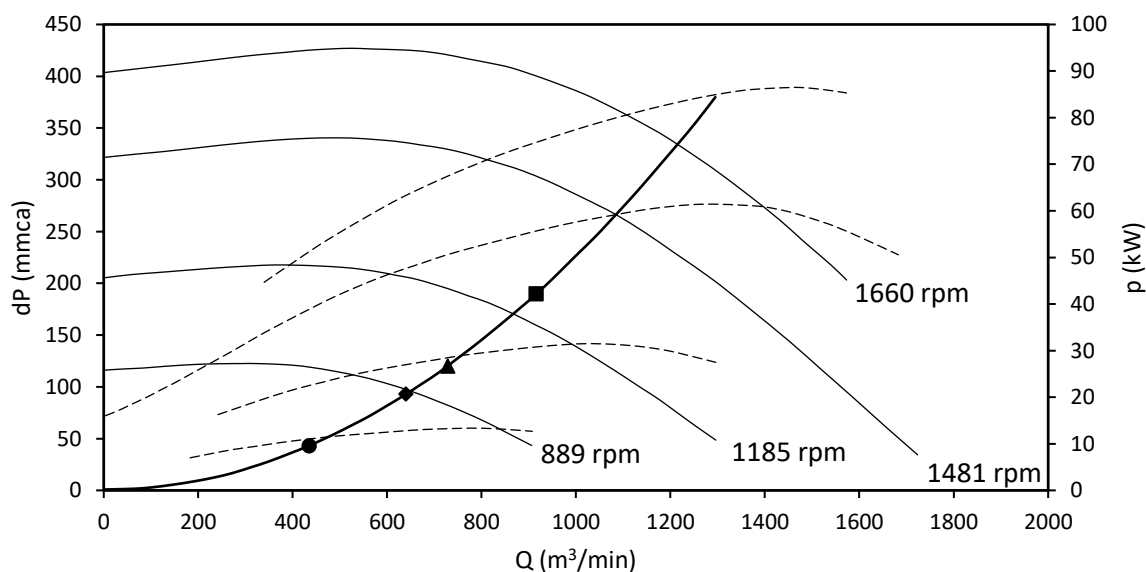


Figura 4.2.11. Puntos de funcionamiento de la soplante extractora de humos actual.

En la tabla 4.2.83 se muestra la leyenda de la figura 4.2.11, junto con el formato numérico de los resultados.

Tabla 4.2.83. Leyenda y resultados numéricos de la evaluación de la soplante extractora de humos actual.

Parámetro	Diseño	Op. nominal*	Op. máxima	Op. mínima**	Error
Símbolo	Triángulo	Rombo	Cuadrado	Círculo	-
Q (m <sup>3</sup> /min)	729	640	916	435	-
dP (mmca)	120	93	190	43	±1
n (rpm)	978	889	1259	-	±20
p (kW)	19,0	12,5	36,0	-	±1

En el caso de la operación nominal, marcada en la tabla con (\*), el punto realmente cae ligeramente por debajo de la línea de la velocidad más baja que se ha podido computar, pero se muestran los datos de velocidad de rotación y potencia como si el punto cayera en la intersección de la curva de velocidad con la curva de resistencia. Por debajo de 889 rpm no es posible computar puntos exactos por la falta de datos para velocidades más bajas de la soplante. Por esta misma razón no se pueden mostrar los datos en el caso de la operación mínima, marcada con (\*\*) en la tabla. No obstante, se conoce que la soplante puede operar a velocidades más bajas de las que muestra la curva característica de la que se dispone para evaluar estos casos.

La figura 4.2.12 representa los mismos puntos en la soplante alternativa seleccionada, el modelo MTRM 1600, manufacturado por Casals Ventilación.

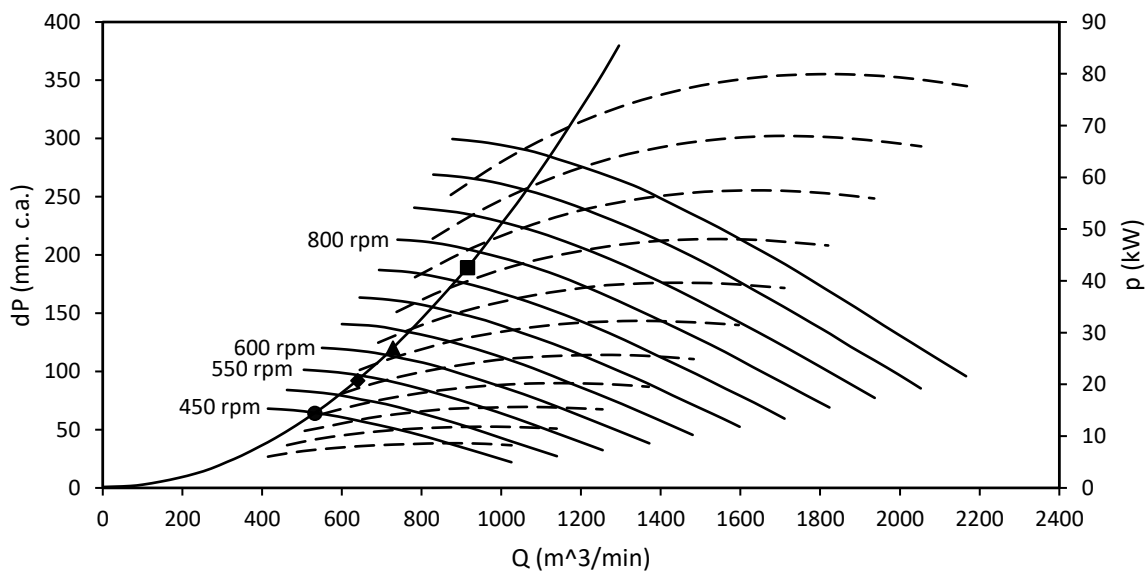


Figura 4.2.12. Puntos de funcionamiento de la soplante extractora de MTRM 1600 para extracción de humos.

En la tabla 4.2.84 se muestra la leyenda de la figura 4.2.12, junto con el formato numérico de los resultados.

Tabla 4.2.84. Leyenda y resultados numéricos de la evaluación de la soplante MTRM 1600.

Parámetro	Diseño	Op. nominal	Op. máxima	Op. mínima*	Error
Símbolo	Triángulo	Rombo	Cuadrado	Círculo	-
Q (m <sup>3</sup> /min)	729	640	916	532	-
dP (mmca)	120	93	190	64	±1
n (rpm)	613	538	775	450	±10
p (kW)	18,6	12,5	37,0	7,50	±1

El punto de funcionamiento de operación mínima, marcado con (\*), también se desplaza. Esto no afecta al balance de materia, pero sí que requiere que los dampers de los hornos se condicionen para su uso, a fin de no reducir la eficiencia de la zona de radiación por la velocidad aumentada de humos, que conlleva menos tiempo de residencia.

Las variables comparables de las soplantes nueva y actual indican que la nueva es capaz de llegar y trabajar en los puntos de funcionamiento establecidos, consumiendo muy poca electricidad menos, del orden de 1 kW.

### **4.2.3. Diseño de la instrumentación y control**

#### **4.2.3.1. Caracterización de la estrategia de control**

El control del caudal de crudo de entrada al B-301 se controla mediante las válvulas de control FV-111/112/113, modificadas por la lectura que realizan los medidores de caudal situados antes de la válvula. Éstas se encargan de regular los caudales de crudo dentro de los parámetros nominales de operación. En el caso de la temperatura de los pasos de crudo, no se controla en la unidad debido a que el crudo es dirigido a los hornos dónde se acaban de calentar hasta la temperatura fijada, pero se dispone de transmisores de temperatura en los pasos de entrada y salida del crudo para tener lectura del parámetro. También se disponen medidores de presión en la entrada y salida de los pasos.

Para el vapor sobrecalentado, éste deriva directamente de la línea de vapor instalada en planta y sólo se toman medidas de temperatura y presión con transmisores colocados en los dos pasos de salida del B-301. Se dispone, además, de la PSV-1 que aliviaría el caudal de vapor en caso de sobrepresiones en la línea.

En los conductos de aire se dispone de un control de temperatura en la salida del C-341 ligado al control de caudal FV-260 en la línea de vapor de baja presión. Ésta es una modificación propuesta para mejorar los problemas de corrosión que puede ocasionar una temperatura de aire por debajo de los 90 °C en el precalentador de aire pudiendo condensar los humos en la tolva extractora de humos. El lazo propuesto es de tipo *feedback* dónde el TT-260 realiza las medidas de temperatura en la salida del C-341 y modifica el *set point* del control de

caudal de la FV-260. También hay instalados en el C-340 sensores de temperatura en los cambios de paso del precalentador de aire.

Los parámetros de los humos de combustión se miden mediante a través de diferentes transmisores colocados en distintos puntos su recorrido. Se tiene instalado un transmisor de temperatura en la entrada de humos al B-301, un transmisor de presión y temperatura en la salida del B-301 y, por último, un transmisor de temperatura y un indicador de presión en el conducto de aspiración de la soplante extractora de humos. Además, existe un *by-pass* de humos en la salida del B-301 utilizado en la puesta en marcha y parada de la unidad cuando la presión de humos es demasiado alta.

Para las puestas en marcha de la unidad, hay instalado un sistema de *by-pass* de aire de combustión que se envía directamente a los hornos sin pasar por el precalentador de aire mediante un sistema de guillotinas con indicador de final de carrera.

Las soplantes son controladas mediante un variador de velocidad que ajusta las vueltas del motor para ajustar el punto de operación según las curvas características de las soplantes.

Se dispone, también, como líneas de servicio auxiliar, una línea de vapor de aceleración en caso de que fuese necesario aumentar la velocidad del crudo en el paso por el B-301, así como una línea de vapor deshollinador para precipitar el carbono de los humos.

Finalmente, se mide la composición de los gases de combustión en la salida por chimenea, así como la temperatura y el caudal de humos. Los principales compuestos medidos son la composición de oxígeno, la composición de dióxido de azufre y la composición de monóxido de carbono para mantener estos parámetros dentro de los límites establecidos por la normativa de emisión.

#### **4.2.3.2. Válvula de control FV-260**

Disponiendo de vapor saturado en las condiciones mostradas en la tabla 4.2.85, se encuentra el caudal volumétrico necesario de vapor para corriente de diseño y condiciones de carga nominal, máxima y mínima de aire. Para cada uno de estos casos, según el procedimiento explicado en el anexo C.2.5, se calcula el Cv requerido para la válvula.

Tabla 4.2.85. Condiciones del corriente de vapor a través de la válvula FV-260.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura (°C)	126
Presión (bar)	2,41
Pérdida de carga (bar)	0,294

En la tabla 4.2.86 se muestran los casos de diseño y operación con sus respectivos resultados numéricos.

Tabla 4.2.86. Parámetros de operación de la válvula de control FV-260.

<b>Parámetro</b>	<b>Diseño</b>	<b>Op. nominal</b>	<b>Op. máxima</b>	<b>Op. mínima</b>
Caudal (t/h)	1,07	0,952	1,53	0,561
Caudal volumétrico (m <sup>3</sup> /s)	0,223	0,199	0,320	0,117
Cv	38,7	34,4	55,4	20,3

Se selecciona la válvula EZ NPS 3 de Fisher. Al reducirse la tubería para el paso de fluido por la válvula, también se seleccionan dos reductores de 4"x3", así como dos válvulas de compuerta manuales de NPS 3. Para el by-pass, se conserva la válvula que hay actualmente.

Para los datos técnicos de la válvula, consultar su hoja de especificación en el apartado 4.3.4.

#### **4.2.3.3. Transmisor de temperatura TT-260**

Puesto que las condiciones del corriente en el que se encontrará el sensor no son extremas (máximo 100°C y 1 atm), hay margen para utilizar un transmisor de temperatura económico. En la tabla 4.2.87 se muestran los datos del transmisor seleccionado.

Tabla 4.2.87. Especificaciones principales del TT-260.

<b>Dato o parámetro</b>	<b>Valor o descripción</b>
Set	TH53
Fabricante	Endress-Hauser
Transmisor	TMT182 HART®
Precisión del transmisor (°C)	0,5
Estabilidad a largo plazo del transmisor (°C/año)	≤ 0,1
Sensor	Termopar tipo T
Rango de temperaturas medible por el sensor (°C)	0 - 370
Tolerancia estándar del sensor (°C)	±1
Tiempo de respuesta del sensor (s)	25

#### 4.2.4. Acondicionamiento de la tolva extractora de humos

##### 4.2.4.1. Consideraciones generales

A partir del estudio Hazop, se determina que es necesario acondicionar la tolva para prevenir daños o fisuras en su estructura provocadas por la corrosión ácida. Esto sucede en caso de que los humos lleguen por debajo de su temperatura de condensación y condense vapor de agua que, en presencia de los óxidos de azufre formados en la combustión, forma ácido sulfúrico. Actualmente, el contenido en azufre es muy bajo debido a que el combustible es un 90% gas natural, pero se quema un 10% de fuel gas de refinería con un 0,29% de azufre. La temperatura de condensación viene determinada por el porcentaje de azufre en el caudal de humos, mostrada en la figura 4.2.13 con un gráfico que relaciona el contenido de azufre con la temperatura de condensación de los humos.

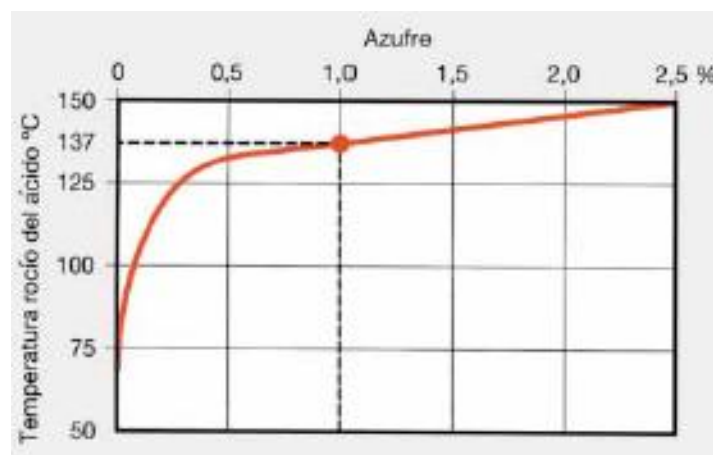


Figura 4.2.13. Representación gráfica de la relación entre el contenido de azufre con la temperatura de condensación[18].

En la figura 4.2.14 se puede observar la estructura de la tolva extractora de humos estudiada.

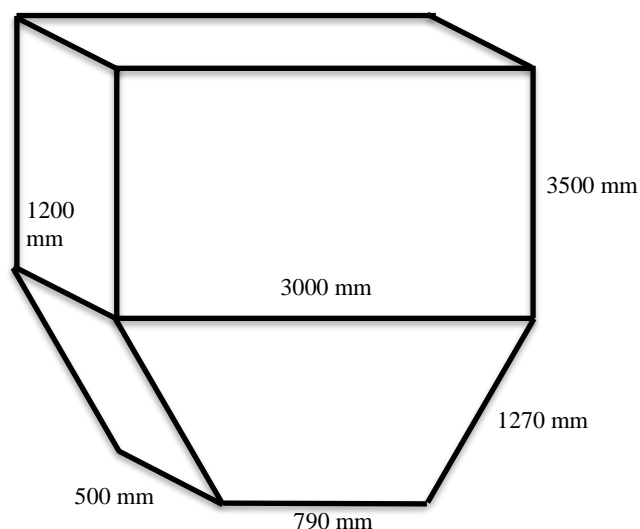


Figura 4.2.14. Esquema representativo de la tolva extractora de humos.

#### 4.2.4.2. Teflonado de la tolva

Como la temperatura máxima de los humos obtenida en los casos detallados en el anexo C.2.3 es de 180 °C, considerando que la temperatura máxima en proceso continuo del teflón es de 260 °C, se determina que es un método adecuado de prevención de la corrosión.

A continuación, en la figura 4.2.15 se puede observar un esquema de la pared de la tolva donde se representa la organización por capas.

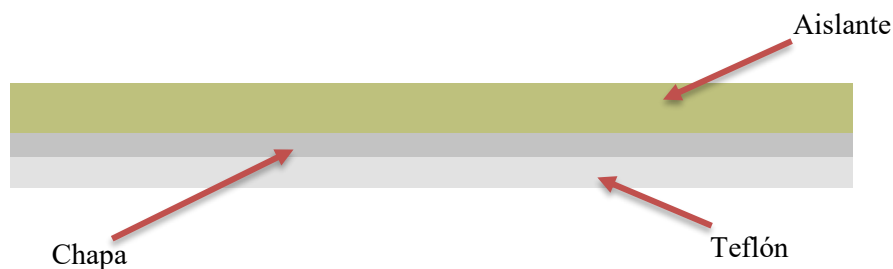


Figura 4.2.15. Esquema de la pared de la tolva.

Los parámetros que considerar para el diseño del acondicionamiento de la tolva se muestran en la tabla 4.2.88.

Tabla 4.2.88. Información principal para el estudio.

Variable	Valor
Temperatura de los humos (°C)	199
Temperatura del aire ambiente (°C)	37
Velocidad aire ambiente (m/s)	2,78
Velocidad de humos (m/s)	4,59
Caudal de humos (m <sup>3</sup> /s)	16,5

Una vez determinados los parámetros del proceso se debe buscar suministrador del producto y las cualidades de este. En este caso se obtiene el teflón de la empresa “POLIFLUOR, S.L.” [19]. Las características de la capa de teflón se muestran a continuación en la tabla 4.2.89 junto con la superficie necesaria para el teflonado de la tolva.

Tabla 4.2.89. Descripción del Teflón.

Variables	Valor
Longitud (mm)	1200
Ancho (mm)	1000
Espesor (mm)	4,00
Masa por capa de teflón (kg)	11,38
Precio/kg (€/kg)	47,00
Conductividad térmica (W/mK)	0,34
Superficie (m <sup>2</sup> )	26,3

#### 4.2.4.3. Aislamiento térmico de la tolva

En lo que refiere al aislante, al no haber restricción de espacio se valora utilizar lana de roca de alta densidad. Al igual que en las líneas de crudo, se hace uso de “Manta armada 159” de la empresa “Rockwool” [20]. Esta es de fácil instalación para ajustarse a la estructura de la tolva.

Una vez escogido el aislamiento y se conocen las propiedades de dicho aislamiento se puede realizar el cálculo del espesor necesario. Se debe tener en cuenta para la realización de este estudio que como norma la temperatura máxima aceptada en la pared externa de un equipo, que puede estar en contacto directo con un operario es de 60 °C máximo ya que por encima de esta temperatura se pueden producir quemaduras [21]. Esta es la temperatura que se va a usar para realizar del estudio para saber el grosor mínimo necesario de aislante en la tolva.

Durante el método de cálculo anexado en el apartado C.5, se ha tenido en cuenta la presencia del teflón y de la chapa, usando sus respectivas conductividades térmicas para obtener con exactitud un resultado.

Finalmente, se ha obtenido un espesor necesario de 79 mm, que seguidamente junto con el catálogo facilitado por la empresa proveedora de lana de roca, se ha podido normalizar a un espesor estandarizado. Estos datos estandarizados del catálogo se resumen en la tabla 4.2.90.

Tabla 4.2.90. Datos sobre la Manta Armada 159 de Rockwool [7].

<b>Dimensiones L × l × e (cm)</b>	<b>m<sup>2</sup>/Paquete</b>	<b>Euros / m<sup>2</sup></b>
240 × 100 × 8	2,4	17,01

Una vez obtenidos los valores de espesores necesarios y observando los espesores normalizados de la empresa, se decide que el más adecuado es el de 8 cm de grosor.

A continuación, en la tabla 4.2.91 se muestra un resumen de las cualidades de dicho aislante y por último el espesor resultante en el estudio. Se debe tener en cuenta que el proveedor tiene como requisito de compra realizar una demanda de número de palets pares, por lo que el en el precio del aislante se debe tener en cuenta dicho requisito.

Tabla 4.2.91. Descripción del aislante para la tolva.

<b>Variables</b>	<b>Valor</b>
Conductividad térmica (W/mK)	0,58
Longitud (mm)	2400
Ancho (mm)	1000
Precio/superficie (€/m <sup>2</sup> )	17,01
m <sup>2</sup> /paquete	2,4
Espesor del aislante (mm)	80

Finalmente, junto con las dimensiones de cada paquete de lana de roca y el área a aislar de la tolva, obtenemos la necesidad de lana de roca para el sistema teniendo en cuenta los requisitos del proveedor. Esto se muestra en la tabla 4.2.92 que se puede ver a continuación.

Tabla 4.2.92. Resultados de la necesidad de lana de roca.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Paquetes necesarios	12
Paquetes según requisito del proveedor	42

### **4.3. Listados**

4.3.1. Listado de líneas

Línea	Condición	Fluido	Material	Sch	DN	OD	Esp.	Clase	P&ID	De	Hasta	Caudal	Fase	T. Op.	Pres. Op.	T. máx.	P. máx.	Ais.	Espeor
					in	mm	mm							lb	°C	kg/cm2g	°C		kg/cm2
XO-53-8"(3P1)ST	Nueva	Crudo	A-106 Gr. B	40	8	219,1	8,18	300	07-004	Colector	Colector	535	L/V	264	8,43	0-400	35,53	SW	100
XO-74-5"(3P1)ST	Nueva	Crudo	A-106 Gr. B	40	5	141,3	6,55	300	07-004	XO-53-8"(3P1)ST	07-B-301	178	L/V	264	8,43	0-400	35,53	SW	100
XO-80-5"(3P1)ST	Nueva	Crudo	A-106 Gr. B	40	5	141,3	6,55	300	07-004	XO-53-8"(3P1)ST	07-B-301	178	L/V	264	8,43	0-400	35,53	SW	100
XO-77-5"(3P1)ST	Nueva	Crudo	A-106 Gr. B	40	5	141,3	6,55	300	07-004	XO-53-8"(3P1)ST	07-B-301	178	L/V	264	8,43	0-400	35,53	SW	100
AO-25-6"(3P1)	Existente	Crudo	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	300	07-004	07-B-301	07-B-201	185	L/V	277	8,29	0-400	35,53	SW	100
AO-24-6"(3P1)	Existente	Crudo	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	300	07-004	07-B-301	07-B-201	185	L/V	277	8,29	0-400	35,53	SW	100
AO-23-6"(3P1)	Existente	Crudo	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	300	07-004	07-B-301	07-B-201	185	L/V	277	8,29	0-400	35,53	SW	100
XE-2-8"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	8	219,1	8,18	150	07-004	Colector	Colector	2554	V	180	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XSS-3-8"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	8	219,1	8,18	150	07-004	Colector	Colector	3424	V	330	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XE-4-6"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	150	07-004	XE-2-8"(1S1)H	07-B-301	1277	V	180	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XE-5-6"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	150	07-004	XE-2-8"(1S1)H	07-B-301	1277	V	180	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XSS-6-6"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	150	07-004	07-B-301	XSS-3-8"(1S1)H	1712	V	330	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XSS-7-6"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	150	07-004	07-B-301	XSS-3-8"(1S1)H	1712	V	330	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XRV-40-3"(1S1)S	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	3	88,9	5,49	150	07-004	XSS-3-8"(1S1)H	PSV	343	V	330	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XRV-41-4"(1S1)S	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	4	114,3	6,02	150	07-004	PSV	Atm.	887	V	330	0,00	0-400	35,53	SW	n.d
XE-1-6"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	6	168,3	7,11	150	07-004	Colector	Colector	2014	V	139	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XEC-4-1 <sup>1/2</sup> "(ST)H	Existente	Condensado	A-106 Gr. B	80	1 1/2	48,3	5,08	150	07-004	Colector	Colector	8,23	L	139	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
AE-166-4"(1S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	4	114,3	6,02	150	07-004	XE-1-6"(S1)H	07-C-341	403	V	139	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
AEC-167-1 <sup>1/2</sup> "(1S1)H	Existente	Condensado	A-106 Gr. B	80	1 1/2	48,3	5,08	150	07-004	07-C-341	XS-11-1"(3S1)H	0,78	L	139	2,60	0-400	35,53	SW	n.d
XS-9-2 <sup>1/2</sup> "(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2 1/2	73,0	5,16	300	07-004	Colector	07-B-301	333	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-12-2 <sup>1/2</sup> "(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2 1/2	73,0	5,16	300	07-004	Colector	07-B-301	333	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-10-2 <sup>1/2</sup> "(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2 1/2	73,0	5,16	300	07-004	Colector	07-B-301	333	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-1-4"(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	4	114,3	6,02	300	07-004	Colector	Colector	887	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-4-2"(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2	60,3	3,91	300	07-004	XS-1-4"(3S1)H	07-B-301	234	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-3-2"(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2	60,3	3,91	300	07-004	XS-1-4"(3S1)H	07-B-301	234	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XS-2-2"(3S1)H	Existente	Vapor	A-106 Gr. B	40	2	60,3	3,91	300	07-004	XS-1-4"(3S1)H	07-B-301	234	V	158	5,00	0-400	35,53	SW	n.d
XO-1-33"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	840	6,00	-	07-004	07-K-303	Bifurcación	24260	V	25	0,39	n.d	n.d	n.d	n.d
XO-2-33"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	840	6,00	-	07-004	Bifurcación	07-C-341	24260	V	25	0,39	n.d	n.d	n.d	n.d
XO-3-33"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	840	6,00	-	07-004	Bifurcación	AO-4-33"(1A1)	24260	V	25	0,39	n.d	n.d	n.d	n.d
AO-4-33"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	840	6,00	-	07-004	07-C-341	Bifurcación	30268	V	99	0,20	n.d	n.d	n.d	n.d
AO-5-40"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	990	6,00	-	07-004	Bifurcación	07-B-201	24214	V	99	0,20	n.d	n.d	SW	180
AO-6-22"(1A1)	Existente	Aire	-	-	-	540	6,00	-	07-004	Bifurcación	07-B-101	4843	V	99	0,20	n.d	n.d	SW	150
XO-1-78"(1H1)	Existente	Humos	-	-	-	2005	6,00	-	07-004	07-B-201	07-B-301	81220	V	600	n.d	n.d	n.d	SW	125
XO-2-44"(1H1)	Existente	Humos	-	-	-	1125	6,00	-	07-004	07-B-101	07-B-301	81220	V	600	n.d	n.d	n.d	SW	125
XO-3-76"(1H1)	Existente	Humos	Acero Galva	-	-	1902	0,80	-	07-004	07-C-340	07-K-302	39715	V	170	n.d	n.d	n.d	SW	50
XO-4-74"(1H1)	Existente	Humos	-	-	-	1879	0,80	-	07-004	07-K-302	07-B-103	39715	V	170	0,01	n.d	n.d	SW	50

**4.3.2. Listado de válvulas**

Válvula	Condición	Descripción	DN	Tipo
07-FV-111/112/113	Existente	Válvula de control de caudal de entrada de crudo al B-301	3"	Válvula de globo
07-FV-260	Nueva	Válvula de control de caudal de vapor de entrada al C-341	3"	Válvula de globo
07-FV-140	Existente	Válvula de control de caudal de vapor de aceleración	1"	Válvula de globo
07-FV-501	Existente	Válvula de by-pass de humos de B-301 a B-103	40"	Palomilla
07-PSV-100	Existente	Válvula de alivio de presión del vapor de salida del B-301	3"x4"	PSV
FV-111A/112A/113A	Existente	Válvula de by-pass del control de caudal de entrada de crudo a B-301	3"	Válvula de globo
FV-260A	Nueva	Válvula de by-pass del control de caudal de vapor de entrada al C-341	4"	Válvula de globo
FV-140A	Existente	Válvula de by-pass del control de caudal de vapor de aceleración	1 1/2"	Válvula de globo
HV-102	Existente	Válvula manual	4"	Válvula de compuerta
HV-101	Existente	Válvula manual	4"	Válvula de compuerta
HV-110	Nueva	Válvula manual	3"	Válvula de compuerta
HV-109	Nueva	Válvula manual	3"	Válvula de compuerta
HV-113	Existente	Válvula manual	2 1/2"	Válvula de compuerta
HV-114	Existente	Válvula manual	2 1/2"	Válvula de compuerta
HV-115	Existente	Válvula manual	2 1/2"	Válvula de compuerta
HV-103	Existente	Válvula manual	4"	Válvula de compuerta
HV-104	Existente	Válvula manual	4"	Válvula de compuerta
HV-105	Existente	Válvula manual	4"	Válvula de compuerta
HV-107	Existente	Válvula manual	2"	Válvula de compuerta
HV-106	Existente	Válvula manual	2"	Válvula de compuerta
HV-108	Existente	Válvula manual	2"	Válvula de compuerta
HV-116	Existente	Válvula manual	1 1/2"	Válvula de compuerta
HV-117	Existente	Válvula manual	1 1/2"	Válvula de compuerta
CH-105	Existente	Válvula de retención	2"	Válvula de retención
CH-104	Existente	Válvula de retención	2"	Válvula de retención
CH-106	Existente	Válvula de retención	2"	Válvula de retención
BV-125	Existente	Válvula de salida de aire del C-340	33"	Palomilla
BV-126	Existente	Válvula de entrada de aire al C-341	33"	Palomilla
BV-127	Existente	Válvula de by-pass de aire	33"	Palomilla

**4.3.3. Listado de instrumentos**

<b>TAG</b>	<b>Condición</b>	<b>Descripción</b>	<b>Localización</b>	<b>Conexión</b>	<b>Señal</b>
07-FT-111/112/113	Existente	Transmisor de caudal de entrada de crudo al B-301	XO-74/77/80-5"(3P1)ST	Bridada	AI
07-TT-211/212/213	Existente	Transmisor de temperatura de entrada de crudo al B-301	XO-74/77/80-5"(3P1)ST	Bridada	AI
07-PI-311/312/313	Existente	Indicador de presión de entrada de crudo al B-301	XO-74/77/80-5"(3P1)ST	Bridada	AI
07-TT-221/222/223	Existente	Transmisor de temperatura de salida de crudo del B-301	AO-23/24/25-6"(3P1)	Bridada	AI
07-PI-321/322/323	Existente	Indicador de presión de salida de crudo del B-301	AO-23/24/25-6"(3P1)	Bridada	-
07-TT-211/212	Existente	Transmisor de temperatura de salida de vapor del B-301	XSS-6/7-6"(3S1)	Bridada	AI
07-FT-130	Existente	Transmisor de caudal de salida de vapor del B-301	XSS-3-8"(1S1)H	Bridada	AI
07-TI-230	Existente	Indicador y transmisor de temperatura de entrada de humos al B-301	B-301	Soldada	AI
07-TT-250	Existente	Transmisor de temperatura de humos del B-301 al C-340	B-301	Soldada	AI
07-PT-350	Existente	Transmisor de presión de humos del B-301 al C-340	B-301	Soldada	AI
07-TT-251A	Existente	Transmisor de temperatura de salida de humos del C-340	XO-3-76"(1H1)	Bridada	AI
07-LAT-251A	Nuevo	Alarma de baja temperatura de humos de salida del C-340	XO-3-76"(1H1)	Bridada	DI
07-PI-351	Existente	Indicador de presión de aire de entrada al K-302	XO-3-76"(1H1)	Bridada	-
07-TI-251	Existente	Indicador y transmisor de temperatura del segundo paso de aire del C-340	C-340	Soldada	AI
07-TI-2500	Existente	Indicador y transmisor de temperatura del tercer paso de aire del C-340	C-340	Soldada	AI
07-TT-260	Nuevo	Transmisor de temperatura de entrada de aire al C-340	C-340	Soldada	AI
07-FT-150	Existente	Transmisor de caudal de vapor de entrada al C-341	AE-166-4"(1S1)H	Bridada	AI
07-PI-360	Existente	Indicador de presión de aire de entrada al K-303	K-303	Bridada	-
07-FI-140	Existente	Indicador y transmisor de caudal de vapor de aceleración	XS-1-4"(3S1)H	Bridada	AI
07-PI-340	Existente	Indicador de presión de vapor de aceleración	XS-1-4"(3S1)H	Bridada	-
07-FI-141/142/143	Existente	Indicador y transmisor de caudal de vapor de aceleración	XS-2/3/4-4"(3S1)H	Bridada	AI
07-AI-401	Existente	Analizador de CO en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-AI-402	Existente	Analizador de SO <sub>2</sub> en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-AI-403	Existente	Analizador de O <sub>2</sub> en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-AI-404	Existente	Analizador de gases en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-FI-170	Existente	Indicador y transmisor de caudal de humos en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-FI-171	Existente	Indicador y transmisor de caudal de humos en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-TI-270	Existente	Indicador y transmisor de temperatura de humos en chimenea	B-103	Soldada	AI
07-TI-271	Existente	Indicador y transmisor de temperatura de humos en chimenea	B-103	Soldada	AI

#### **4.3.4. Hojas de especificación**


1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa
2	<b>Item No.:</b> 07-B-301
3	<b>Service:</b> Crude and steam preheater
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain
5	<b>Vendor:</b>


6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	
21	
22	
23	
24	
25	
26	
27	
28	
29	
30	
31	
32	
33	
34	
35	
36	
37	
38	
39	
40	
41	
42	
43	
44	
45	
46	
47	
48	
49	
50	
51	
52	
53	
54	
55	
56	
57	
58	
59	
60	
61	
62	
63	
64	

## B-301 specification sheet

### Crude and steam preheater

1. Design Conditions	Sheet 2
2. Coil arrangement and sketch	Sheets 2 & 3
3. Process operating conditions	Sheet 4
4. Rating cases	Sheet 4 & 5
5. Equipment detailed drawing	Sheet 6
6. Crude studded tube detailed drawing	Sheet 7

					 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGLI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química
1	Revisado	30/05/2018	A.R / S.E	A.R	
0		02/05/18	A.R / S.E	A.R	
REV		DATE	PREP.	APPR.	Sheet 1 of 7

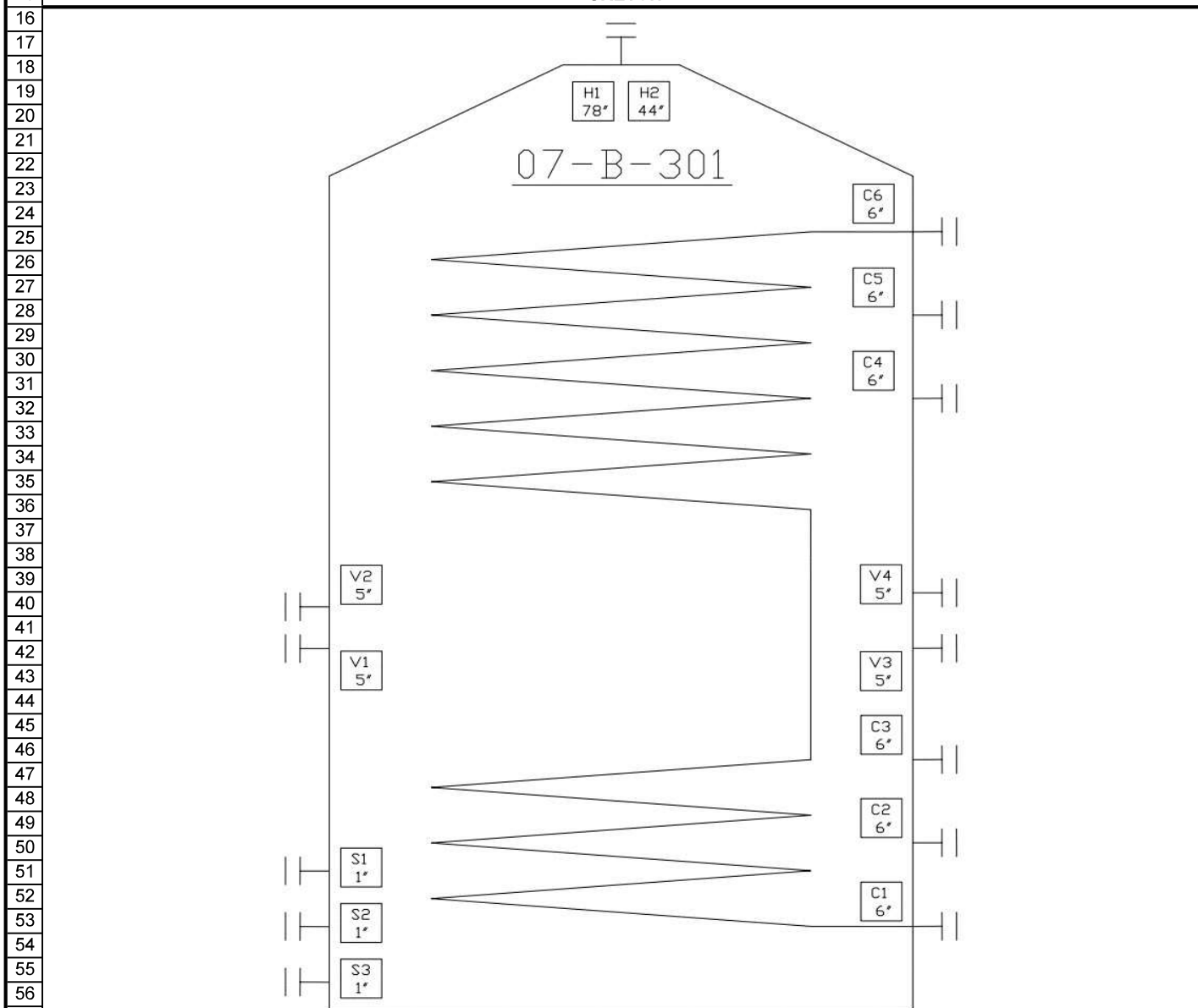
1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa					
2	<b>Item No.:</b> 07-B-301					
3	<b>Service:</b> Crude and steam preheater					
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain					
5	<b>Vendor:</b>					
6	<b>PROCESS DESIGN CONDITIONS. TUBE SIDE</b>					
7			<b>CRUDE COIL</b>		<b>STEAM COIL</b>	
8			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
9	Fluid total flow	kg/h	276671		3770	
10	Vapour	kg/h	2462	2971	-	-
11	Liquid	kg/h	274209	273700	-	-
12	Steam	kg/h	-	-	3770	3770
13	Temperature	°C	258,5	273,4	139	306,1
14	Density (L / V)	kg/m <sup>3</sup>	746 / 8,92	735 / 9,46	1,88	1,3
15	Viscosity (L / V)	cP	1,152 / 0,0155	0,985 / 0,0158	0,0136	0,0202
16	Molecular Weight (L / V)	kg/kmol	401 / 40,3	403 / 43,2	18,02	18,02
17	Specific Heat (L / V)	kcal/kg.°C	0,665 / 0,581	0,676 / 0,599	0,466	0,485
18	Thermal Conductivity (L / V)	kcal/h.m.°C	0,0892 / 0,0318	0,0836 / 0,0325	0,0245	0,0383
19	Latent heat	kcal/kg	526	526	519,5	519,7
20	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	8,43	8,09	2,39	2,36
21	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	5,00 / 3,19		29,6	
22	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,34		0,20 / 0,03	
23	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	2,00E-05		2,03E-07	
24	<b>PROCESS DESIGN CONDITIONS. FLUE GAS SIDE</b>					
25			<b>INLET</b>		<b>OUTLET</b>	
26	Flue gas total flow	kg/h			34446	
27	Temperature: entering convection section	°C			650,0	
28	entering steam section	°C			441,1	
29	leaving steam section	°C			406,1	
30	leaving convection section	°C			351,5	
31	Density	kg/m <sup>3</sup>	0,359		0,441	
32	Viscosity	cP	0,041		0,033	
33	Molecular Weight	kg/kmol	28,02		28,02	
34	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,300		0,289	
35	Thermal Conductivity	kcal/h.m.°C	0,0596		0,0479	
36	Latent heat	kcal/kg	230,45		230,59	
37	Pressure	mm w.c.	-12,00		-	
38	Velocity (Max. / Mean)	m/s			9,74 / 4,36	
39	Pressure Drop (Max. / Calculated)	mm w.c.			250 / -	
40	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	1,05E-06		1,05E-06	
41	<b>Heat Exchanged</b>	Mcal/h	<b>Total</b>	3011	<b>Crude coil</b>	2717
					<b>Steam coil</b>	294
42	<b>Heat Transfer Rate cl./fo.</b>	kcal/m <sup>2</sup> .°C			<b>Crude coil</b>	23,4 / 22,9
					<b>Steam coil</b>	26,7 / 25,5
43	<b>DESIGN CONDITIONS</b>					
44	Design tube metal temp. (Crude / Steam)	°C			419 / 394	
45	Maximum tube metal temp. (Crude / Steam)	°C			403 / 394	
46	Corrosion Allowance (Crude / Steam)	mm			3,18 / 1,60	
47	<b>COIL ARRANGEMENT</b>					
48	<b>Description of tube bundles:</b>		<b>CRUDE COIL</b>		<b>STEAM COIL</b>	
49	Tube orientation	Hor or Vert	Horizontal		Horizontal	
50	Material (ASTM Specification and grade)		A-106 Gr.B		A-106 Gr.B	
51	OD	mm	168,3		141,3	
52	Thickness	mm	7,11		6,55	
53	Tube Length:	mm	6160		6160	
54	Effective tube length	mm	5634		5634	
55	Number of flow passes		3		2	
56	Number of tubes per pass		16		7	
57	Number of tubes per row		6		7	
58	Bare tubes:		-		-	
59	Extended surface tubes:					
60	Number		48		14	
61	Total exposed surface	m <sup>2</sup>	679		64,7	
62	Tube layout		Staggered		Staggered	
63	Pitch cent. to cent. Hor. x Diag. (or Vert.)	mm	304,8		254	
64	Pitch cent. to furnace wall	mm	152,4		127	
1	Revisado	30/05/2018	A.R / S.E	A.R	 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química	
0		02/05/18	A.R / S.E	A.R		
REV		DATE	PREP.	APPR.	Sheet 2 of 7	

1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa
2	<b>Item No.:</b> 07-B-301
3	<b>Service:</b> Crude and steam preheater
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain
5	<b>Vendor:</b>

**COIL ARRANGEMENT**


Description of extended surface:		CRUDE COIL	STEAM COIL
Type: (studs) (serrated fins) (solid fins)		Studs	Studs
Material		CS	CS
Dimensions (Height x Diameter)	mm	42,0 x 12,7	25,4 x 12,7
Planes per unit length	Planes / m	63	63
Fins spacing	Studs / plane	24	6
Planes spacing	mm	15,44	-
Extension ratio (Total Area/Bare Area)		4,32	1,87


**SKETCH**




**NOZZLES**

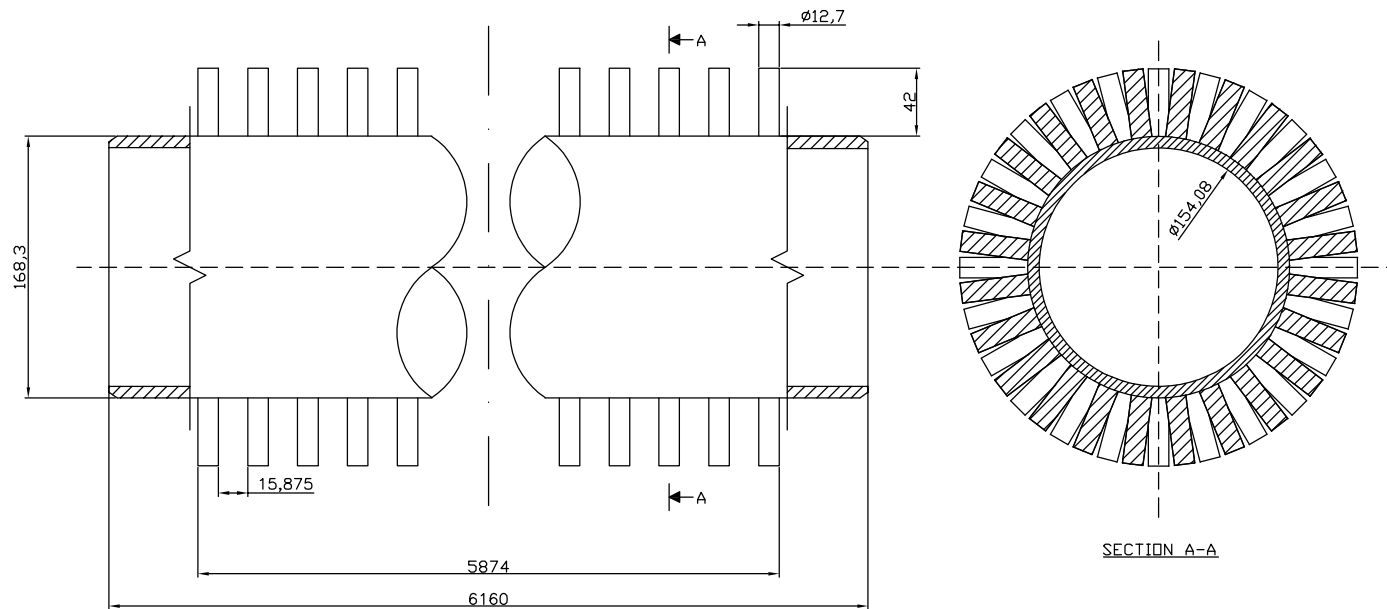
Service	Mark	Nº	Dia.	Rating
Crude	C	6	6"	300 lb
Steam	V	4	5"	150 lb
Service steam	S	3	1"	300 lb
Flue gas	H1	1	78"	150 lb
Flue gas	H2	1	44"	150 lb

1	Revisado	30/05/2018	A.R / S.E	A.R	 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química
0		02/05/18	A.R / S.E	A.R	
REV		DATE	PREP.	APPR.	Sheet 3 of 7

1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa					
2	<b>Item No.:</b> 07-B-301					
3	<b>Service:</b> Crude and steam preheater					
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain					
5	<b>Vendor:</b>					
6	<b>PROCESS OPERATING CONDITIONS. TUBE SIDE</b>					
7			<b>CRUDE COIL</b>		<b>STEAM COIL</b>	
8			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
9	Fluid total flow	kg/h	245944		2878,8	
10	Vapour	kg/h	2189	2641	-	-
11	Liquid	kg/h	243755	243303	-	-
12	Steam	kg/h	-	-	2878,8	2878,8
13	Temperature	°C	263,9	276,8	182,4	323,4
14	Density (L / V)	kg/m <sup>3</sup>	742 / 9,09	733 / 9,70	1,7	1,255
15	Viscosity (L / V)	cP	1,089 / 0,0156	0,956 / 0,0156	0,0153	0,0209
16	Molecular Weight (L / V)	kg/kmol	401 / 42,1	404 / 47,4	18,02	18,02
17	Specific Heat (L / V)	kcal/kg.°C	0,669 / 0,588	0,679 / 0,603	0,470	0,487
18	Thermal Conductivity (L / V)	kcal/h.m.°C	0,0874 / 0,0320	0,0826 / 0,0325	0,0277	0,0398
19	Latent heat	kcal/kg	526,7	527,2	519,5	519,7
20	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	8,43	8,15	2,42	2,39
21	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	5,00 / 2,87		26,3	
22	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,28		0,20 / 0,03	
23	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	2,00E-05		2,03E-07	
24	<b>PROCESS OPERATING CONDITIONS. FLUE GAS SIDE</b>					
25			<b>INLET</b>		<b>OUTLET</b>	
26	Flue gas total flow	kg/h			30620	
27	Temperature: entering convection section	°C			598,1	
28	entering steam section	°C			415,2	
29	leaving steam section	°C			393,0	
30	leaving convection section	°C			343,8	
31	Density	kg/m <sup>3</sup>	0,377		0,441	
32	Viscosity	cP	0,039		0,033	
33	Molecular Weight	kg/kmol	28,02		28,02	
34	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,297		0,289	
35	Thermal Conductivity	kcal/kg.°C	0,0566		0,0479	
36	Latent heat	kcal/kg	230,5		230,6	
37	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	-12,00		-	
38	Velocity (Max. / Mean)	m/s			8,26 / 3,70	
39	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	mm w.c.			250 / -	
40	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	1,05E-06		1,05E-06	
41	<b>Heat Exchanged</b>	Mcal/h	<b>Total</b>	2313	<b>Crude coil</b>	2123
42	<b>Heat Transfer Rate cl./fo.</b>	kcal/h.m <sup>2</sup> .°C			<b>Crude coil</b>	21,2 / 20,7
					<b>Steam coil</b>	190,8
43	<b>PROCESS RATING CASES</b>					
44			<b>CASE A</b>		<b>CASE B</b>	
45			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
46			<b>CRUDE COIL</b>			
47	Fluid total flow	kg/h	337568		173712	
48	Vapour	kg/h	3004	3625	1546	1866
49	Liquid	kg/h	334564	333943	172166	171846
50	Steam	kg/h	-	-	-	-
51	Temperature	°C	268,4	281,7	228,7	239,9
52	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	8,43	7,93	8,43	8,29
53	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,50		- / 0,14	
54			<b>STEAM COIL</b>			
55	Fluid total flow	kg/h	2878,8		2878,8	
56	Temperature	°C	182,4	323,4	182,4	323,4
57	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	2,42	2,39	2,42	2,39
58	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	0,20 / 0,03		0,20 / 0,03	
59			<b>FLUE GAS SIDE</b>			
60	Flue gas total flow	°C	42027		21627	
61	Temperature: entering convection section	°C	629,0		498,1	
62	entering steam section	°C	446,8		340,7	
63	leaving steam section	°C	430,8		317,0	
64	leaving convection section	°C	374,5		280,6	
1	Revisado	30/05/2018	A.R / S.E	A.R	 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química	
0		02/05/18	A.R / S.E	A.R		
REV		DATE	PREP.	APPR.	Sheet 4 of 7	

1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa					
2	<b>Item No.:</b> 07-B-301					
3	<b>Service:</b> Crude and steam preheater					
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain					
5	<b>Vendor:</b>					
6	<b>PROCESS RATING CASES</b>					
7			<b>CASE C</b>		<b>CASE D</b>	
8			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
9	<b>CRUDE COIL</b>					
10	Fluid total flow	kg/h	245944		245944	
11	Vapour	kg/h	2189	2641	2189	2641
12	Liquid	kg/h	243755	243303	243755	243303
13	Steam	kg/h	-	-	-	-
14	Temperature	°C	263,9	276,6	263,9	277,1
15	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	8,43	8,15	8,43	8,15
16	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,28		- / 0,28	
17	<b>STEAM COIL</b>					
18	Fluid total flow	kg/h	3495,3		1982,6	
19	Temperature	°C	191,4	315,8	171,5	280,2
20	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	2,42	2,39	2,42	2,41
21	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	0,20 / 0,03		0,20 / 0,01	
22	<b>FLUE GAS SIDE</b>					
23	Flue gas total flow	°C	30620		30620	
24	Temperature: entering convection section	°C	598,1		598,1	
25	entering steam section	°C	415,2		415,4	
26	leaving steam section	°C	389,1		404,0	
27	leaving convection section	°C	341,3		350,5	
28	<b>PROCESS RATING CASES</b>					
29			<b>CASE E</b>		<b>CASE F</b>	
30			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
31	<b>CRUDE COIL</b>					
32	Fluid total flow	kg/h	337568		173712	
33	Vapour	kg/h	3004	3625	1546	1866
34	Liquid	kg/h	334564	333943	172166	171846
35	Steam	kg/h	-	-	-	-
36	Temperature	°C	268,4	281,7	228,7	498,1
37	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	8,43	7,93	8,43	8,29
38	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,50		- / 0,14	
39	<b>STEAM COIL</b>					
40	Fluid total flow	kg/h	3495,3		1982,6	
41	Temperature	°C	191,4	315,8	171,5	280,2
42	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	2,42	2,39	2,42	2,41
43	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	0,20 / 0,03		0,20 / 0,01	
44	<b>FLUE GAS SIDE</b>					
45	Flue gas total flow	°C	42027		21627	
46	Temperature: entering convection section	°C	628,7		498,1	
47	entering steam section	°C	446,7		340,9	
48	leaving steam section	°C	430,0		324,4	
49	leaving convection section	°C	374,0		284,9	
50	<b>REMARKS</b>					
51	CASE A refers to crude maximum conditions					
52	CASE B refers to crude minimum conditions					
53	CASE C refers to steam maximum conditions					
54	CASE D refers to steam minimum conditions					
55	CASE E refers to crude and steam maximum conditions					
56	CASE F refers to crude and steam minimum conditions					
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
1	Revisado	30/05/2018	A.R / S.E	A.R	 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química	
0		02/05/18	A.R / S.E	A.R		
REV		DATE	PREP.	APPR.	Sheet 5 of 7	





General Notes

0	Revisado	A.R.	30/05/18
0	Dibujado	A.R.	15/05/18

Drawing Name

Detalle tubos  
pitoneados  
intercambiador de  
crudo del B-301

Project Name and Address

TFG\_1818  
Universitat Rovira i Virgili

Area  
07

Drawing Number  
301-002

Author  
Albert R.




1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa
2	<b>Item No.:</b> 07-C-340
3	<b>Service:</b> Air preheater
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain
5	<b>Vendor:</b>

6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64

## C-340 specification sheet

### Air preheater

1. Design Conditions	Sheet 2
2. Heat Exchanger arrangement and sketch	Sheets 2 & 3
3. Process operating conditions	Sheet 4
4. Rating cases	Sheet 4 & 5
5. Air tube detailed drawing	Sheet 6

					 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química Departament d'Enginyeria Química
0	02/05/18	I.R	I.R		
REV	DATE	PREP.	APPR.		Sheet 1 of 6

1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesta			
2	<b>Item No.:</b> 07-C-340			
3	<b>Service:</b> Air preheater			
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain			
5	<b>Vendor:</b>			
6	<b>PROCESS DESIGN CONDITIONS. AIR SIDE</b>			
7	Section		<b>AIR</b>	
8			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
9	Fluid total flow	kg/h	30126	30126
10	Gas	kg/h	30126	30126
11	Liquid	kg/h	-	-
12	Steam	kg/h	-	-
13	Temperature	°C	94,8	315,8
14	Density	kg/m <sup>3</sup>	1,31	0,67
15	Viscosity	cP	0,02	0,03
16	Molecular Weight	kg/kmol	28,97	28,97
17	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,24	0,25
18	Thermal Conductivity	kcal/h.kg.°C	0,03	0,04
19	Latent heat	kcal/kg	55	55
20	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	0,39	0,38
21	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	- / 5,43	
22	Pressure Drop	kg/cm <sup>2</sup>	0,014	
23	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	4,65E-04	
24	<b>PROCESS DESIGN CONDITIONS. FLUE GAS SIDE</b>			
25			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
26	Flue gas total flow	kg/h	34446	
27	Temperature: entering air preheater	°C	351,5	-
28	leaving air preheater	°C	-	173,9
29	Density	kg/m <sup>3</sup>	0,55	0,75
30	Viscosity	cP	0,03	0,02
31	Molecular Weight	kg/kmol	28,57	28,57
32	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,27	0,26
33	Thermal Conductivity	kcal/kg.°C	0,05	0,04
34	Latent heat	kcal/kg	151,2	151,2
35	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	-	-
36	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	- / 8,62	
37	Pressure Drop (Max. / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	250 / -	
38	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	1,05E-06	1,05E-06
39	<b>Heat Exchanged</b>	Mcal/h	<b>Total</b>	1699
40	<b>Heat Transfer Rate cl./fo.</b>	kcal/m <sup>2</sup> .°C	- / 19,05	
41	<b>DESIGN CONDITIONS</b>			
42	Minimum design metal temp.	°C	142	
43	Minimum tube metal temp.	°C	173,3	
44	Maximum design tube pressure. (Air)	kg/cm <sup>2</sup>	0,2	
45	Corrosion Allowance (Crude / Steam)	mm	-	
46	<b>HEAT EXCHANGER ARRANGEMENT</b>			
47	<b>Description of tube bundles:</b>		<b>AIR</b>	
48	Tube orientation	Hor or Vert	Horizontal	
49	Tube Type		LTB	
50	Material (ASTM Specification and grade)		A48	
51	Cross Section A x B / Area	mm / mm <sup>2</sup>	518 x 154 / 31429	
52	Thickness	mm	5	
53	Tube Length:	mm	3162	
54	Effective tube length	mm	3122	
55	Number of flow passes		3	
56	Number of tubes per pass		40	
57	Number of tubes per row		8	
58	Number of tubes per column		5	
59	Bare tubes:		-	
60	Extended surface tubes:			
61	Number		120	
62	Total exposed surface	m <sup>2</sup>	1968	
63	Tube layout		Inline	
64				
0	02/05/18	I.R	I.R	
REV	DATE	PREP.	APPR.	Sheet 2 of 6



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Químic  
Departament d'Enginyeria Químic

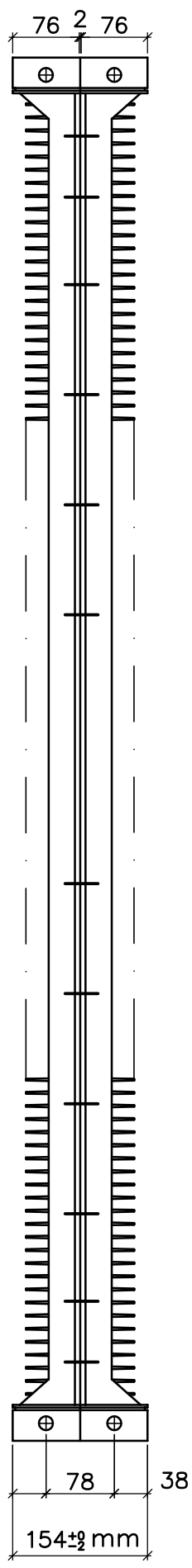
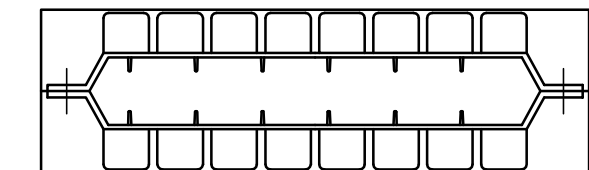
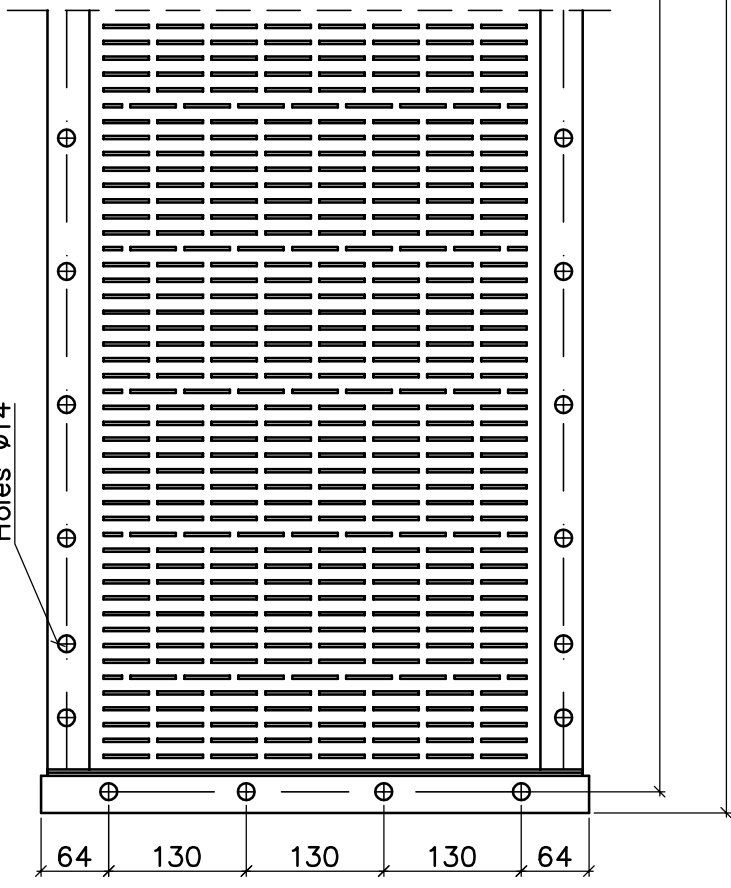
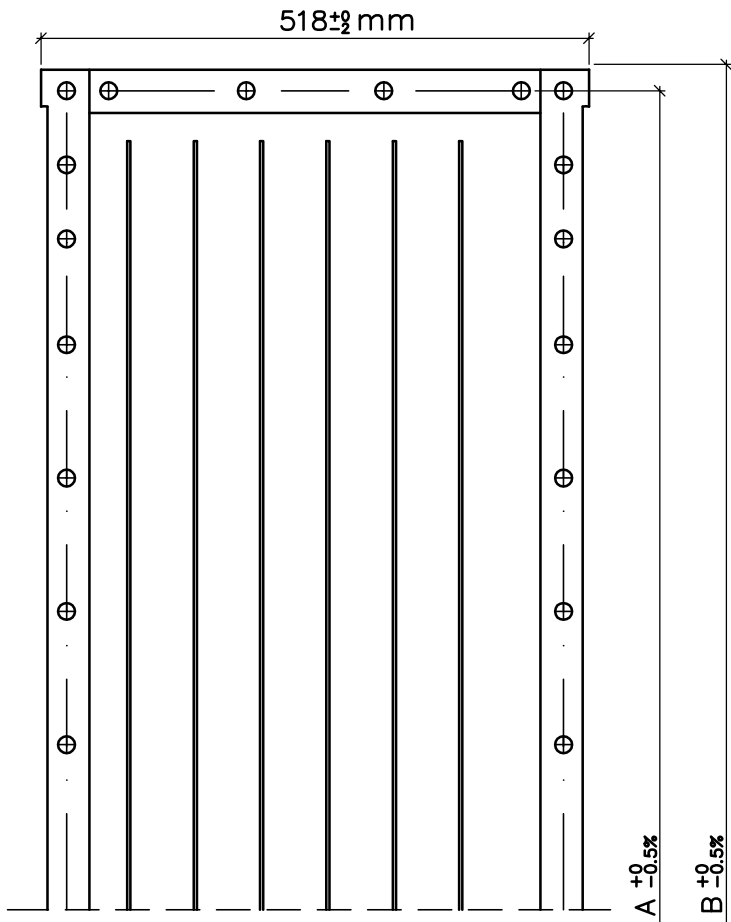


1	<b>Project:</b> Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de Asesa					
2	<b>Item No.:</b> 07-C-340					
3	<b>Service:</b> Air preheater					
4	<b>Location:</b> Tarragona, Spain					
5	<b>Vendor:</b>					
6	<b>PROCESS OPERATING CONDITIONS. AIR SIDE</b>					
7	Section		<b>AIR</b>			
8			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>		
9	Fluid total flow	kg/h	26780	26780		
10	Gas	kg/h	26780	26780		
11	Liquid	kg/h	-	-		
12	Steam	kg/h	-	-		
13	Temperature	°C	94,8	311,4		
14	Density	kg/m <sup>3</sup>	1,31	0,68		
15	Viscosity	cP	0,02	0,03		
16	Molecular Weight	kg/kmol	28,97	28,97		
17	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,24	0,25		
18	Thermal Conductivity	kcal/h.kg.°C	0,03	0,04		
19	Latent heat	kcal/kg	55	55		
20	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	0,39	0,38		
21	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	- / 5,39			
22	Pressure Drop	kg/cm <sup>2</sup>	0,011			
23	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	4,65E-04			
24	<b>PROCESS OPERATING CONDITIONS. FLUE GAS SIDE</b>					
25			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>		
26	Flue gas total flow	kg/h	30620			
27	Temperature: entering air preheater	°C	343,8	-		
28	leaving air preheater	°C	-	169,6		
29	Density	kg/m <sup>3</sup>	0,55	0,75		
30	Viscosity	cP	0,03	0,02		
31	Molecular Weight	kg/kmol	28,57	28,57		
32	Specific Heat	kcal/kg.°C	0,27	0,26		
33	Thermal Conductivity	kcal/kg.°C	0,05	0,02		
34	Latent heat	kcal/kg	151,2	151,2		
35	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	-	-		
36	Velocity (Allowable / Calculated)	m/s	- / 7,58			
37	Pressure Drop (Max. / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	250 / -			
38	Fouling Resistance (min)	h.m <sup>2</sup> .°C/kcal	1,05E-06	1,05E-06		
39	<b>Heat Exchanged</b>	Mcal/h	<b>Total</b>	1488		
40	<b>Heat Transfer Rate cl./fo.</b>	kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	- / 19,05			
41	<b>PROCESS RATING CASES</b>					
42			<b>CASE A</b>	<b>CASE B</b>		
43			<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>	<b>INLET</b>	<b>OUTLET</b>
44	<b>AIR SIDE</b>					
45	Fluid total flow	kg/h	36756		18915	
46	Gas	kg/h	36756	36756	18915	18915
47	Liquid	kg/h	-	-	-	-
48	Steam	kg/h	-	-	-	-
49	Temperature	°C	94,8	331,0	94,8	261,2
50	Pressure	kg/cm <sup>2</sup> (g)	0,39	0,37	0,39	0,38
51	Pressure Drop (Allowable / Calculated)	kg/cm <sup>2</sup>	- / 0,022		- / 0,006	
52	<b>FLUE GAS SIDE</b>					
53	Flue gas total flow	°C	42027		21627	
54	Temperature: entering air preheater	°C	374,5		280,6	
55	leaving air preheater	°C	184,8		146,6	
56						
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
0		02/05/18	I.R	I.R		
REV		DATE	PREP.	APPR.		



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química  
Departament d'Enginyeria Química

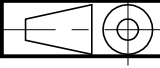




5  
nominal wall thickness

LENGTHS		
A	B	Weight
1106	1146	142 kg
1358	1398	174 kg
1484	1524	190 kg
1610	1650	
1862	1902	
2114	2154	268 kg
2366	2406	299 kg
2618	2658	350 kg
2870	2910	
3122	3162	416 kg


Mtrial: **Grey cast-iron**  
 Job #:  
 Dwg #: **SBC 003-H** Qty:

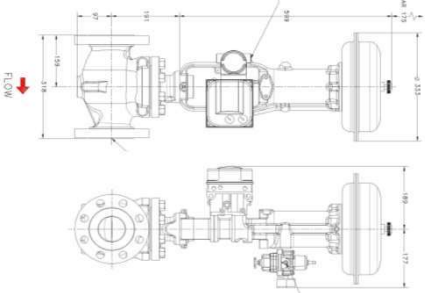

Description   
**LTB - tube type**

Rev.	Date	Rev.	Date
0	17.2.03	1	22.11.04
E.B.		E.B.	

  
 BY-CAST



1	GENERAL	Project	Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de ASES					
2		Item	HD 07-K-303		Type	Centrifl. back'rd imp.		
3		Service	Air blower		Mo'I/Manf'r			
4		Location	Tarragona, Spain		Nº Cases	1		
5	OPERATING CONDITIONS	Gas:	Aire					
6		Density (kg/m3)	1,22					
7		Avg.Mol.Mass (kg/kmol)	29,0					
8		k-Value	1,40					
9		Compressibility factor	0,999					
10		<u>Suction</u>						
11		Flow (Nm3/h)	24775					
12		Mass flow (kg/h)	30126					
13		Gauge pressure (mmwc)	0,00					
14		Temperature (°C)	17,3					
15	<u>Discharge</u>							
16	Gauge pressure (mmwc)	244						
17	Temperature (°C)	17,3						
18	Pressure drop (mmwc)							
19								
20	DESIGN CONDIT.	Code	HD 07-K-303					
21		Discharge pressure (kg/cm2)	1,058					
22		Discharge temperature (°C)	17,3					
23		Density (kg/m3)	1,25					
24		Corrosion allowance (mm)						
25		Casing Test Presure (kg/cm2)						
26								
27	MATERIAL		Thick. / Dia. (mm)		Mat'l Class			
28		Case:	<i>AS EXISTING</i>		Steel			
29		Rotor:			Steel			
30		Shaft:			Steel			
31								
32	DETAILS		Service	Mark	Nº	Size	Rating	
33		<i>AS EXISTING</i>	Intake	A				
34				B				
35				C				
36				D				
37			Disch.	E				
38				F				
39				G				
40				H				
41				I				
42			J					
43		K						
44	Direction of rotation CW-CCW		CW					
45	Bearing type:		Roller					
46	Coupling type:							
47	ELEC.MOTOR DRIVE	Mechanical data:						
48		Estim. power req'd (kW)						
49		Proposed motor size (kW)						
50		Rot. freq. (s-1)						
51		Bearings.						
52		Electrical Data:						
53		Volts (V)		400				
51		Phase		3				
52		Frequency (Hz)		50				
53		Number of poles						
54	Full load current (A)		98,5					
<i>AS EXISTING</i>								
						UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química		
1	3/6/2018	S. Escuain	S. Escuain					
0	24/5/2018	S. Escuain	S. Escuain					
REV.	DATE	PREP.	APPR.					

GENERAL DATA									
1									
2	PROJECT	Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de ASES							
3	ITEM	FV-260	LINE/EQUIPMENT			AE-166-4"(1S1)H			
4	SERVICE	Vapour flow control		DIAGRAM		003			
5	LOCATION	Tarragona, Spain		AREA CLASSIF.		-			
6		EEx REGULATION			EEx d IIC T6				
7	PROCESS DATA								
8	FLOW	MPS	PHASE	Vapour	Data	U.I	Min.	Normal	Max.
9	Cp/Cv	1,33	Z	0,987	Inlet Flow (m3/s)		0,117	0,199	0,320
10	D (kg/m3)	1,06	Viscosity (Pa·s)	1,36E-05	Inlet Pressure (bar)		2,41	2,41	2,41
11	P crit. (bar)	221	T crit. (K)	647	Pres. Drop (bar)		0,294	0,294	0,294
12	INSTALLATION LINE AND APPLICABLE LAW				T operation (K)		126	126	126
13	DN & RATING		100	150 #	Vapor Pres. (bar)		2,27	2,27	2,27
14	MTL & SCHEDULE		A-106 Gr.B	40	Cv calculated		20,3	34,4	55,4
15	INSULATION & THICKNESS		-	-	Opening		-	-	-
16	EEx REGULATION		EEx d IIC T6		Max rated Cv		114		
17	BODY, INTERNAL AND ACTUATOR								
18	BODY, BIRETTA AND PACKING			INTERNAL					
19	Body Type	Globe	Types	STD	Escape Types	-			
20	Vapor Mantle	-	Row	-	Noise (dB)	-			
21	DN & Rating	80 & 150 #	Guidance	Post	MTL Guidance	S17400			
22	Line Connection	RF Flange	Holder	-	MTL Holder	S31600			
23	MTL Body & Cas.	A216 WCC	Nominal Cv	-	MTL Actuator	S31600			
24	MTL Body Line	S31600	Character	-	MTL Nozzle	S31600			
25	MTL Outlet Line	A-106 Gr.B	PNEUMATIC ACTUATOR						
26	Flow tends to	-	Service	-	Feed/Rang	-			
27	Biretta Type	-	Type	Spring & diaphragm	Wheel	None			
28	Packing	PTFE	Air	-	Travel Limit (mm)	38,1			
29	Shutting Bellow	ANSI CL IV	Max. DP (bar)	2,28	XLOCK System	-			
30	ACCESSORIES AND PURCHASE DATA								
31	POSITIONATOR AND FILTER			SOLENOID VALVE			TRAVEL ENDS		
32	Positioner Type	Digital		Valve Type	Equal percent		Sensors Type		
33	SMART Capacity			Feed			Service		
34	PST/Regulation			Reset Type			Assembly & Connec.		
35	Electrical Connection			Electrical Connec.			EEx Protection		
36	Pneumatic Connectio			Pneumatic Connec.			NOTES AND ACCESSORIES		
37	EEx Protection	EEx d IIC T6		EEx Protection	EEx d IIC T6				
38	Filter	67CFR		SIL (s/IEC 61508)					
39	PRODUCT DATA				SKETCH				
40	Valve	EZ	Actuator	Type 667					
41	Positionator	Digital							
42	Solenoid	Equal percent							
43	Travel End								
44									
45	PURCHASE DATA								
46	Requisition	Emerson Electric							
47	Manufacturer	Fisher							
48	Supplier								
49	Sketch from: Fisher - Emerson								
50	JOB NO.				CHARGE NO.				
51	M/S NO.				P.O.NO.				
52	NO.UNITS	1							
53	DR.BY				DATE:				
54	CK.BY				DATE:				
	REV	BY	OK	DATE	 UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química				
					FV-260				
	1	S. Escuain	YES	3/6/2018	SHEET No. 1				
	0	S. Escuain	YES	27/5/2018					

## **5. SEGURIDAD**

### **5.1. Proceso**

Zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA).

### **5.2. Scope**

Sistemas objetivo de estudio: El proceso sobre el cual se va a realizar el estudio HAZOP va a ser la zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA). El estudio incluye los riesgos que puedan suceder en los equipos 07-B-301 y 07-C-340, en sí mismos, además de en sus entradas y salidas, incluyendo también las soplantes (07-K-303 y 07-K-302).

Servicios considerados:

- Vapor de baja.
- Vapor acelerador
- Aire de instrumentos

### **5.3. Propósito**

Identificar situaciones de peligro que se puedan generar a partir de desviaciones de las condiciones de proceso estipuladas por la intención de proceso (L, F, P, T, composición), considerando el fallo de los servicios, el fallo humano involuntario y los sucesos externos relevantes por el entorno de la implantación. Todo ello mediante la aplicación de la metodología HAZOP.

### **5.4. Sistema de análisis**

Para un mayor entendimiento y mayor detalle el estudio se realiza mediante nodos. Los nodos definidos y en los que se basa el análisis son los siguientes:

Nodo 1: Calentamiento del Crudo. Incluye el suministro del crudo al equipo 07-B-301, calentamiento, servicio de vapor acelerador y por último salida a proceso.

Nodo 2: Calentamiento del Vapor. Incluye el suministro del vapor al equipo 07-B-301, calentamiento y salida a proceso.

Nodo 3: Precalentamiento del Aire. Incluye la entrada de aire junto con el equipo 07-K-303, servicio de vapor, línea de by-pass, entrada al equipo 07-C-340, calentamiento y salida a proceso.

Nodo 4: Suministro y extracción de humos del sistema. Incluye la entrada de los gases de combustión después de hornos, paso por el equipo 07-B-301, by-pass a equipo 07-B-103, paso

por equipo 07-C-340, y por último salida del precalentador de aire junto con el equipo 07-K-302 hasta el equipo 07-B-103.

### **5.5. Estudio HAZOP de la unidad**

En las tablas del análisis HAZOP se incluye la valoración de riesgo y la prioridad que tiene cada uno de los eventos analizados. Dicho estudio se explica en profundidad en el apartado de D de los anexos. Cabe destacar los siguientes puntos:

- La valoración de la magnitud del riesgo estudiado está en función de las salvaguardas que existen en la sección.
- Si el riesgo es menor ( $\leq 14$ ) no hay prioridad en el evento.
- Si hay un parámetro que no influye en el estudio se menciona en el apartado de Causas como “No aplica”.
- Al principio de cada nodo se hace mención este junto con la intención del nodo para tener un mayor entendimiento.
- Finalmente, se puede observar el seguimiento de los nodos mediante el diagrama P&ID que se puede observar en el anexo D.

A continuación, se muestran las tablas del estudio HAZOP con el análisis de riesgo.

Compañía: ASFALTOS ESPAÑOLES, S.A.

Proyecto: Zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA).

Nodo 1: Calentamiento del Crudo. Incluye el suministro del crudo al equipo 07-B-301, calentamiento, servicio de vapor acelerador y por último salida a proceso.

Intención: Recuperación de calor de gases de combustión por convección con crudo.

Diagramas: 003

Parámetros: Nivel, Flujo, Presión, Temperatura, Composición, Corrosión/Erosión, Servicios.

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Nivel.	1. No aplica.								
Menos	Menos Nivel.	2. No aplica.								
No	No Flujo de Crudo.	3. Fallo cierra completamente FV-111, FV-112, FV-113. Fallo de suministro.	3.1. No se realiza intercambio de calor con los humos. Temp. de humos por encima de la Temp. de diseño de los tubos de crudo.	PLC hornos corta combustible a quemadores		3	1,2	0,6	2,2	
Menos	Menos Flujo de Crudo.	4.1. Fallo de la válvula FV-111, FV-112, FV-113, cierran más de lo requerido.	Ver consecuencia en "3.1"							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvuardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Menos	Menos Flujo de Crudo.	4.2. Fallo de suministro del vapor acelerador en situaciones de necesidad.	Ver consecuencia en “3.1”							
Más	Más Flujo de Crudo.	5. Fallo abre más de lo requerido, válvulas FV-111, FV-112, FV-113. Fallo suministro.	5.1. Intercambio de calor no deseado. Obtención del crudo fuera de especificación. No consecuencias de seguridad.							
Más	Más Presión en lado crudo.	6. Fuego externo.	6.1. Posibilidad de afección por radiación térmica. Evaporación de parte de la fase líquida del crudo. Rotura catastrófica de las líneas.		Diseñar válvulas de corte de emergencia.	7	0,6	5	21	Mejora continua
Menos	Menos presión en lado crudo.	7. Fallo lazo de control. Fallo cierra más de lo requerido, válvulas FV-(111,112,113).	7.1. Obtención del crudo fuera de especificación. T. de tubos por encima de la T. de diseño. Posible pérdida de la integridad estructural.			3	1,2	5	18	Mejora continua

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Temp. en lado crudo.	8.1. Fuego externo.	Ver consecuencias en “6.1”.							
Menos	Menos Temp. lado crudo.	9.1. Fallo lazo de control. Fallo abre más de lo requerido, válvulas FV-(111,112,113).	9.1.1. Obtención del crudo fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							
		9.2. Suministro del crudo a una Temp. por debajo de lo deseado.	9.2.1. Absorción de mayor calor de humos. Obtención de vapor y/o aire fuera de las condiciones deseadas. No consecuencia de seguridad.							
Menos	Menos Temp. lado crudo.	9.3. Fallo abre más de lo requerido, válvula FV-140.	9.3.1. Obtención del crudo fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Otra	Otra composición del crudo.	10. Mayor concentración de pesados	10.1. Tema operacional. No consecuencia de seguridad.							
Así como	Así como corrosión/erosión.	11. No aplica								
No	No servicios.	12.1. Fallo vapor acelerador en 07-B-301 lado crudo.	12.1.1. Posible disminución de la velocidad del crudo en la línea. No consecuencias de seguridad.							
		12.2. Fallo aire instrumentos.	Fallo cierra FV-140 Fallo cierra FV-111 Fallo cierra FV-112 Fallo cierra FV-113 No se identifican escenarios de riesgo adicional a los ya analizados.							

Compañía: ASFALTOS ESPAÑOLES, S.A.

Proyecto: Zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA).

Nodo 2: Calentamiento del Vapor. Incluye el suministro del vapor al equipo 07-B-301, calentamiento y salida a proceso.

Intención: Recuperación de calor de gases de combustión por convección con vapor.

Diagramas: 003

Parámetros: Nivel, Flujo, Presión, Temperatura, Composición, Corrosión/Erosión, Servicios.

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Nivel.	1. No aplica.								
Menos	Menos Nivel.	2. No aplica.								
No	No Flujo de Vapor.	3. Fallo de suministro.	3.1. Temp. de humos más alta para el intercambio de calor entre crudo y aire. No consecuencia de seguridad.			3	1,2	5	18	Mejora continua
Menos	Menos Flujo de Vapor.	4.1. Fallo de suministro.	Ver consecuencia en "3.1"							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Flujo de Vapor	5. Fallo de suministro.	5.1. Temp. de humos más baja para el segundo intercambio de crudo. No consecuencia de seguridad.							
Más	Más Presión en lado vapor.	6. Fuego externo.	6.1. Posible afección por radiación térmica. Aumento de presión en el lado vapor. Rotura catastrófica de tuberías y salida de vapor al exterior.	PSV-1 para alivio de presión.		7	0,6	5	21	Normal
Menos	Menos presión lado vapor.	7. Fallo de suministro.	Ver consecuencia en "3.1".							
Más	Más Temp. en lado Vapor.	8.1. Fuego externo.	Ver consecuencias en "6.1".							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
		8.2. Humos fuera de especificación. T. humos mayor a la deseada y/o permitida.	8.2.1. Obtención de Vapor a mayor temp. Perdida de la integridad estructural de los tubos. Rotura catastrófica.	PSV-1 para alivio de presión.	Colocar válvulas de corte de emergencia.	7	0,6	2,5	10,5	
Menos	Menos Temp. en lado Vapor.	9. Temp. de humos por debajo de lo deseado.	9.1. Obtención del vapor fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							
Otra	Otra composición.	10. No aplica.								
Así como	Así como corrosión/erosión	11. Erosión en los tubos de vapor por choque del fluido.	11.1. Posible pérdida de la integridad estructural del tubo. Posible rotura.	Escoger material adecuado en la construcción.						
No	No Servicios	12. No aplica.								

Compañía: ASFALTOS ESPAÑOLES, S.A.

Proyecto: Zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA).

Nodo 3: Precalentamiento del Aire. Incluye la entrada de aire junto con el equipo 07-K-303, servicio de vapor, línea de by-pass, entrada al equipo 07-C-340, calentamiento y salida a proceso.

Intención: Recuperación de calor de gases de combustión por el precalentamiento del aire.

Diagramas: 003

Parámetros: Nivel, Flujo, Presión, Temperatura, Composición, Corrosión/Erosión, Servicios.

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Nivel.	1. No aplica.								
Menos	Menos Nivel.	2. No aplica.								
No	No Flujo de Aire	3. Parada del equipo 07-K-303.	3.1. No flujo de aire a hornos. Disminución de caudal de humos en el DEKA. Productos fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Menos	Menos Flujo de Aire	4. Fallo de la válvula BV-126, cierra más de lo requerido. -Fallo de la válvula BV-127, abre. -Fallo en el equipo 07-K-303. Trabaja a menor potencia de lo necesario	4.1. No se realiza el intercambio de calor deseado. No consecuencia de seguridad. 4.2. Menos flujo de aire a hornos. Disminución de caudal de humos en el DEKA. Productos fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							
Inverso	Flujo inverso	5. Parada instantánea de 07-K-303.	5.1. Flujo en retroceso con posibilidad de pérdida de la integridad mecánica.	Cierre de los Dampers para protección.		3	0,3	2,5	2,3	
Más	Más Presión en lado aire.	6.1. Fallo cierra completamente válvula BV-125.	6.1.1. Rotura de las líneas de aire si se sobrepasa la P. de diseño.		Alarma alta presión en PT-3YZ.	1,7	0,6	1,2	1,2	

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaviduas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Presión en lado aire.	6.2. Fuego externo.	6.2.1. Posibilidad de afección por radiación térmica. Aumento de presión en el lado aire. Posible rotura catastrófica de tuberías y salida del aire al lado humos.			7	0,6	1,2	5	
		6.3. Fallo en el equipo 07-K-303. Trabaja a mayor potencia de lo necesario.	6.3.1. Rotura de las líneas de aire si se sobrepasa la P. de diseño.		Alarma alta presión en PT-3YZ.	1,7	0,6	1,2	1,2	
Menos	Menos presión en lado aire.	7. Fallo en el equipo 07-K-303. Parada del equipo o este trabaja a menor potencia de lo necesario.	Ver consecuencias en "3.1".							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvuardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Temp. en lado aire.	8.1. Fuego externo.	Ver consecuencias en “6.2.1”.							
		8.2. Humos fuera de especificación. T. humos mayor a la deseada y/o permitida.	8.2.1. Obtención de Aire a mayor temp. Perdida de la integridad estructural de los tubos. Rotura catastrófica.		Poner alarma alta temp. en TT-250 y TT-251A.	7	0,6	2,5	10,5	
Menos	Menos Temp. en lado aire.	9. Fallo en el equipo 07-C-341. Intercambio de calor insuficiente.	9.1. Obtención del aire fuera de especificación; No consecuencia de seguridad. 9.2. Absorción de mayor calor de humos. No consecuencia de seguridad.							
Otra	Otra composición.	10. No aplica.								

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguadas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Así como	Así como corrosión/erosión	11. No aplica.								
No	No Servicios	12. Fallo energía eléctrica.	12.1. Paro de 07-K-303. Ver consecuencias en "3.1"							

Compañía: ASFALTOS ESPAÑOLES, S.A.

Proyecto: Zona convectiva y de precalentamiento de aire (DEKA).

Nodo 4: Suministro y extracción de humos del sistema. Incluye la entrada de los gases de combustión después de hornos, paso por el equipo 07-B-301, by-pass a equipo 07-B-103, paso por equipo 07-C-340, y por último salida del precalentador de aire junto con el equipo 07-K-302 hasta el equipo 07-B-103.

Intención: Recuperación de calor de gases de combustión en zona convectiva y precalentamiento de aire.

Diagramas: 003

Parámetros: Nivel, Flujo, Presión, Temperatura, Composición, Corrosión/Erosión, Servicios.

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguadas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Nivel.	1. No aplica.								
Menos	Menos Nivel.	2. No aplica.								

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvuardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
No	No Flujo de humos a la entrada del 07-B-301.	3.1. Fallo/parada del equipo 07-K-303. No Flujo de aire.  3.2. Fallo de suministro de combustible. No se obtiene combustible.	3.1.1. Suministro de aire a hornos insuficiente/inexistente. No consecuencias de seguridad.  3.2.1. Imposibilidad de realizar combustión en hornos. No consecuencia de seguridad.							
	No flujo de humos hacia el equipo 07-B-103.	4.1. Fallo/parada del equipo 07-K-302.	4.1.1. Acumulación de humos en los equipos 07-B-301 y 07-C-340. Intercambio de calor no deseado. Pérdida de la integridad de los tubos de productos, rotura catastrófica.	Abrir by-pass, válvula FV-501.		7	0,6	2,5	10,5	

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguadas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Menos	Menos Flujo de Humos.	5.1. Fallo del equipo 07-K-303, trabaja a menor potencia de lo necesario. No Flujo de aire.	Ver consecuencias en “4.1.1”.							
		5.2. Fallo de suministro de combustible. Se obtiene menos combustible de lo necesario.	Ver consecuencias en “3.2.1”.							
Más	Más Flujo de Humos.	6. Suministro de aire por encima de lo deseado.	6.1. Humos a la entrada del DEKA fuera de especificación. Obtención de productos fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvuardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
			6.2. Temp. de humos al fondo del equipo 07-C-340 menor a la Temp. de condensación de agentes corrosivos. Temp. de humos por debajo de que haya tiro para el equipo 07-B-103.	Abrir by-pass, válvula FV-501.	Poner alarma baja Temp. en TT-251A. Estudiar la conveniencia de teflonar el equipo.	3	0,6	1,2	2,2	
Inverso	Flujo inverso	7.1. Parada instantánea de 07-K-302.	7.1.1. Flujo en retroceso con posibilidad de pérdida de la integridad mecánica.		Cierre de los Dampers para protección.	3	0,3	2,5	2,3	
		8.2. Aumento de cabal de aire a hornos. Aumento de combustión.	8.2.1. Mayor caudal en el equipo con mayor Temp. Perdida de la integridad de tubos de productos. Rotura catastrófica.	Dampers en hornos.		3	0,6	2,5	4,5	
		8.3. Fallo/parada del equipo 07-K-302.	Ver consecuencias de "4.1.1"							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvuardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
		8.4. Fuego externo	8.4.1. Posibilidad de afección por radiación térmica. Aumento de presión en lado humos. Posible rotura catastrófica.	Abrir by-pass, válvula FV-501.		7	0,6	5	21	
Menos	Menos Presión en el equipo 07-B-301.	9.1. Disminución o inexistente caudal de humos.	9.1. Obtención de productos fuera de especificación. No consecuencias de seguridad.							
	Menos Presión en el equipo 07-C-340.	10.1. Disminución o inexistente caudal de humos. Por fallo de suministro o por fallo válvula FV-501, abre completamente.	10.1. Obtención de productos fuera de especificación. No consecuencias de seguridad.							

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Más	Más Temp. en los equipos 07-B-301 y 07-C-340.	11.1. Fuego externo.	Ver consecuencias en “8.4.1”.							
		11.2. Humos fuera de especificación. T. humos mayor a la deseada y/o permitida.	11.2.1. Obtención de productos (Crudo, Vapor y Aire) a mayor temp. Perdida de la integridad estructural de los tubos. Rotura catastrófica.	PSV-1 tarada a presión de diseño.	Colocar válvulas de corte de emergencia en lado crudo.	7	0,6	2,5	10,5	
		11.3. Rotura de la soplante 07-K-302.	11.3.1. Tiempo de residencia de los humos en el DEKA mayor a lo deseado. Obtención de productos fuera de especificación. Perdida de la integridad estructural de los tubos. Rotura catastrófica.			3	1,2	5	18	Mejora continua

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Menos	Menos Temp. en los equipos 07-B-301 y 07-C-340.	12. -Uso de menos combustible del necesario en hornos. -Rotura de carcasa del DEKA. Entrada furtiva de aire atmosférico.	12.1. Temp. de humos fuera de especificación. Obtención de productos fuera de especificación. No consecuencia de seguridad.		Poner alarma baja Temp. en TT-251A.					
			12.2. Posibilidad de Temp. de humos en el fondo del DEKA demasiado baja. Aumento de la condensación de humos. Aumento de corrosión de tolva. Posibilidad de fallo de la soplante (07-K-302).		Estudiar la conveniencia de teflonar el equipo.	3	1,2	1,2	4,3	

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones	C	E	P	R	Prioridad
Otra	Otra composición de los humos.	13. -Rotura de las líneas productos. -Composición de combustible en hornos no deseado.	13.1. Aumento de corrosión en el equipo. Aumento de condensables en fondo del DEKA. Posible pérdida de la integridad estructural. Rotura catastrófica.	PSV-1 para el vapor.	Colocar válvulas de corte de emergencia.	7	0,6	2,5	10,5	Normal
Así como	Así como corrosión/erosión	14. Corrosión bajo aislamiento refractario.	14.1. Entrada de aire atmosférico al interior del equipo.		Inspecciones y mantenimiento. Estudiar la conveniencia de teflonar el equipo.	1,7	2,5	10	42,5	Mejora continua
No	No Servicios	15. No aplica.								

## **6. MANTENIMIENTO DE LA UNIDAD**

### **6.1. Mantenimiento correctivo**

Actualmente, la unidad presenta problemas de operación debido a que los analizadores de oxígeno en chimenea están realizando medidas del 13% frente al 3% que deberían marcar según los datos teóricos de operación. Esta medida obtenida está ratificada con el análisis manual efectuado en la salida del C-340, lo que plantea que en algún punto entre la salida de los gases de los hornos y la aspiración de la soplante extractora de humos existe una o varias entradas de aire hasta alcanzar el 13% analizado.

La entrada de aire, según los cálculos realizados, debe ser de aproximadamente 22 ton/h y puede estar situada en un solo punto o dividirse en diferentes entradas a lo largo del recorrido. Uno de los principales problemas que se afrontan es conocer si la entrada está afectando al intercambio de calor del B-301 y del C-340 o ésta es posterior a cualquiera de los dos equipos.

Inicialmente, la empresa propuso que la entrada se estimaba que se estaba produciendo en las tubuladuras de crudo o vapor del B-301. Se creía que un mal sellado de éstas había desplazado alguno de los pasos de crudo o vapor y se estaba produciendo una entrada de aire hacia el interior. Como se observa en el apartado 4.2.2.4, ha sido posible validar los datos teóricos de operación con los indicadores de temperatura posteriores al B-301 y al C-340, por lo que se considera que, si se están produciendo entradas de aire en el equipo, éstas son pequeñas y se encuentran dentro del error máximo que presenta el modelo, por lo que no es fácil determinar con precisión el volumen de éstas.

Por ello, se determina que la cantidad significativa de aire se debe estar infiltrando en un punto posterior al C-340. Debido a que los análisis manuales de oxígeno en la aspiración de la soplante extractora de humos marcan el mismo porcentaje que en chimenea, se estima que la entrada se encuentra en la aspiración de la soplante. Ésta puede haber sido producida por grietas o pequeñas picaduras provocadas por la corrosión ácida debido a la condensación de los humos de combustión en la salida del C-340.

Por ello, se plantea:

- El cambio del conducto de aspiración de humos de la soplante extractora por un conducto con una capa de acero galvanizado, una de aislante térmico y, por último, otra capa de acero galvanizado.
- La revisión de las tubuladuras de vapor y de crudo para descartar entradas menores de aire al B-301.

## **6.2. Mantenimiento preventivo**

Por tal de garantizar que no se producen daños ni desperfectos en la integridad estructural de los equipos, tanto de la unidad como colindantes, así como evitar que se vuelvan a producir los problemas mencionados anteriormente, se plantean un seguido de medidas preventivas:

- Revisiones visuales periódicas del conducto de aspiración de humos para detectar posibles grietas o picaduras.
- Análisis con medidor manual en caso de que los análisis efectuados automáticamente por los analizadores de oxígeno en chimenea den composiciones de oxígeno por encima de las esperadas.
- Revisiones visuales en cada parada de la unidad de las tubuladuras de crudo y vapor de entrada al B-301.
- Análisis de los datos de temperatura de salida de humos de combustión del C-340 para detectar una posible condensación de éstos.
- Drenaje periódico de la tolva extractora de humos para asegurar que no se acumula condensado.
- Revisión en cada parada de la unidad de los *dampers* en los conductos de aire y humos para asegurar su correcto funcionamiento.
- Revisión en cada parada de la unidad de las válvulas de control y retención para asegurar su correcto funcionamiento.
- Revisión y calibración en cada parada de la unidad de los instrumentos de campo para asegurar una toma de datos correcta.

## **7. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO**

### **7.1. Inversión inicial del proyecto**

Se presentan dos inversiones del proyecto por tal de evaluar su viabilidad económica. La primera opción es realizar el *revamping* de la unidad cambiando las soplantes actuales por unas nuevas (inversión A) y, la segunda opción es no incluir las soplantes en el proyecto ya que, como se comenta en el apartado 4.2.2.4, se considera que los equipos actuales pueden soportar el aumento de carga (inversión B). En la tabla 7.1. se muestra un resumen de las modificaciones propuestas para el *revamping* de la unidad.

Tabla 7.1. Descripción de las modificaciones propuestas para el *revamping* de la unidad.

<b>Modificación</b>	<b>Descripción</b>
Primera	12 tubos lisos por 12 tubos pitoneados en la sección de crudo del B-301
Segunda	Cambio líneas de entrada de crudo de 4" por líneas de 5"
Tercera	Cambio colector de entrada de crudo de 6" por colector de 8"
Cuarta	Calorifugado de las nuevas líneas de crudo
Quinta	Cambio de calorifugado y teflonado de la tolva de humos del C-340
Sexta	Añadir válvula de control de caudal en vapor de entrada al C-341
Séptima	Cambio de los conductos de extracción de humos del C-340
Octava	Instrumentación asociada a las modificaciones
Novena	Cambio de la soplante de aire
Décima	Cambio de la soplante extractora de humos

En la tabla 7.2 se muestra el coste de compra de equipos de los dos proyectos de inversión propuestos.

Tabla 7.2. Coste de compra de los equipos de los proyectos de inversión A y B.

<b>Modificación</b>	<b>Inversión A</b>	<b>Inversión B</b>
Primera	17.297 €	17.297 €
Segunda	5.039 €	5.039 €
Tercera	2.629 €	2.629 €
Cuarta	1.728 €	1.728 €
Quinta	2.749 €	2.749 €
Sexta	6.924 €	6.924 €
Séptima	2.515 €	2.515 €
Octava	2.268 €	2.268 €
Novena	11.000 €	-
Décima	18.000 €	-
<b>TOTAL</b>	<b>70.149 €</b>	<b>41.149 €</b>

En la tabla 7.2 sólo se contempla el coste de compra de los equipos y no la inversión inicial que conlleva costes de instalación asociados a la compra de equipos.

El cálculo de la inversión se realiza a partir de los factores multiplicadores propuestos por Ray Sinnot [22] donde se relacionan los costes asociados en función del coste de compra de los equipos. En la tabla 7.3 se detalla la inversión inicial para los dos proyectos estudiados.

Tabla 7.3. Inversión inicial de los dos proyectos propuestos.

<b>Componente</b>	<b>Factor</b>	<b>Inversión A</b>	<b>Inversión B</b>
Compra de equipos	-	70.149 €	41.149 €
Instalación de equipos	0,30	21.045 €	12.345 €
Instalación de tuberías	0,15	10.522 €	6.172 €
Instalación de instrumentación y control	0,05	3.507 €	2.057 €
Instalación eléctrica asociada	0,07	4.910 €	2.880 €
Obra civil asociada	0,08	5.612 €	3.292 €
Estructuras y edificación asociadas	0,04	2.806 €	1.646 €
Pintura y aislamiento	0,05	3.507 €	2.057 €
Ingeniería y supervisión	0,30	21.045 €	12.345 €
Gastos de construcción y pago a contratistas	0,25	17.537 €	10.287 €
Contingencias	0,10	7.015 €	4.115 €
Capital fijo total	-	167.656 €	98.346 €
Capital de trabajo	-	20.119 €	11.802 €
Capital total	-	187.775 €	110.148 €

## **7.2. Determinación de los flujos de caja**

Para determinar los flujos de caja del proyecto se estudian los costes de la unidad con y sin mejoras. El aumento de carga de la unidad incrementa los costes de ésta, pero también los beneficios, así que el margen de beneficios actual se considera constante con la nueva operación.

Se consideran los flujos de caja como el ahorro anual de combustible en hornos para calentar el crudo comparando la operación sin las modificaciones propuestas y la operación con las dos inversiones propuestas. En el caso de la inversión A, se considera que la diferencia en el consumo de potencia eléctrica de las soplantes nuevas no es significativo como para tenerlo en cuenta a la hora de contar los flujos de caja. En la tabla 7.4 se muestra la comparativa entre la operación sin diseño y las inversiones A y B y en el anexo E.2 el método de cálculo.

Tabla 7.4. Comparativa entre la operación sin diseño y las inversiones A y B.

<b>Parámetro</b>	<b>Operación no mod.</b>	<b>Inversión A</b>	<b>Inversión B</b>
Energía (kWh)	1628867	-1628867	-1628867
Precio GN 2018 (€/kWh)	0,0388	0,0388	0,0388
Factor servicio (h)	8500	8500	8500
Ahorro total (€/año)	-63178	63178	63178

Realizar las modificaciones en el intercambiador de crudo propuestas en el apartado 4.2.2.1 supone un ahorro de 63,2 mil € anuales en combustible respecto a operar la unidad sin modificar el intercambiador.

### 7.3. Estudio de la rentabilidad de la inversión

Para determinar si las inversiones propuestas son viables económicamente se calcula el valor actual neto del proyecto en 10 años, la tasa interna de retorno, el tiempo de retorno de la inversión y el porcentaje de retorno de inversión. Para ello se considera que el proyecto genera flujos de caja a partir del segundo año de evaluación, seleccionando la inversión que mayor VAN y menor tiempo de retorno obtenga. En la tabla 7.5 se muestra la comparativa entre las inversiones A y B. En el anexo E.3 se muestra la metodología seguida.

Tabla 7.5. Estudio de las inversiones A y B.

Parámetro	Inversión A	Inversión B
Inversión inicial (€)	187.775 €	110.148 €
Tasa de interés	6%	6%
VAN (€)	220.563 €	287.486 €
TIR	37%	75%
PBT (años)	3,0	1,7
ROI	34%	57%

En la figura 7.1 se muestra la variación del VAN en función de la tasa de interés.

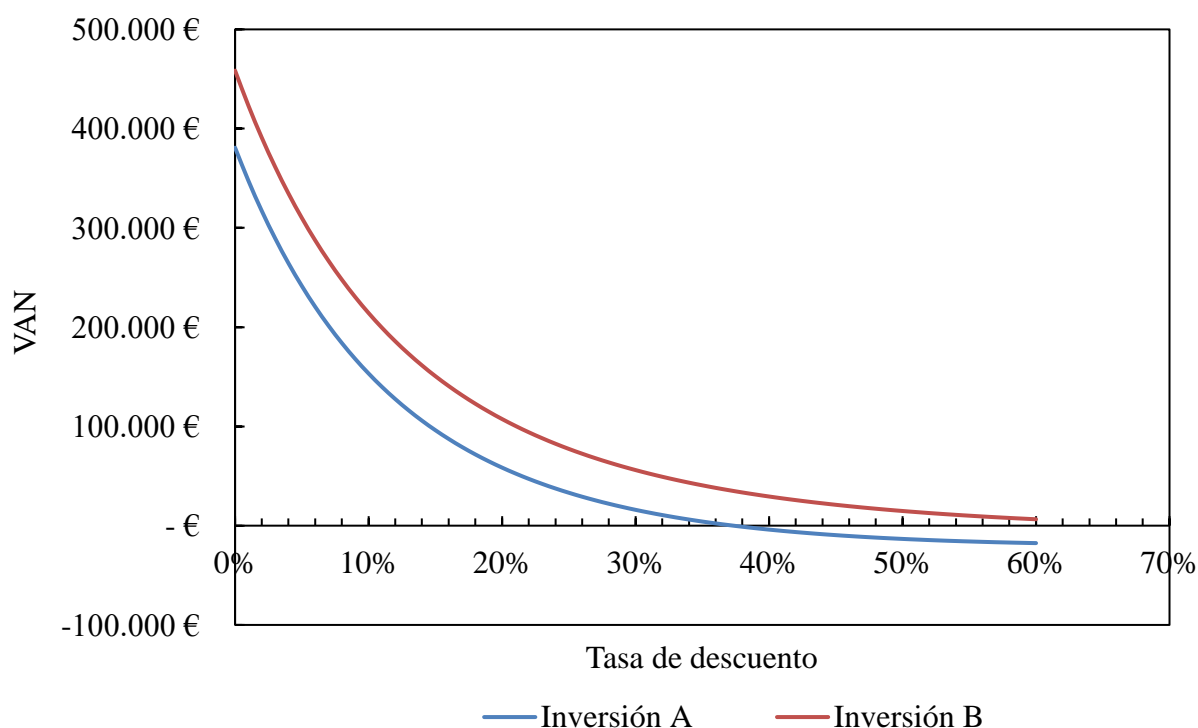


Figura 7.1. Variación del VAN en función de la variación de la tasa de interés.

Como se observa en la tabla 7.4 y en la figura 7.1, aunque la inversión A es rentable económicamente al obtener un VAN positivo, la inversión B lo es más, presentando un VAN mayor y una menor sensibilidad a la variación de la tasa de interés. Además, la inversión B es

recuperada en menos de dos años desde el primer pago obteniendo un 57% de retorno de la inversión. Como el cambio de soplantes no es necesario para el funcionamiento de la unidad y éstas rendirán perfectamente con el aumento de carga, se decide descartar la inversión A y presentar como definitiva la inversión B.

#### 7.4. Método de pago del proyecto

La metodología de pago llevada a cabo para realizar la inversión del proyecto se muestra en la tabla 7.6.

Tabla 7.6. Método de pago del proyecto.

Año	Porcentaje de pago	Valor monetario
1	50% Capital fijo	49.173 €
2	50% Capital fijo + Capital trabajo	60.975 €

#### 7.5. Análisis de sensibilidad

Debido a las fluctuaciones que sufren los precios de un año para otro es necesario establecer los límites en los que la inversión dará un VAN positivo o nulo y, en este caso, la única variable que influye en los flujos de caja es el precio del gas natural por kWh proporcionado. La tendencia del precio del gas natural viene asociada al precio del barril Brent, conociendo los históricos de éste [23], se relaciona el precio del gas natural a partir de los precios de años conocidos [24]. La figura 7.2 muestra los históricos del precio del kWh de gas natural y las previsiones hasta 2022 y en el anexo E.4 los resultados intermedios.

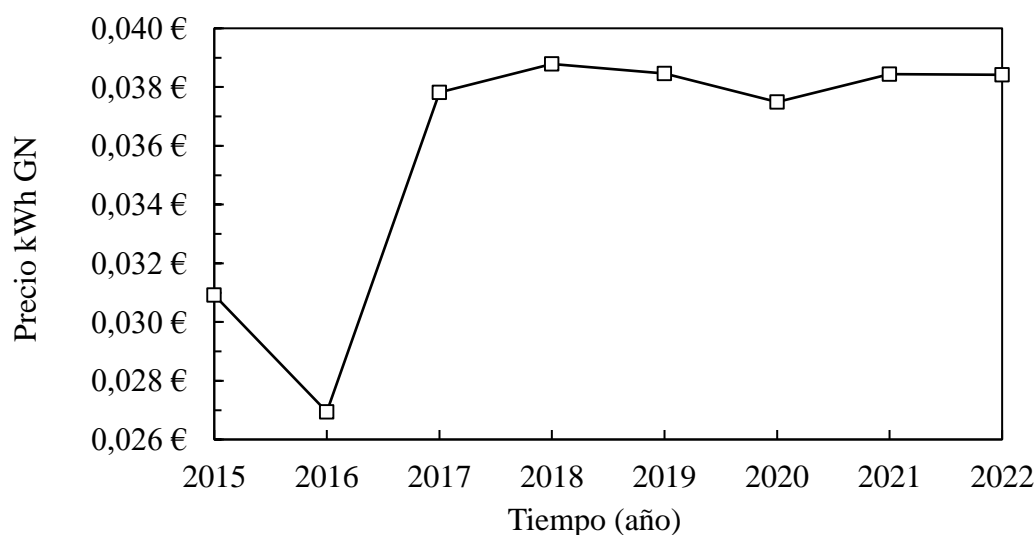


Figura 7.2. Precio del kWh de gas natural en los últimos años.

Como se observa en la figura 7.1, el precio del gas natural sufrió una caída en 2016, pero a partir de 2017 muestra una tendencia estable. Las previsiones de los expertos del sector auguran una estabilidad notable en los próximos 4 años variando muy poco su precio y registrando máximos y mínimos parecidos a los actuales, es por ello por lo que es posible hacer una

estimación acertada de los flujos de caja. Para ello, se calculan los parámetros para evaluar la inversión tomando como referencia los precios de la figura 7.2, así como el mínimo histórico registrado en noviembre de 2001 de 0,0148 €/kWh. Los resultados se muestran en la tabla 7.7.

Tabla 7.7. Influencia del precio del GN en los parámetros para evaluar la inversión.

Año	Pr.GN (€/kWh)	VAN	TIR	PBT (años)	ROI
2001	0,0148	50.940 €	19%	4,6	0,22
2015	0,0309 €	209.910 €	56%	2,2	0,46
2016	0,0269 €	170.698 €	47%	2,5	40%
2017	0,0378 €	277.983 €	72%	1,8	56%
2018	0,0388 €	287.486 €	75%	1,7	57%
2019	0,0385 €	284.242 €	74%	1,8	57%
2020	0,0375 €	274.747 €	72%	1,8	55%
2021	0,0384 €	284.099 €	74%	1,8	57%
2022	0,0384 €	284.099 €	74%	1,8	57%

Como se observa en la tabla 7.7, en el peor de los casos correspondiente al mínimo histórico presentado en 2001, el proyecto seguiría presentando un VAN positivo en 10 años y se recuperaría la inversión a mitades del cuarto año. Como se comenta anteriormente, se espera estabilidad en los próximos 4 años y los cálculos realizados demuestran que, si se sigue esta tendencia hasta 2020 el retorno de la inversión sería en menos de dos años desde el primer pago. En la figura 7.3 se muestra la evolución de los flujos de caja de la inversión utilizando el precio de 2018.

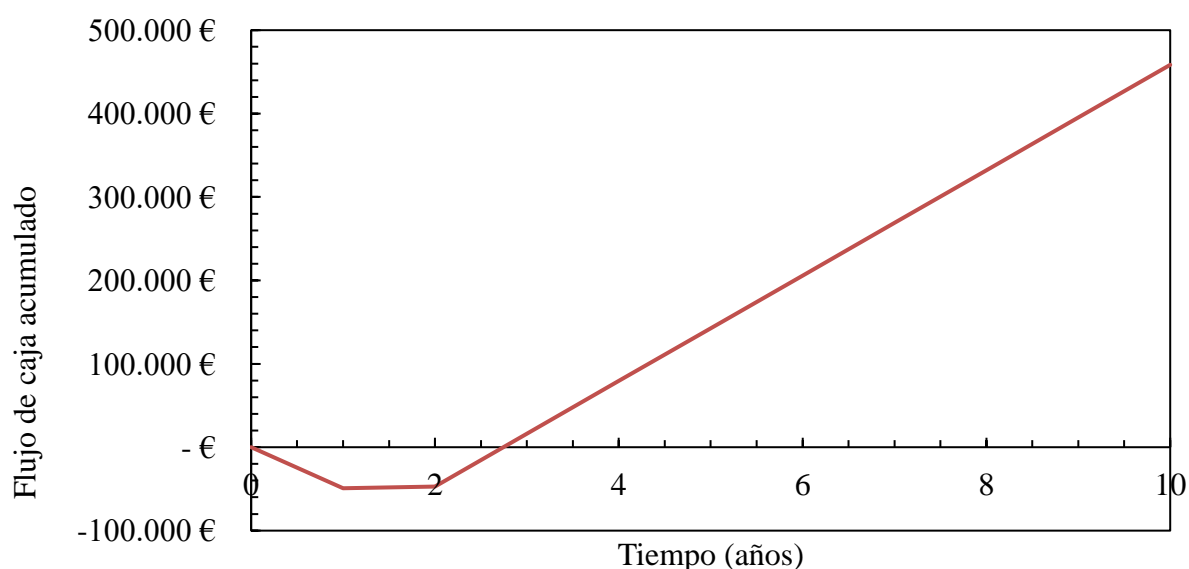


Figura 7.3. Evolución de los flujos de caja en 10 años.

En el caso de costes inesperados que aumenten la inversión inicial, ésta puede aumentar hasta los 440 mil € y que el proyecto siga siendo rentable obteniendo un VAN positivo en 10 años.

**7.6. Ficha de análisis económico**



<b>Asfaltos Españoles, SA</b> <b>Tarragona</b>	<b>Proyecto:</b> Revamping B-301 y C-340			
	<b>Identificador:</b> TFG 1818 Hoja 2 de 2			
	Rev.	Fecha	Por	Apr.
<b>ANÁLISIS ECONÓMICO</b>				
<b>Revamping B-301 y C-340</b>	1	31/05/2018	A.R	A.R
	0	20/05/2018	A.R	A.R
<b>Año base:</b>	2018	<b>Descripción del proyecto:</b> revamping de la zona convectiva y de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de ASES A		
<b>Factor de servicio:</b>	8000 h/año			
<b>INVERSIÓN DE CAPITAL TOTAL</b>				
<b>I. COSTES DIRECTOS</b>				
<b>A. COSTE TOTAL DE COMPRA</b>				
	1. Coste de equipos			41.149 €
	2. Coste de instalación de equipos			12.345 €
	3. Instalación de tuberías			6.172 €
	4. Instalación de instrumentación y control			2.057 €
	5. Instalación eléctrica			2.880 €
<b>B. EDIFICACIÓN, PROCESO Y COSTES AUXILIARES</b>				
	6. Obra civil			3.292 €
	7. Estructuras y edificios			1.646 €
	8. Revestimiento y pintura			2.057 €
<b>II. COSTES INDIRECTOS</b>				
	A. INGENIERÍA Y SUPERVISIÓN			12.345 €
	B. CONSTRUCCIÓN Y GASTOS DE CONTRATACIÓN			10.287 €
	C. CONTINGENCIAS			4.115 €
<b>III. COSTES DIRECTOS TOTALES</b>				
<b>IV. COSTES INDIRECTOS TOTALES</b>				
<b>V. INVERSIÓN DE CAPITAL FIJO</b>				
<b>VI. CAPITAL DE TRABAJO</b>				
<b>VII. INVERSIÓN DE CAPITAL TOTAL</b>				
<b>EVALUACIÓN DE LA INVERSIÓN</b>				
Año	Flujo de caja	Flujo acumulado		
0	- €	- €		
1	49.173 € -	49.173 €		
2	2.203 € -	46.970 €		
3	63.178 €	16.208 €		
4	63.178 €	79.386 €		
5	63.178 €	142.563 €		
6	63.178 €	205.741 €		
7	63.178 €	268.919 €		
8	63.178 €	332.097 €		
9	63.178 €	395.274 €		
10	63.178 €	458.452 €		
<b>Ahorro combustible anual:</b>		<b>63.178 €</b>	<b>1<sup>r</sup> Año</b>	50% CF
			<b>2<sup>o</sup> Año</b>	50% CF+CT
			<b>Interés</b>	6%
			<b>VAN</b>	287.486 €
			<b>TIR</b>	75%
			<b>PBT (años)</b>	1,74
			<b>ROI</b>	57%

## **8. CONCLUSIONES**

El efecto que tiene el aumento de carga en la unidad no es significativo como para no poder funcionar, siendo capaz de dar resultados aceptables en cuanto a temperaturas de crudo, vapor y aire sin aplicar ninguna modificación al equipo. Sí se han de modificar las líneas de los pasos de entrada de crudo para evitar problemas de erosión en las tuberías debido a las altas velocidades que se alcanzan en caso contrario. Con vistas al cambio de las soplantes, en el estudio se confirma que las actuales funcionan en la nueva operación.

Aun así, se propone pitonear los doce tubos de crudo que actualmente no están pitoneados para aumentar la transferencia de calor en el intercambiador. Con ello se consigue aumentar la temperatura del crudo en prácticamente un grado centígrado respecto a la operación sin modificar, suponiendo un ahorro de 63 mil € anuales en gas natural.

Además, se determina que las lecturas del 13% de oxígeno que marcan los analizadores tanto en chimenea como en la aspiración de la soplante extractora de humos, están provocadas por una entrada de aire en el conducto de aspiración de ésta, y no en los intercambiadores. Esto queda solucionado cambiando el conducto por uno nuevo de acero galvanizado.

Se propone mejorar la unidad incluyendo un nuevo sistema de control de la temperatura de aire en la entrada del C-340, colocando una válvula reguladora de caudal de vapor de baja. Ésta regula el caudal de vapor necesario para precalentar el aire en el C-341 hasta mínimo los 90°C para evitar la condensación de humos en la tolva extractora de humos del C-340. Además, se decide teflonar la tolva para evitar corrosión y calorifugarla con lana de roca.

Con ello, la inversión inicial del proyecto es de 110 mil € pagados un 50% el primer año y el 50% restante más el capital de trabajo el segundo año. Se espera empezar a obtener flujo de caja a principios del segundo año, siendo éste constante en 63 mil €. El proyecto presenta un VAN evaluado en 10 años de 287 mil € con una tasa de descuento del 6 %, una TIR del 75% y recuperando la inversión inicial a finales del primer trimestre del tercer año con un ROI del 57%.

## **9. BIBLIOGRAFÍA**

- [1] By-Cast <http://www.by-cast.com/>
- [2] Manual de diseño de proceso. PDVSA. <http://studylib.es/doc/6764306/precalentadores-de-aire>. pág 37.
- [3] Departamento de Territorio y Sostenibilidad. Servei Meteorològic de Catalunya. [www.idescat.cat](http://www.idescat.cat), consultada el 04/06/2018
- [4] Bonney Forge, Branch Connections catalogue, 2018
- [5] ROCKWOOL <http://www.rockwool.es/servicios/documentacion/>
- [6] Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos, Ministerio de Industria Turismo y Comercio, España, 2007.
- [7] Rockwool, Tarifa de precios recomendados, 2018
- [8] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, pág 690.
- [9] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 686-690.
- [10] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, pág 514.
- [11] THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2013. ISBN: 9781439842133, pág 201.
- [12] KREITH F., MANGLIK Raj M., BOHN Mark S., Principles of heat transfer. 7th ed. USA, 2011: Cenage Learning. pág 459.
- [13] SCHLÜNDER, Ernst U., BELL, Kenneth J., CHISHOLM, Duncan, HEWITT, Geoffrey F., SCHMIDT, Frank W., SPALDING, D. Brian, TABOREK, Jerry, ZUKAUSKAS, Algirdas, GNIELINSKI, V. Heat Exchanger Design Handbook. 1st. ed. USA: Hemisphere Publishing Corp, 1983. Cap. 2.5.3.
- [14] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, pág 514.

- [15] THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2013. ISBN: 9781439842133, págs 304, 306, 307.
- [16] By-Cast <http://www.by-cast.com/>
- [17] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 678-692.
- [18] <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/CALDERAS/Rendimiento%20De%20Calderas.pdf>
- [19] Polifluor <http://www.polifluor.com/images/polifluor/pdfs/1-ptfe/1-6/Revestimientos-anticorrosivos-hoja-PTFE.pdf>
- [20] Rockwool, Catálogo industrial, 2018
- [21] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, IDEA [http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos\\_10540\\_Disenyo\\_y\\_calculos\\_aislamiento\\_AISLAM\\_GT3\\_07\\_01ee3c15.pdf](http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10540_Disenyo_y_calculos_aislamiento_AISLAM_GT3_07_01ee3c15.pdf)
- [22] Chemical Engineering Design: Principles, practice and economics of plant and process design, G. TOWLER, R. SINNOT, Elsevier, 2008, Chapter 6.3
- [23] <https://es.investing.com/commodities/brent-oil-forecasts>, consultada el 04/06/2018
- [24] [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Natural\\_gas\\_price\\_statistics/es](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Natural_gas_price_statistics/es) consultada el 04/06/2018
- [25] ROCKWOOL <http://www.rockwool-rti.com/en/tools-and-services/downloads/>
- [26] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, pág 152
- [27] THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2013. ISBN: 9781439842133. págs 479, 480.
- [28] THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2013. ISBN: 9781439842133. págs 304, 306, 307.
- [29] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 149, 152, 154.
- [30] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 438-440.

- [31] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, pág 437.
- [32] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 678-692.
- [33] THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. 2nd. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2013. ISBN: 9781439842133. págs 47.
- [34] BAUMANN, Hans D. Control Valve Primer: A User's Guide. 4th. ed. Research Triangle Park, NC: ISA, 2009. ISBN: 9781934394502. Cap. 5.
- [35] Control Valve Sizing. VALTEK. <https://www.bbpsales.com/wp-content/uploads/2017/01/3-Control-Valve-Sizing.pdf>. pág 3-4.
- [36] Webbook de química. NIST. <https://webbook.nist.gov/chemistry/>, Search by name: Name. Phase change data.
- [37] INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th. ed. Jefferson City: Wiley, 2006. ISBN: 9780471457282, págs 412, 514
- [38] Kessler Sales & Distribution, KSD, Catalog Price Sheet, 2016.
- [39] Columbia Pipe & Supply CO, Price list, 2018.
- [40] Airtub, <http://www.airtub.es/productos/conducto-rectangular-galvanizado/>, consultada el 01/06/2018.



**Grado de Ingeniería Química, 4º**

# **ANEXOS**

**Trabajo Fin de Grado**

**Curso 2017-2018**



**A. PROPIEDADES****A.1. Propiedades de los humos**

Tabla A.1. Datos obtenidos de Aspen HYSYS para correlacionar las propiedades de los humos.

<b>T (°C)</b>	<b>ro (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>cp (kJ/kgK)</b>	<b>mu (cP)</b>	<b>k (W/mK)</b>
100,00	0,903	1,116	0,0195	0,0290
125,71	0,844	1,123	0,0206	0,0308
151,43	0,793	1,130	0,0217	0,0326
177,14	0,748	1,137	0,0227	0,0343
202,86	0,707	1,144	0,0236	0,0361
228,57	0,671	1,151	0,0245	0,0378
254,29	0,638	1,158	0,0254	0,0395
280,00	0,608	1,165	0,0263	0,0412
305,71	0,581	1,172	0,0272	0,0429
331,43	0,557	1,179	0,0280	0,0446
357,14	0,534	1,186	0,0288	0,0462
382,86	0,513	1,193	0,0297	0,0479
408,57	0,494	1,200	0,0305	0,0495
434,29	0,476	1,207	0,0313	0,0512
460,00	0,459	1,214	0,0322	0,0528
485,71	0,443	1,221	0,0330	0,0544
511,43	0,429	1,227	0,0338	0,0560
537,14	0,415	1,234	0,0347	0,0575
562,86	0,402	1,240	0,0355	0,0591
588,57	0,390	1,247	0,0364	0,0606
614,29	0,379	1,253	0,0372	0,0621
640,00	0,368	1,259	0,0381	0,0636
665,71	0,358	1,265	0,0389	0,0651
691,43	0,349	1,271	0,0398	0,0666
717,14	0,340	1,277	0,0407	0,0680
742,86	0,331	1,283	0,0416	0,0694
768,57	0,323	1,288	0,0425	0,0708
794,29	0,315	1,294	0,0433	0,0721
820,00	0,308	1,299	0,0442	0,0734
845,71	0,301	1,305	0,0451	0,0747
871,43	0,294	1,310	0,0460	0,0760
897,14	0,288	1,315	0,0469	0,0772
922,86	0,281	1,320	0,0478	0,0784
948,57	0,275	1,325	0,0487	0,0795
974,29	0,270	1,330	0,0497	0,0806
1000,00	0,264	1,335	0,0506	0,0817

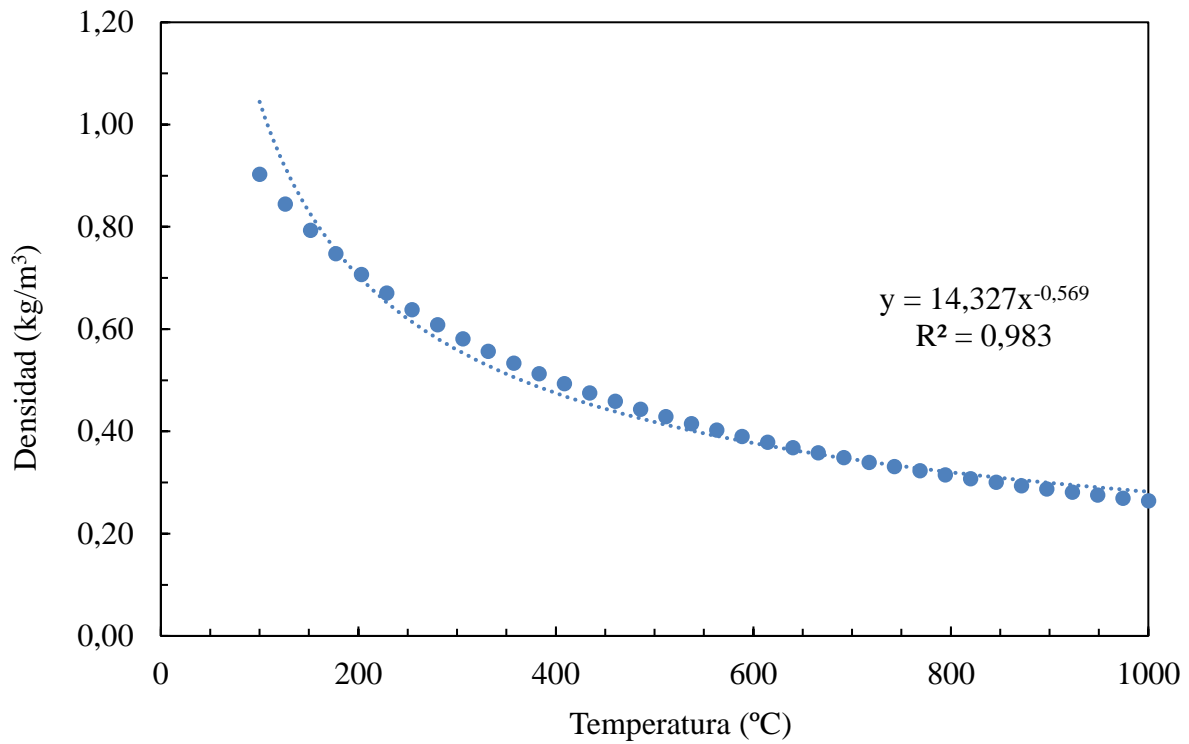


Figura A.1.1. Datos de la correlación de la densidad de los humos frente a la temperatura.

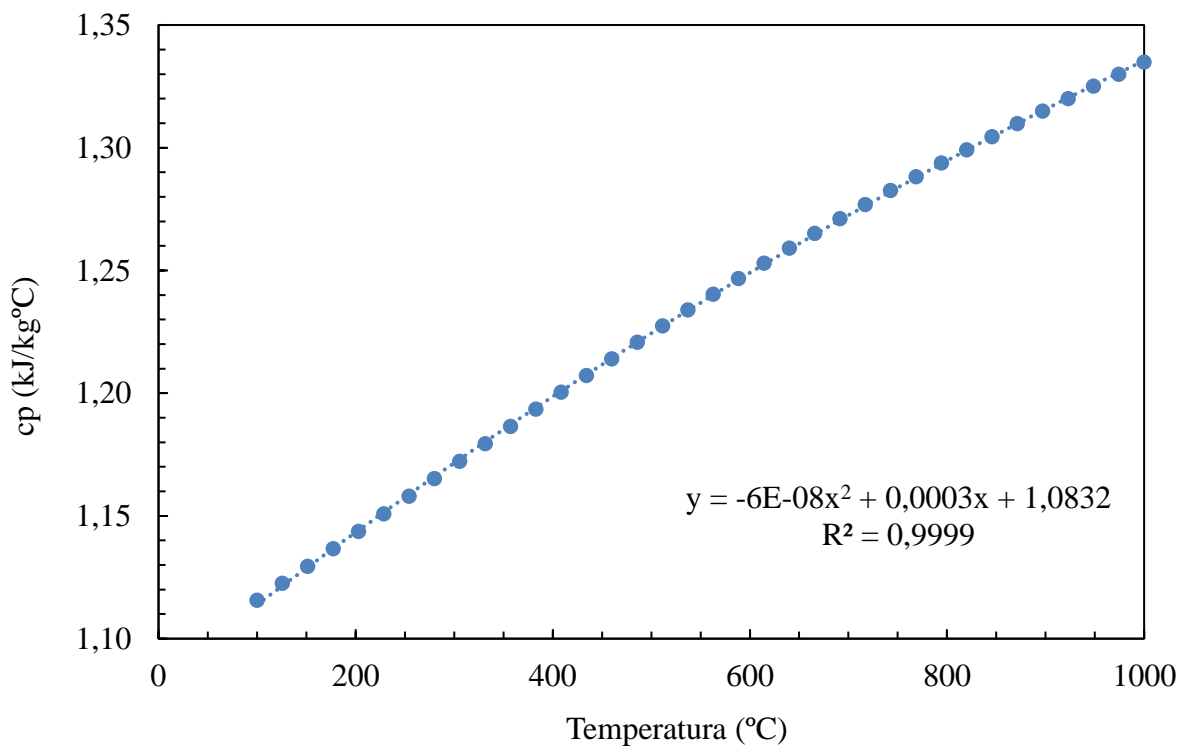


Figura A.1.2. Datos de la correlación de la capacidad calorífica de los humos frente a la temperatura.

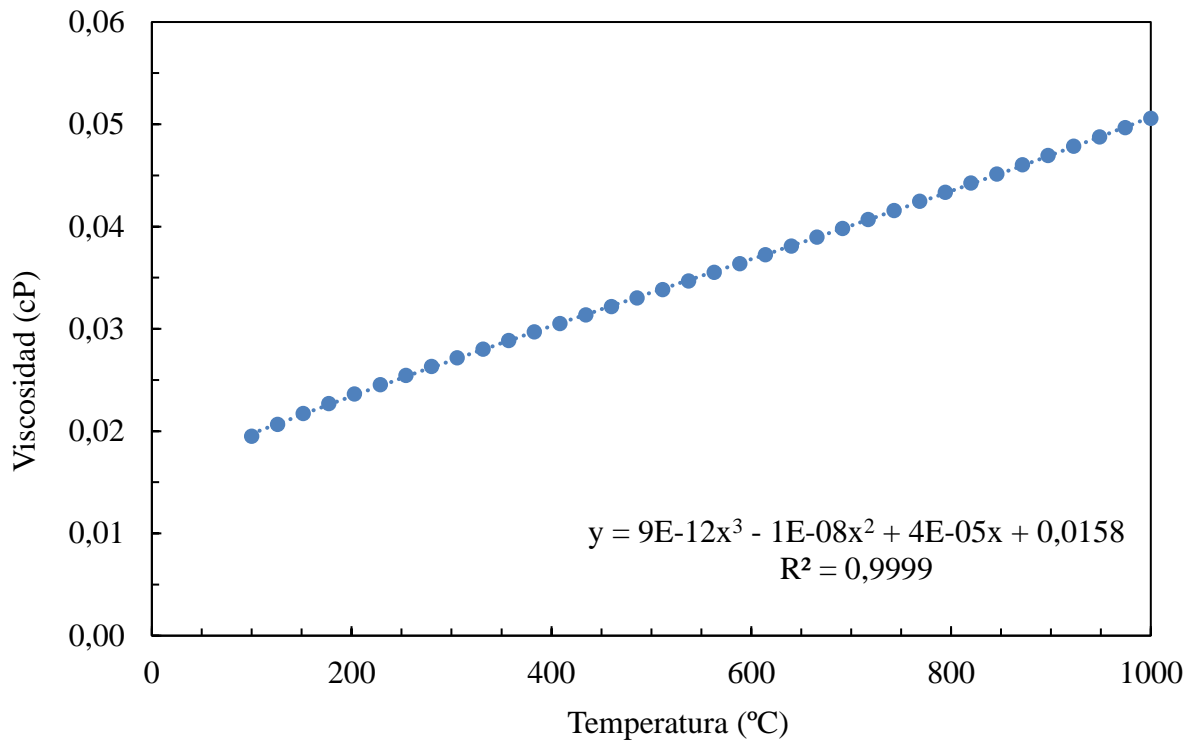


Figura A.1.3. Datos de la correlación de la viscosidad de los humos frente a la temperatura.

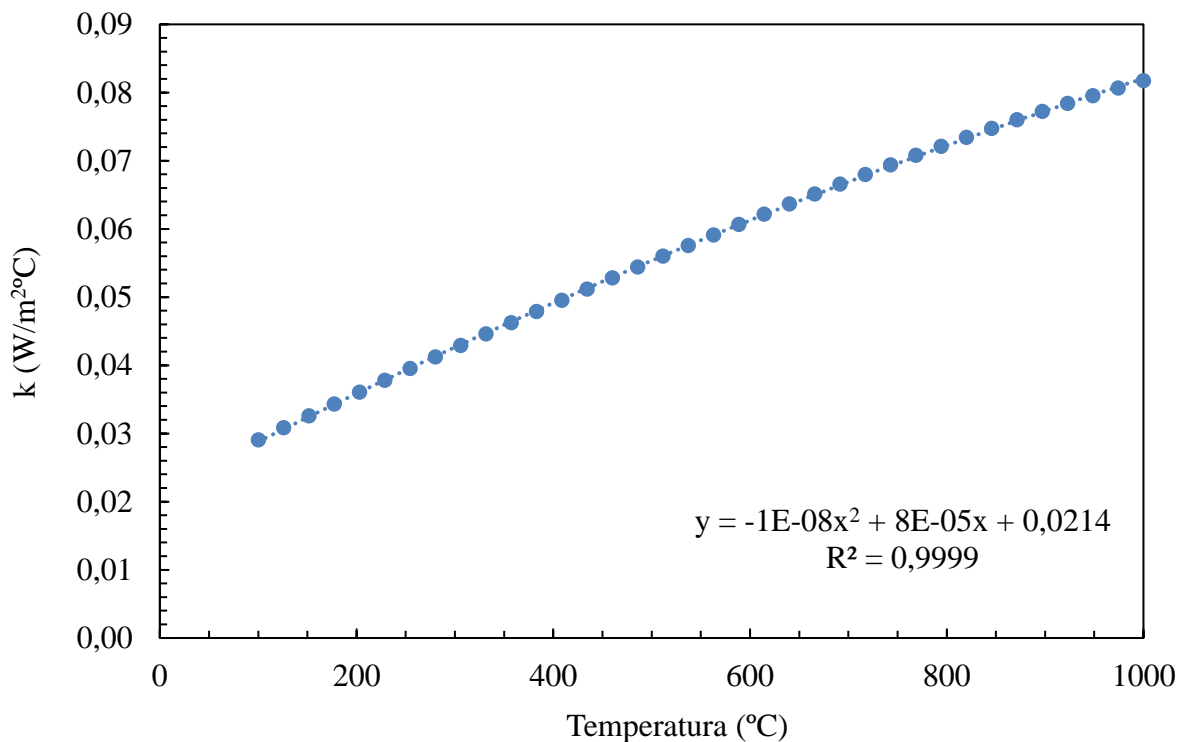


Figura A.1.4. Datos de la correlación de la conductividad térmica de los humos frente a la temperatura.

**A.2. Propiedades del crudo**

Tabla A.2.1. Datos obtenidos de Aspen HYSYS para correlacionar las propiedades del crudo.

T (°C)	ro (kg/m <sup>3</sup> )	cp (kJ/kgK)	mu (cP)	k (W/mK)
200,00	526,61	2,575	2,395	0,119
208,33	514,31	2,605	2,124	0,117
216,67	502,09	2,634	1,894	0,115
225,00	489,92	2,663	1,698	0,113
233,33	477,74	2,692	1,530	0,110
241,67	465,53	2,721	1,384	0,108
250,00	453,26	2,749	1,257	0,106
258,33	440,89	2,777	1,145	0,103
266,67	428,41	2,805	1,043	0,099
275,00	415,80	2,833	0,958	0,096
283,33	402,62	2,860	0,885	0,094
291,67	389,74	2,887	0,821	0,091

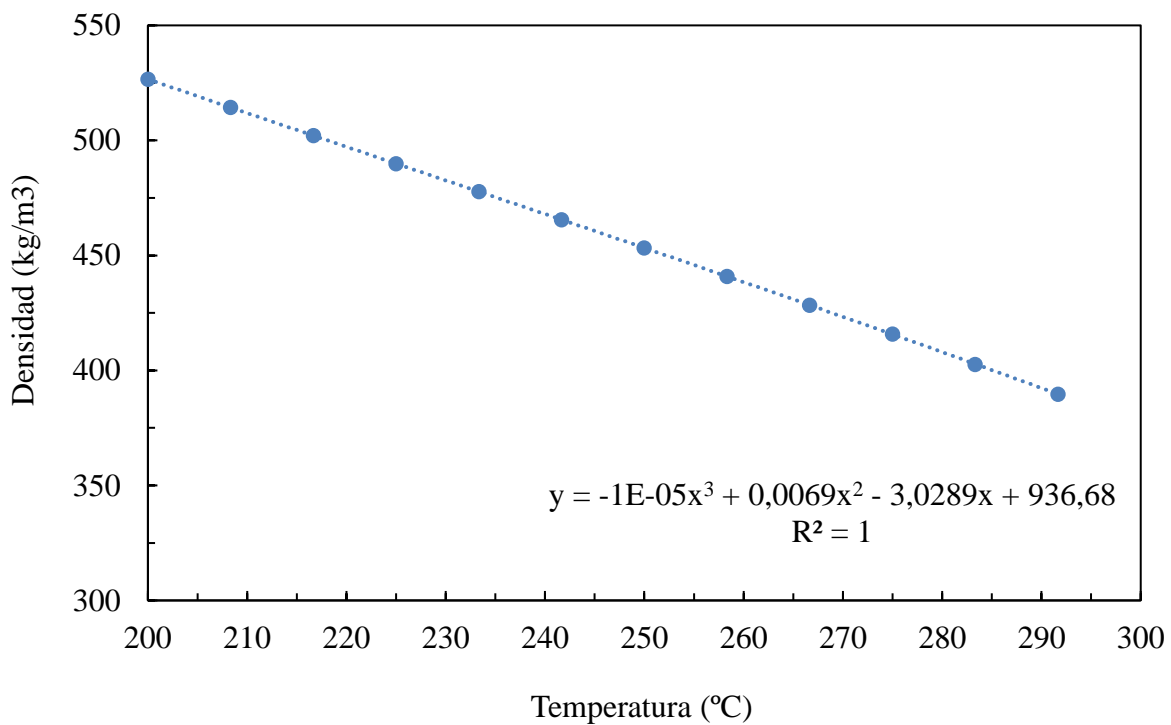


Figura A.2.1. Datos de la correlación de la densidad frente a la temperatura.

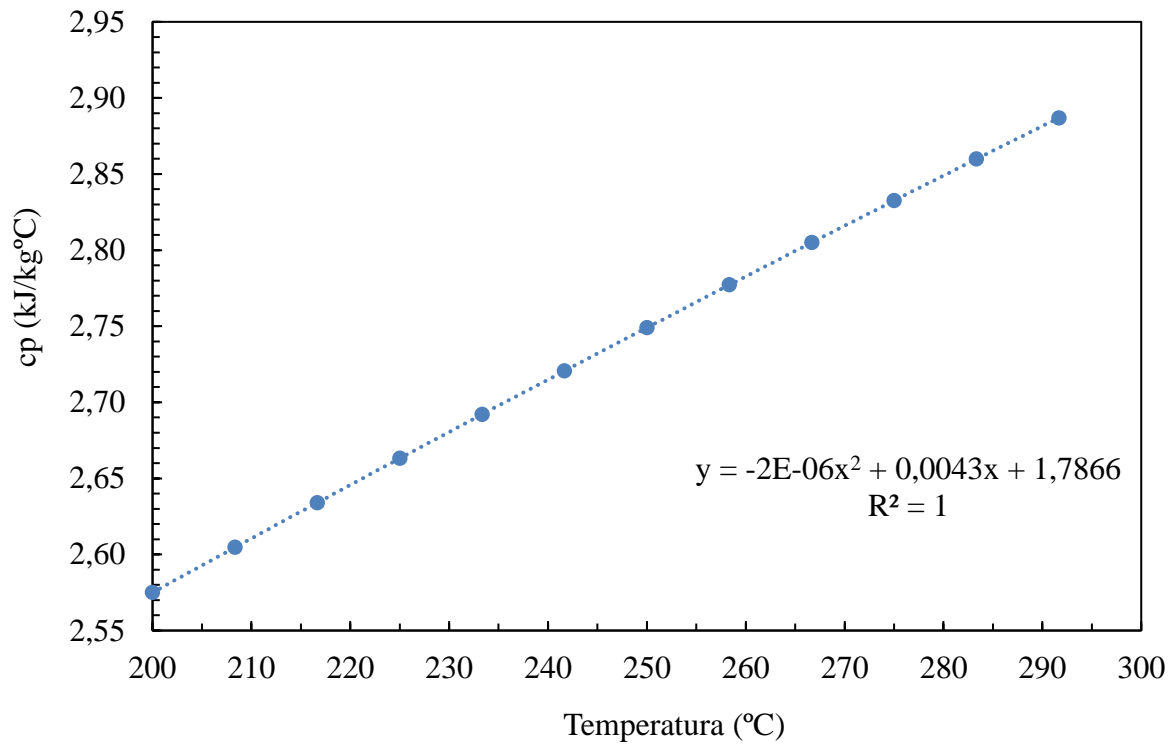


Figura A.2.2. Datos de la correlación de la capacidad calorífica del crudo frente a la temperatura

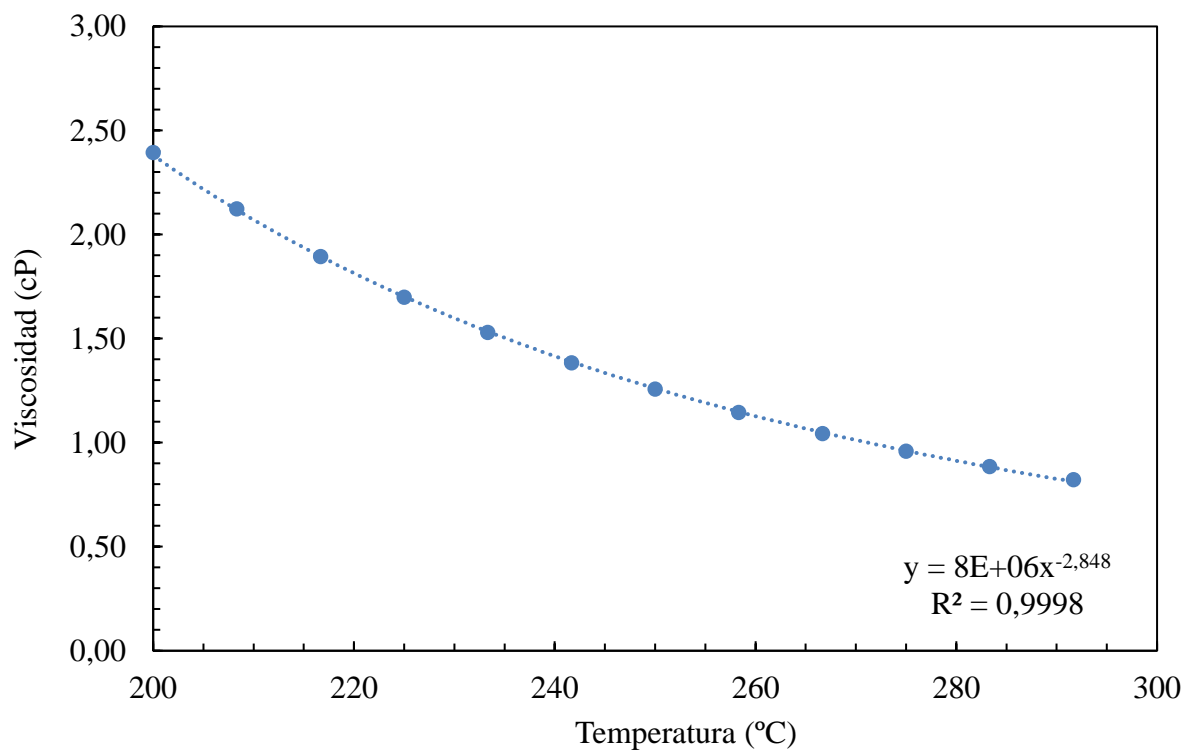


Figura A.2.3. Datos de la correlación de la viscosidad del crudo frente a la temperatura.

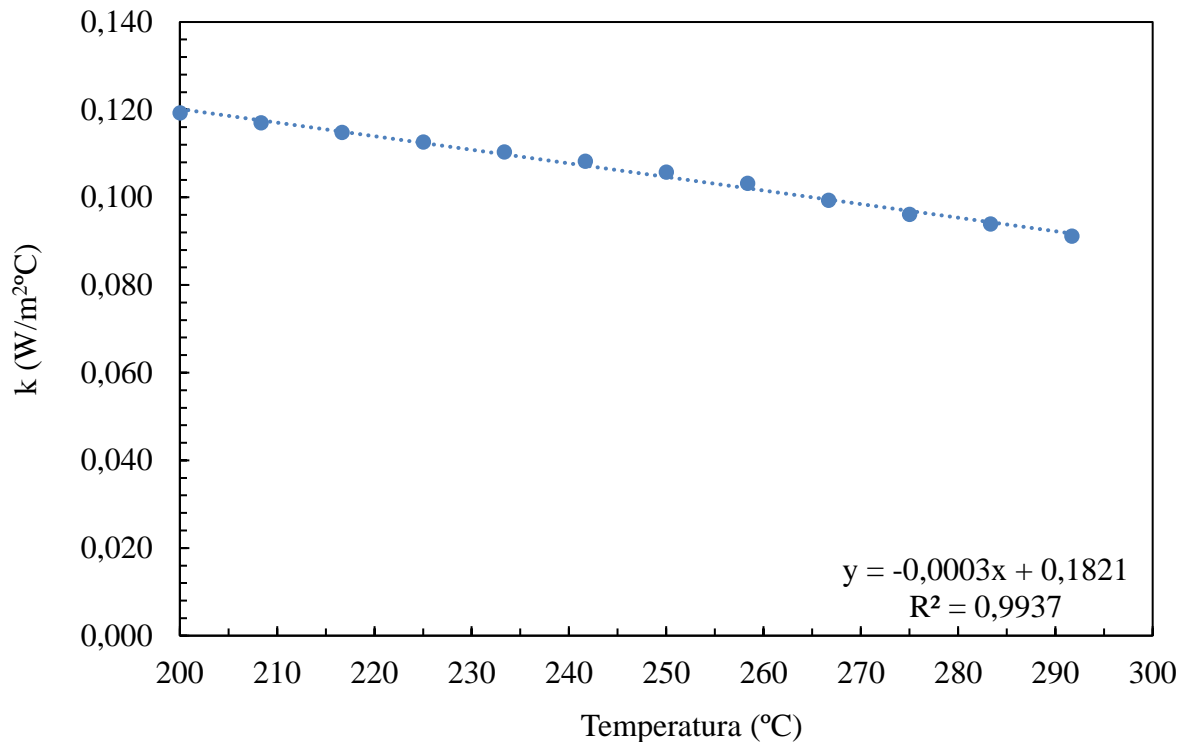


Figura A.2.4. Datos de la correlación de la conductividad térmica del crudo frente a la temperatura.

### A.3. Propiedades del vapor

Las propiedades del vapor se evalúan a la presión promedio del Diseño 1, siendo de valor  $3,53 \text{ kg/cm}^2$

Tabla A.3.1. Datos de Aspen HYSYS y Excel para las propiedades en función de la temperatura

T ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$C_p$ ( $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ )	$k$ ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )	$\mu$ ( $\text{cP}$ )
140	1,90	1,95	2,88E-02	1,35E-02
142	1,89	1,96	2,89E-02	1,36E-02
144	1,88	1,96	2,91E-02	1,37E-02
146	1,87	1,96	2,92E-02	1,38E-02
148	1,86	1,96	2,93E-02	1,39E-02
150	1,85	1,96	2,94E-02	1,40E-02
152	1,84	1,96	2,96E-02	1,40E-02
154	1,83	1,96	2,97E-02	1,41E-02
156	1,82	1,96	2,99E-02	1,42E-02
158	1,81	1,96	3,00E-02	1,43E-02
160	1,80	1,96	3,02E-02	1,44E-02
162	1,79	1,96	3,03E-02	1,45E-02
164	1,79	1,96	3,05E-02	1,46E-02
166	1,78	1,96	3,06E-02	1,46E-02
168	1,77	1,96	3,08E-02	1,47E-02

---

170	1,76	1,96	3,10E-02	1,48E-02
172	1,75	1,96	3,11E-02	1,49E-02
174	1,74	1,97	3,13E-02	1,50E-02
176	1,73	1,97	3,15E-02	1,51E-02
178	1,73	1,97	3,16E-02	1,51E-02
180	1,72	1,97	3,18E-02	1,52E-02
182	1,71	1,97	3,20E-02	1,53E-02
184	1,70	1,97	3,21E-02	1,54E-02
186	1,70	1,97	3,23E-02	1,55E-02
188	1,69	1,97	3,25E-02	1,56E-02
190	1,68	1,97	3,27E-02	1,56E-02
192	1,67	1,97	3,28E-02	1,57E-02
194	1,66	1,97	3,30E-02	1,58E-02
196	1,66	1,97	3,32E-02	1,59E-02
198	1,65	1,98	3,34E-02	1,60E-02
200	1,64	1,98	3,36E-02	1,61E-02
202	1,64	1,98	3,38E-02	1,62E-02
204	1,63	1,98	3,39E-02	1,62E-02
206	1,62	1,98	3,41E-02	1,63E-02
208	1,61	1,98	3,43E-02	1,64E-02
210	1,61	1,98	3,45E-02	1,65E-02
212	1,60	1,98	3,47E-02	1,66E-02
214	1,59	1,98	3,49E-02	1,67E-02
216	1,59	1,98	3,51E-02	1,67E-02
218	1,58	1,98	3,53E-02	1,68E-02
220	1,57	1,99	3,55E-02	1,69E-02
222	1,57	1,99	3,56E-02	1,70E-02
224	1,56	1,99	3,58E-02	1,71E-02
226	1,55	1,99	3,60E-02	1,72E-02
228	1,55	1,99	3,62E-02	1,72E-02
230	1,54	1,99	3,64E-02	1,73E-02
232	1,53	1,99	3,66E-02	1,74E-02
234	1,53	1,99	3,68E-02	1,75E-02
236	1,52	1,99	3,70E-02	1,76E-02
238	1,52	1,99	3,72E-02	1,77E-02
240	1,51	1,99	3,74E-02	1,77E-02
242	1,50	2,00	3,76E-02	1,78E-02
244	1,50	2,00	3,78E-02	1,79E-02
246	1,49	2,00	3,80E-02	1,80E-02
248	1,49	2,00	3,82E-02	1,81E-02
250	1,48	2,00	3,84E-02	1,82E-02
252	1,47	2,00	3,86E-02	1,82E-02
254	1,47	2,00	3,88E-02	1,83E-02
256	1,46	2,00	3,90E-02	1,84E-02
258	1,46	2,00	3,92E-02	1,85E-02

---

---

260	1,45	2,01	3,94E-02	1,86E-02
262	1,45	2,01	3,96E-02	1,87E-02
264	1,44	2,01	3,99E-02	1,87E-02
266	1,43	2,01	4,01E-02	1,88E-02
268	1,43	2,01	4,03E-02	1,89E-02
270	1,42	2,01	4,05E-02	1,90E-02
272	1,42	2,01	4,07E-02	1,91E-02
274	1,41	2,01	4,09E-02	1,92E-02
276	1,41	2,01	4,11E-02	1,92E-02
278	1,40	2,02	4,13E-02	1,93E-02
280	1,40	2,02	4,15E-02	1,94E-02
282	1,39	2,02	4,17E-02	1,95E-02
284	1,39	2,02	4,20E-02	1,96E-02
286	1,38	2,02	4,22E-02	1,97E-02
288	1,38	2,02	4,24E-02	1,97E-02
290	1,37	2,02	4,26E-02	1,98E-02
292	1,37	2,02	4,28E-02	1,99E-02
294	1,36	2,02	4,30E-02	2,00E-02
296	1,36	2,03	4,32E-02	2,01E-02
298	1,35	2,03	4,35E-02	2,02E-02
300	1,35	2,03	4,37E-02	2,02E-02
302	1,34	2,03	4,39E-02	2,03E-02
304	1,34	2,03	4,41E-02	2,04E-02
306	1,33	2,03	4,43E-02	2,05E-02
308	1,33	2,03	4,45E-02	2,06E-02
310	1,32	2,03	4,48E-02	2,07E-02
312	1,32	2,04	4,50E-02	2,07E-02
314	1,31	2,04	4,52E-02	2,08E-02
316	1,31	2,04	4,54E-02	2,09E-02
318	1,30	2,04	4,56E-02	2,10E-02
320	1,30	2,04	4,59E-02	2,11E-02
322	1,30	2,04	4,61E-02	2,12E-02
324	1,29	2,04	4,63E-02	2,12E-02
326	1,29	2,04	4,65E-02	2,13E-02
328	1,28	2,04	4,68E-02	2,14E-02
330	1,28	2,05	4,70E-02	2,15E-02
332	1,27	2,05	4,72E-02	2,16E-02
334	1,27	2,05	4,74E-02	2,16E-02
336	1,27	2,05	4,77E-02	2,17E-02
338	1,26	2,05	4,79E-02	2,18E-02
340	1,26	2,05	4,81E-02	2,19E-02
342	1,25	2,05	4,83E-02	2,23E-02
344	1,25	2,05	4,86E-02	2,24E-02
346	1,24	2,06	4,88E-02	2,25E-02
348	1,24	2,06	4,90E-02	2,26E-02

---

---

350	1,24	2,06	4,93E-02	2,27E-02
352	1,23	2,06	4,95E-02	2,28E-02
354	1,23	2,06	4,97E-02	2,28E-02
356	1,22	2,06	5,00E-02	2,29E-02
358	1,22	2,06	5,02E-02	2,29E-02
360	1,22	2,06	5,04E-02	2,30E-02
362	1,21	2,07	5,06E-02	2,30E-02
364	1,21	2,07	5,09E-02	2,31E-02
366	1,20	2,07	5,11E-02	2,30E-02
368	1,20	2,07	5,13E-02	2,31E-02
370	1,20	2,07	5,16E-02	2,31E-02
372	1,19	2,07	5,18E-02	2,32E-02
374	1,19	2,07	5,21E-02	2,33E-02
376	1,19	2,07	5,23E-02	2,34E-02
378	1,18	2,08	5,25E-02	2,35E-02
380	1,18	2,08	5,28E-02	2,35E-02
382	1,17	2,08	5,30E-02	2,36E-02
384	1,17	2,08	5,32E-02	2,37E-02
386	1,17	2,08	5,35E-02	2,38E-02
388	1,16	2,08	5,37E-02	2,39E-02
390	1,16	2,08	5,39E-02	2,40E-02
392	1,16	2,08	5,42E-02	2,40E-02
394	1,15	2,09	5,44E-02	2,41E-02
396	1,15	2,09	5,47E-02	2,42E-02
398	1,15	2,09	5,49E-02	2,43E-02
400	1,14	2,09	5,51E-02	2,44E-02
402	1,14	2,09	5,54E-02	2,44E-02
404	1,14	2,09	5,56E-02	2,45E-02
406	1,13	2,09	5,59E-02	2,46E-02
408	1,13	2,09	5,61E-02	2,47E-02
410	1,13	2,10	5,63E-02	2,48E-02
412	1,12	2,10	5,66E-02	2,48E-02
414	1,12	2,10	5,68E-02	2,49E-02
416	1,12	2,10	5,71E-02	2,50E-02
418	1,11	2,10	5,73E-02	2,51E-02
420	1,11	2,10	5,76E-02	2,52E-02

---

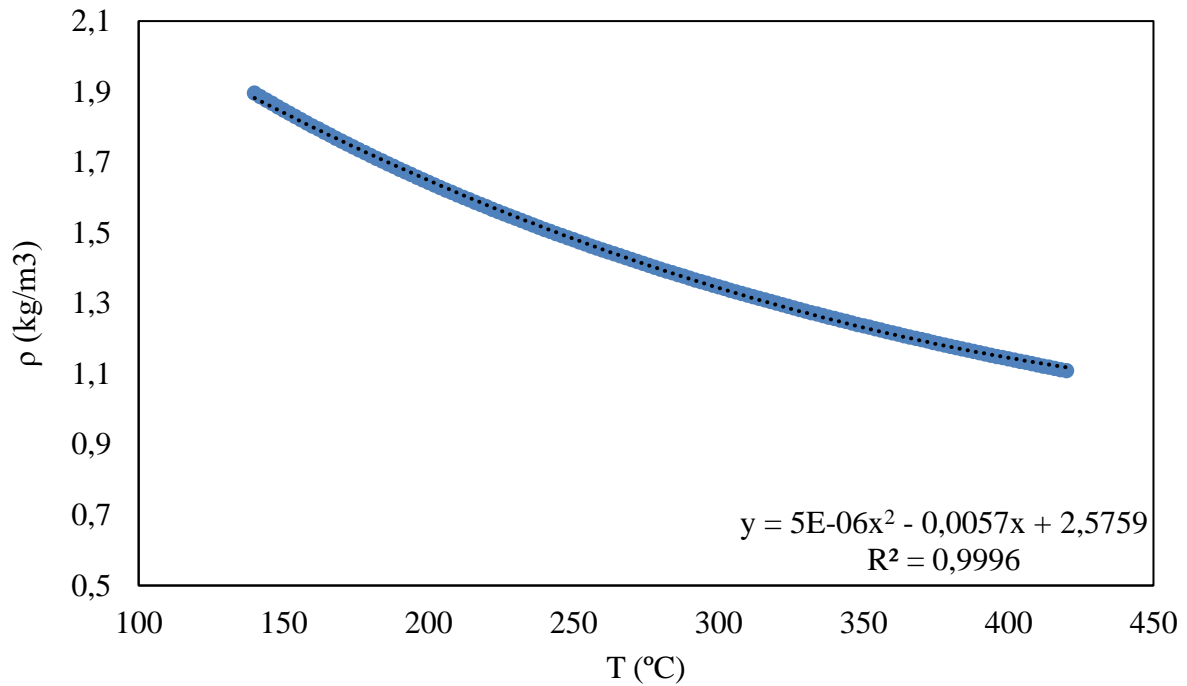


Figura A.3.1. Función de la densidad del vapor respecto la temperatura.

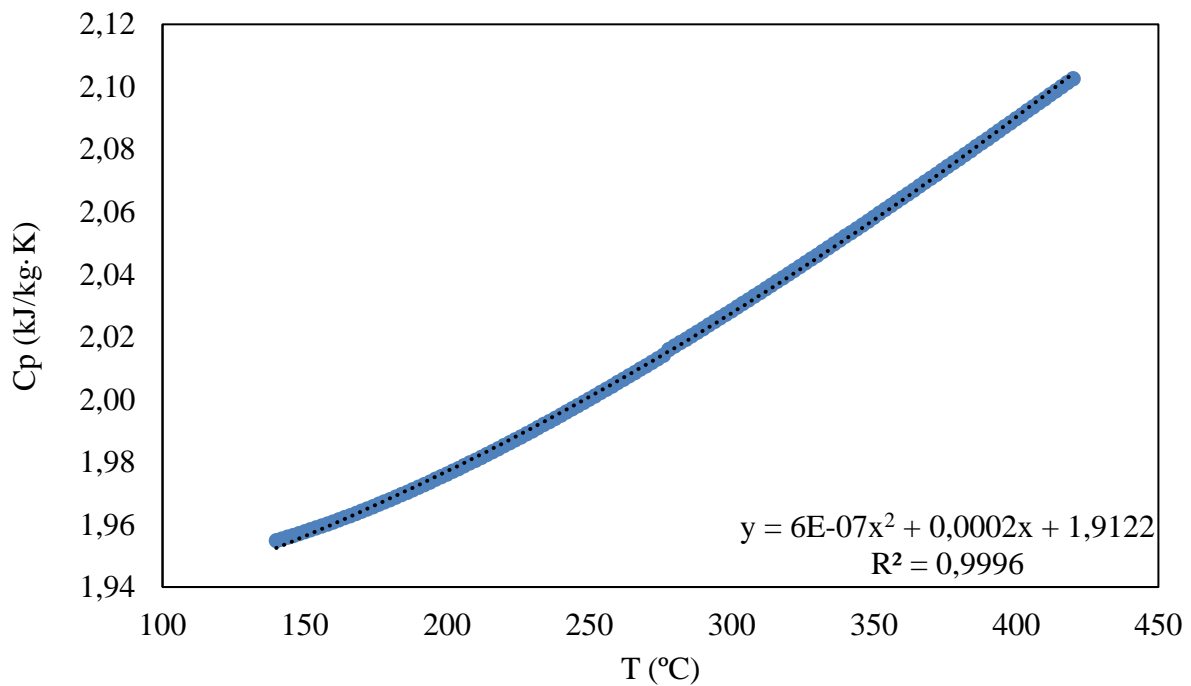


Figura A.3.2. Función de la capacidad calorífica del vapor respecto la temperatura.

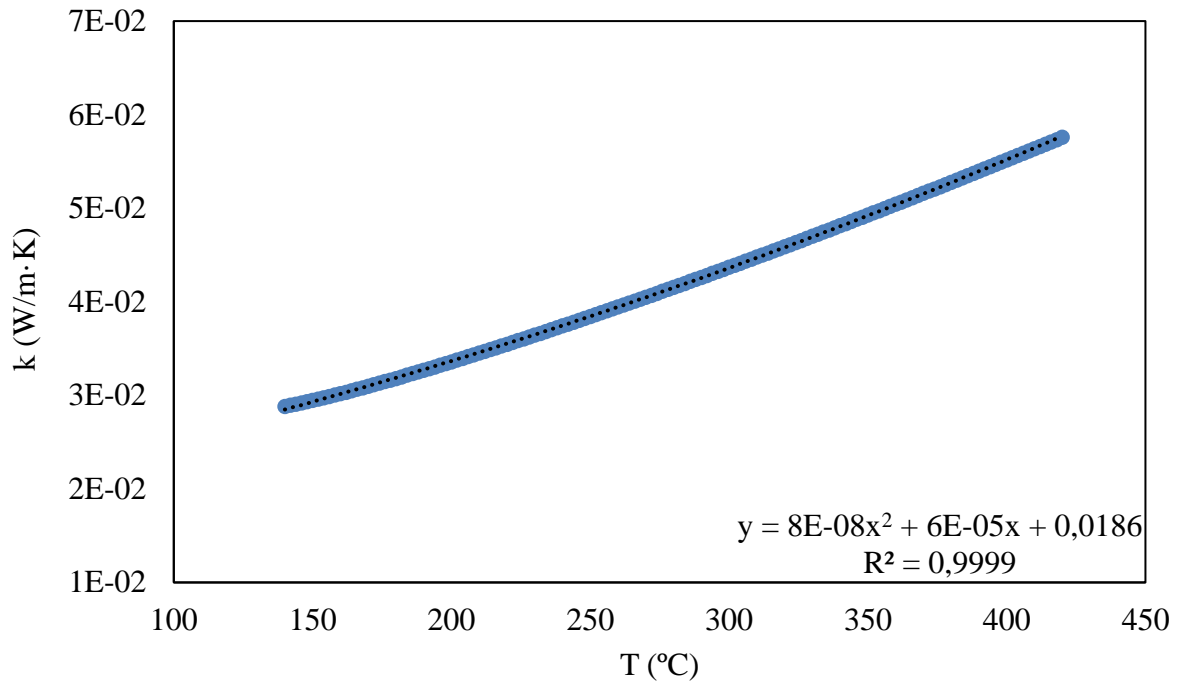


Figura A.3.3. Función de la conductividad térmica del vapor respecto la temperatura.

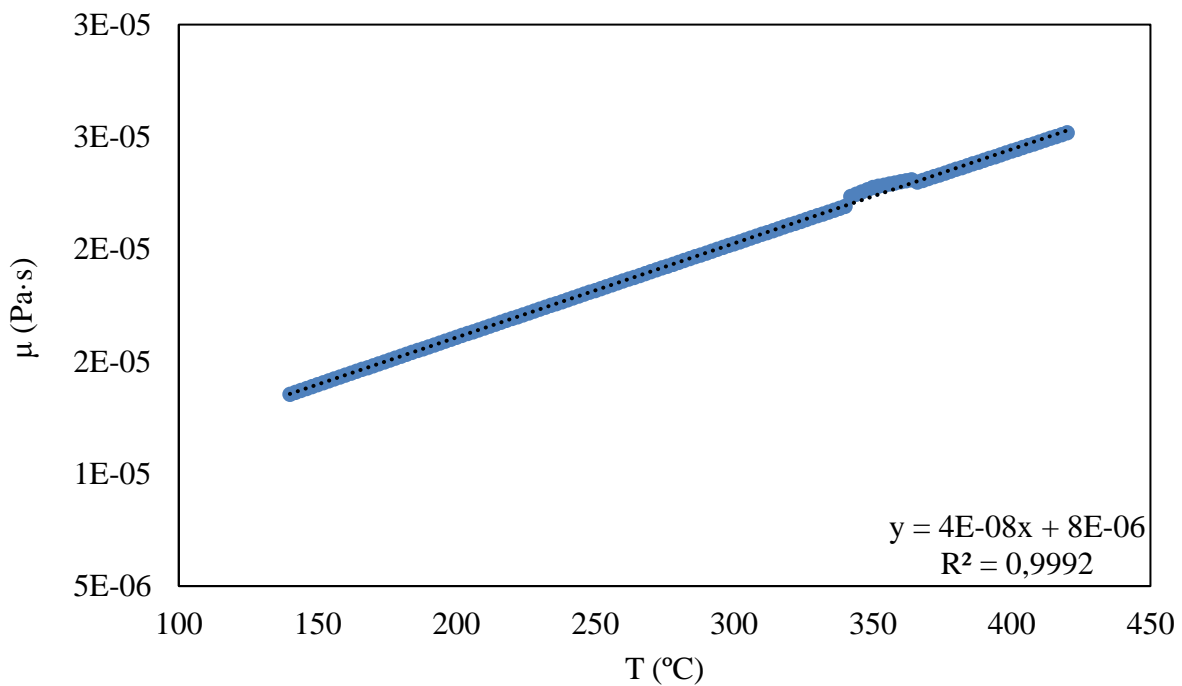


Figura A.3.3. Función de la viscosidad dinámica del vapor respecto la temperatura.

Nótese que la correlación para la viscosidad de elabora después de haber convertido las unidades al Sistema Internacional.

#### A.4. Propiedades del aire

Se ha realizado una recogida de datos para obtener una tendencia de cada propiedad en función de la temperatura, y así, poder usar durante el método de cálculo el valor exacto en función de la temperatura.

Seguidamente, en la tabla A.4.1 se muestran las propiedades del aire obtenidas mediante el programa HYSYS.

Tabla A.4.1. Propiedades del aire en función de la temperatura.

T (°C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	CP (kJ/kgK)	Viscosidad (cP)	Conductividad térmica (W/mK)
70	1,42	1,02	2,09E-02	2,90E-02
90	1,34	1,02	2,18E-02	3,04E-02
110	1,27	1,02	2,27E-02	3,17E-02
130	1,21	1,03	2,35E-02	3,30E-02
150	1,15	1,03	2,43E-02	3,43E-02
180	1,08	1,04	2,55E-02	3,62E-02
200	1,03	1,04	2,63E-02	3,74E-02
220	0,99	1,05	2,71E-02	3,87E-02
250	0,93	1,05	2,83E-02	4,05E-02
270	0,90	1,06	2,91E-02	4,17E-02
290	0,87	1,06	2,99E-02	4,29E-02
310	0,84	1,06	3,07E-02	4,41E-02
330	0,81	1,07	3,15E-02	4,52E-02

Seguidamente, en las figuras A.4.1, A.4.2, A.4.3 y A.4.4 se muestran las gráficas con la ecuación que definen cada una de las propiedades en función de la temperatura.

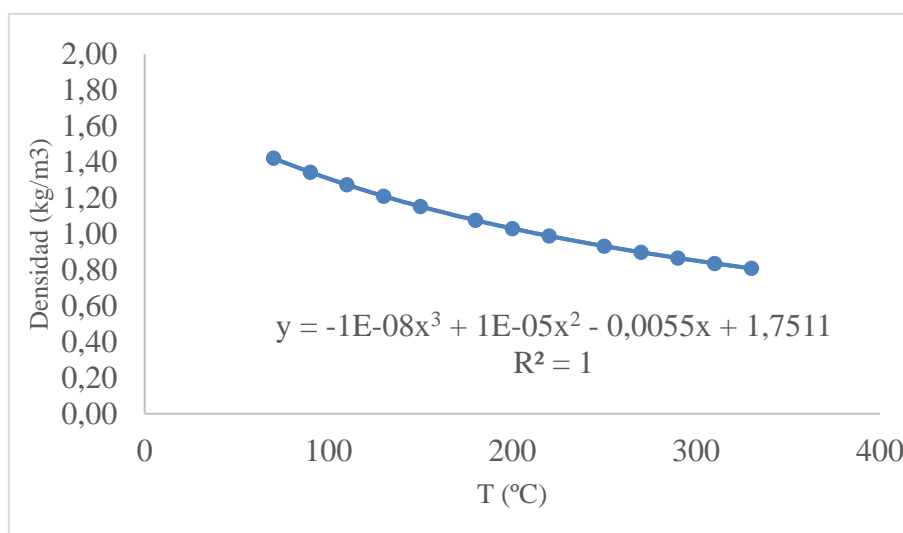


Figura A.4.1. Representación de la relación entre la densidad en función de la temperatura.

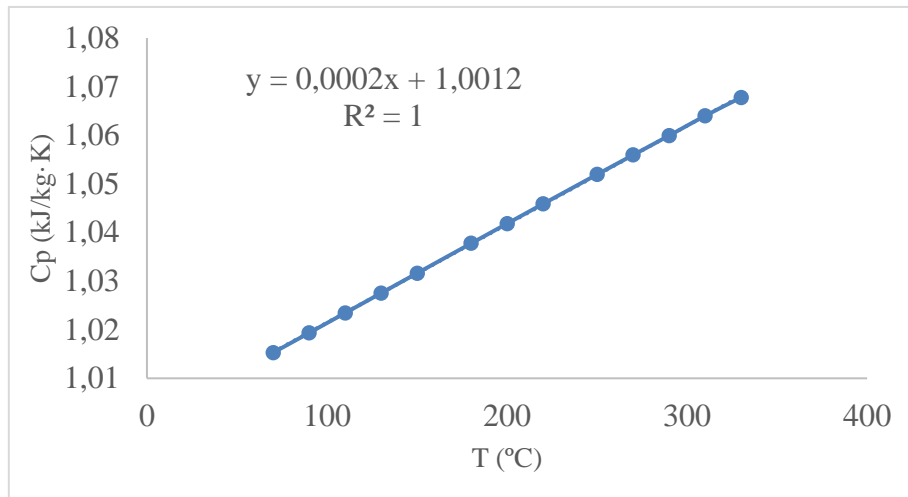


Figura A.4.2. Representación de la relación entre la capacidad calorífica en función de la temperatura.

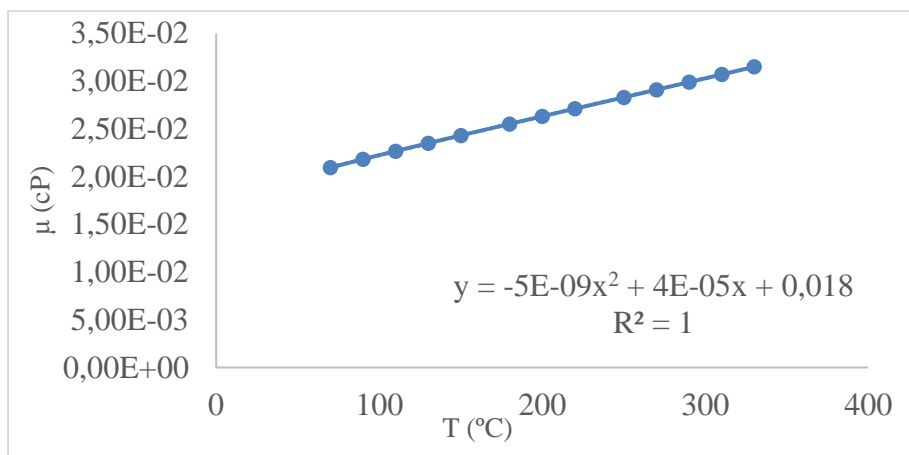


Figura A.4.3. Representación de la relación entre la viscosidad en función de la temperatura.

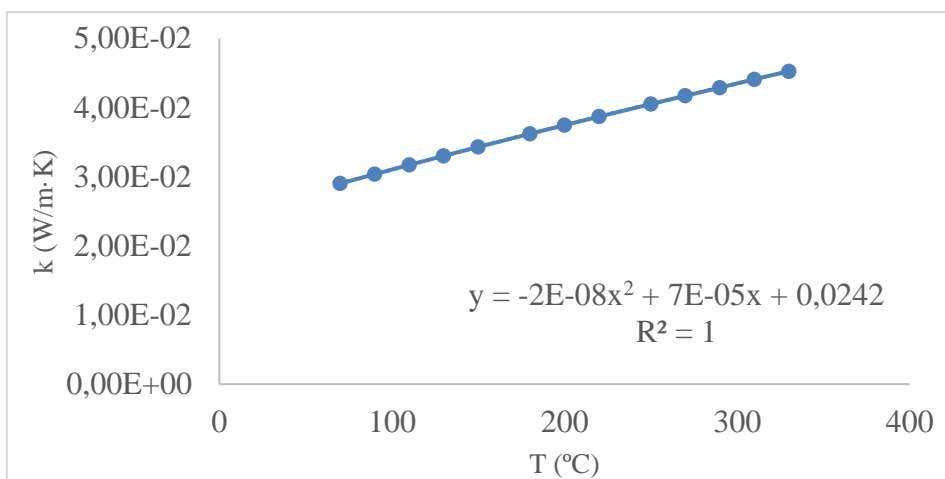


Figura A.4.4. Representación de la relación entre la conductividad térmica en función de la temperatura.

## B. SIMULACIÓN

### B.1. Esquema de simulación

En la figura B.1.1 se muestra el esquema de la simulación llevada a cabo en Aspen HYSYS. La simulación se lleva a cabo para conocer el caudal de humos procedente de los hornos debido a la combustión del combustible, así como para validar los parámetros de operación actuales.

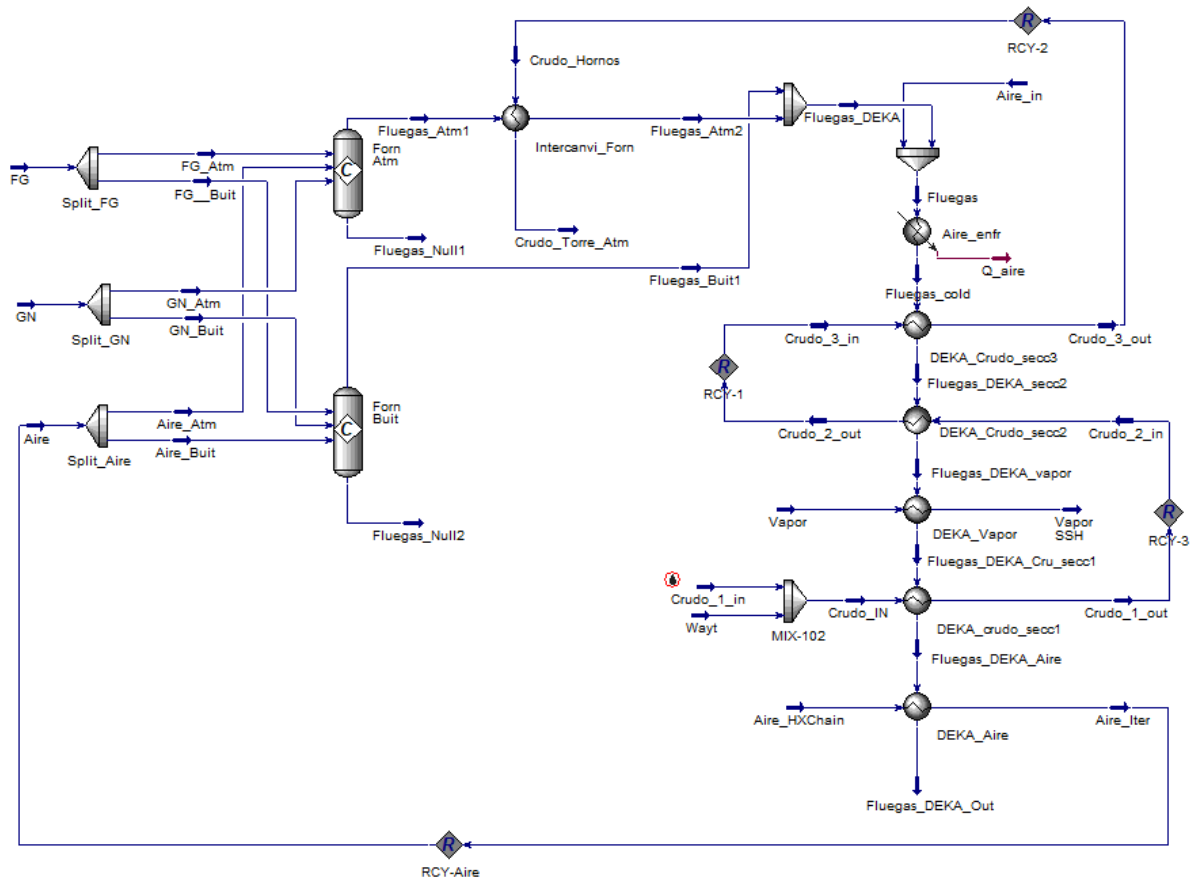


Figura B.1.1. Esquema de la simulación de los hornos, el B-301 y el C-341 en Aspen HYSYS para la operación actual.

### B.2. Simulación del corriente de crudo en Aspen HYSYS

Las condiciones del caudal de crudo se listan en la tabla B.1.1.

Tabla B.1.1. Condiciones del corriente de crudo a la entrada del B-301.

Parámetro	Valor
Fase líquida (mol%)	92,1
Caudal (t/h)	190
Temperatura (°C)	264
Presión (bar)	9,28

En la tabla B.1.2 se lista la composición del crudo.

Tabla B.1.2. Composición másica del crudo Tipo 1.

<b>Especie</b>	<b>Total</b>	<b>Líquido</b>	<b>Vapor</b>
H <sub>2</sub> O	4,47E-03	3,38E-01	1,48E-03
SO <sub>2</sub>	0	0	0
n-Heptano	7,33E-03	1,46E-01	6,08E-03
n-Octano	1,08E-02	1,55E-01	9,55E-03
n-Nonano	2,95E-03	3,00E-02	2,71E-03
n-Decano	1,02E-02	7,32E-02	9,64E-03
n-C11	1,64E-02	8,29E-02	1,58E-02
n-C12	5,71E-03	2,04E-02	5,57E-03
n-C13	2,75E-02	6,81E-02	2,72E-02
n-C14	1,00E-02	1,67E-02	9,98E-03
n-C15	1,19E-02	1,47E-02	1,19E-02
n-C16	1,22E-02	1,11E-02	1,22E-02
n-C17	2,13E-02	1,37E-02	2,14E-02
n-C18	1,92E-02	9,09E-03	1,93E-02
n-C19	2,16E-02	7,76E-03	2,17E-02
n-C20	1,33E-02	3,03E-03	1,34E-02
n-C21	1,92E-02	3,19E-03	1,93E-02
n-C22	1,28E-02	1,60E-03	1,29E-02
n-C23	2,28E-02	1,98E-03	2,30E-02
n-C24	1,37E-02	8,60E-04	1,38E-02
n-C25	2,13E-02	9,92E-04	2,15E-02
n-C26	9,36E-03	3,13E-04	9,44E-03
n-C27	1,80E-02	4,14E-04	1,82E-02
n-C28	7,29E-03	1,32E-04	7,35E-03
n-C29	1,65E-02	2,32E-04	1,66E-02
n-C30	6,46E-03	3,77E-05	6,52E-03
NBP[0]474*	5,12E-02	2,66E-04	5,17E-02
NBP[0]517*	6,93E-02	7,51E-05	7,00E-02
NBP[0]558*	1,03E-01	2,19E-05	0,1035724
NBP[0]601*	8,50E-02	2,84E-06	8,57E-02
NBP[0]645*	8,42E-02	3,58E-07	8,50E-02
NBP[0]688*	6,36E-02	3,13E-08	6,42E-02
NBP[0]730*	5,94E-02	3,58E-09	5,99E-02
NBP[0]773*	4,18E-02	2,53E-10	4,22E-02
NBP[0]817*	3,59E-02	1,73E-11	3,62E-02
NBP[0]861*	2,25E-02	8,04E-13	2,27E-02
NBP[0]901*	1,68E-02	5,47E-14	1,70E-02
NBP[0]947*	9,69E-03	2,71E-15	9,77E-03

NBP[0]991*	7,83E-03	3,93E-16	7,90E-03
NBP[0]1035*	7,67E-03	1,60E-16	7,74E-03

### B.3. Simulación de los hornos de combustión

En la figura B.3.1 se muestra la sección de hornos.

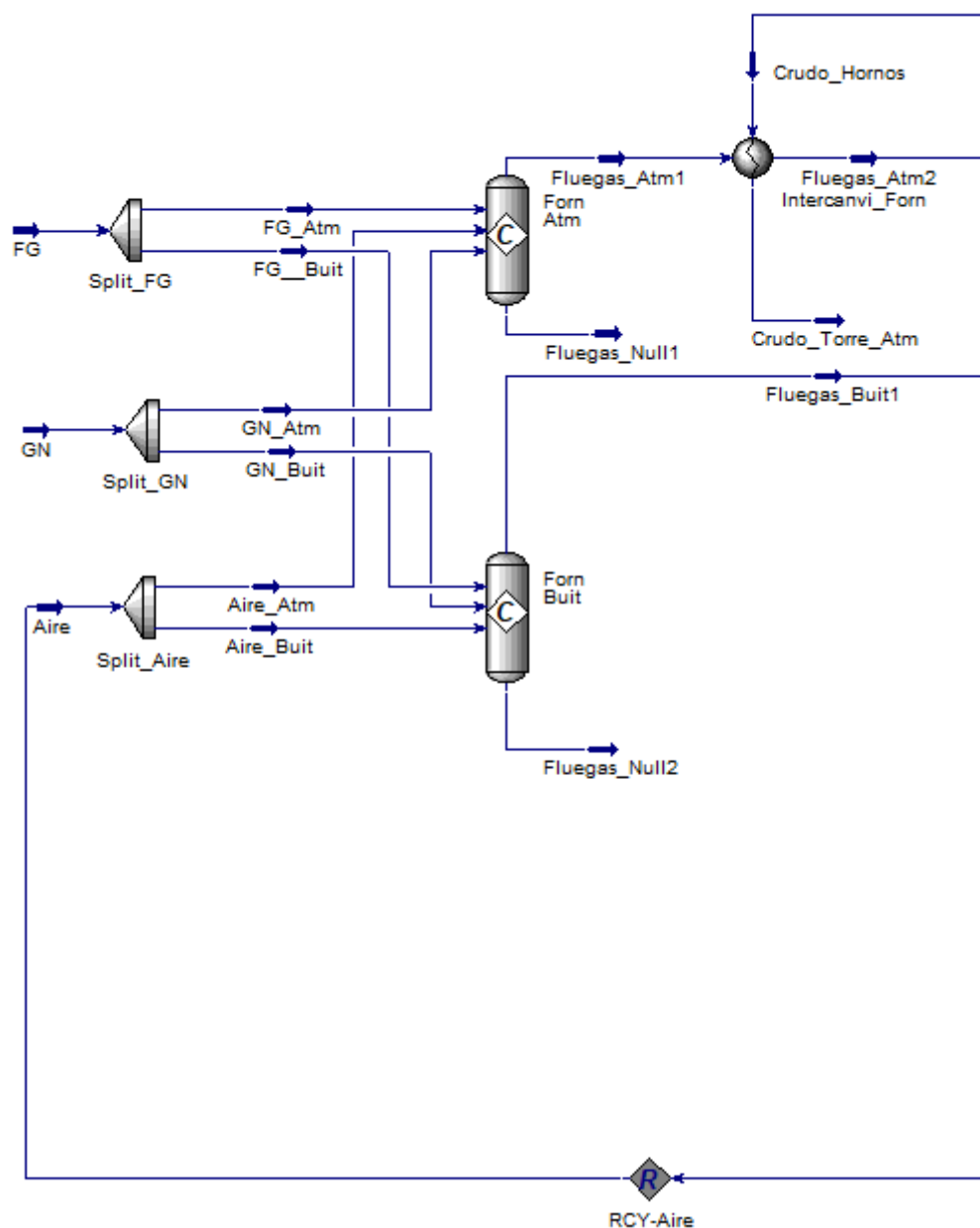


Figura B.3.1. Sección de hornos.

En lo que a proceso se refiere, la zona de hornos es posterior al B-301 y C-340, con lo que es preciso llevar a cabo dos recirculaciones en la simulación: una para el aire de combustión y otra para el crudo, que se detalla a continuación.

A fin de mantener la simulación dentro del alcance del proyecto, no se simulan los hornos utilizando las herramientas de simulación rigurosa de hornos en Aspen HYSYS. En lugar de eso, se computan como reactores de conversión. Como el modelo de ese reactor es adiabático y solo simula las reacciones de combustión, se añade un intercambiador posterior al horno atmosférico, donde se cruzan los humos con el crudo, a fin de simular de forma simple pero fiable el intercambio de calor que se da en el horno. La recirculación de crudo se encuentra en esta zona, y es necesaria al depender el corriente de crudo de los intercambiadores del B-301, cuya simulación se explica en el apartado B.4, del corriente de crudo del intercambiador posterior al horno atmosférico.

Nótese que el corriente de fondo de ninguno de los dos reactores de conversión da resultado, puesto que tanto el *input* como el *output* son corrientes incondensables. Se simulan por ser un requisito del propio modelo del reactor en el programa, pero no tienen efecto en la simulación global. En la tabla B.3.1 se muestran los datos de entrada de la simulación. Los datos de composición de gas natural y fuelgas se obtienen de las hojas de especificación de ASESÁ. Para los datos del corriente de crudo, ver apartado B.1.

Tabla B.3.1. Datos de entrada a Aspen HYSYS para la simulación de la sección de hornos, según la operación actual.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Corriente/equipo</b>
Caudal másico, gas natural (t/h)	1,10	GN
Fracción másica de gas natural en combustible (%)	91,0	-
Temperatura, gas natural (°C)	25,0	GN
Presión, gas natural (bar)	1,97	GN
Temperatura, fuelgas (°C)	25,0	FG
Presión, fuelgas (bar)	1,97	FG
Caudal másico, aire (t/h)	22,1	Aire
Temperatura, aire (°C)	297	Aire
Presión, aire (bar)	1,39	Aire
Split de corrientes hacia horno atmosférico (%)	79,0	Split_GN, Split_FG, Split_Aire
Conversión en los hornos (%)	100	Forn Atm, Forn Buit

Los resultados de la simulación son el caudal y la composición de humos, mostrados en la tabla B.3.2.

Tabla B.3.2. Caudal y composición de humos según la simulación de la operación actual.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Nombre de corriente	Fluegas_DEKA
Caudal másico (t/h)	23,3
Especie	Composición másica (%)
N <sub>2</sub>	71,9

CO <sub>2</sub>	13,4
H <sub>2</sub> O	9,98
O <sub>2</sub>	3,50
Ar	1,22

#### B.4. Simulación del B-301 y C-340

Para simular la operación actual de la zona convectiva y de precalentamiento de aire de combustión, se modelizan una seguido de intercambiadores en serie que simulan las distintas secciones del B-301 (sección 1, sección de vapor, sección 2 y sección 3), así como el precalentador de aire C-340, con un corriente de humos que las atraviesan. El esquema utilizado se muestra en la figura B.4.1.

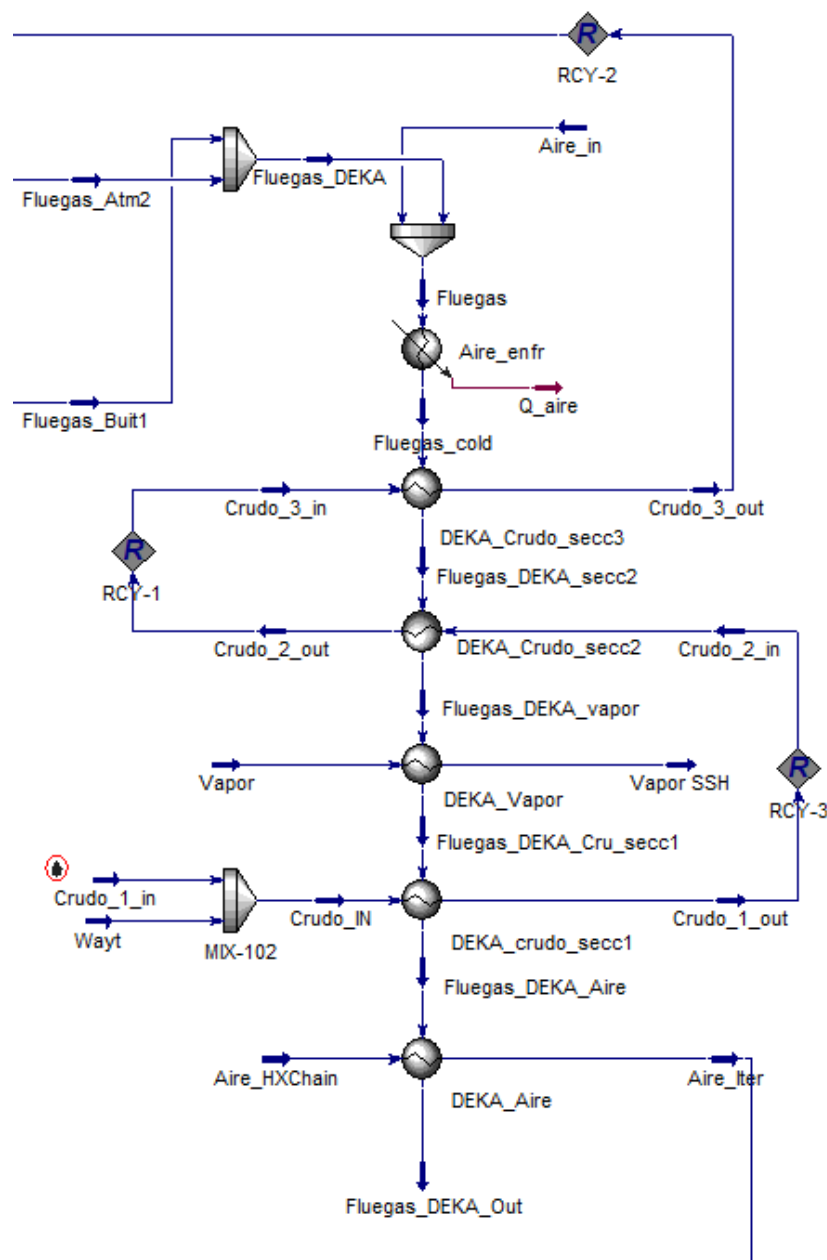


Figura B.4.1. Esquema de simulación utilizado para simular la zona convectiva y de precalentamiento de aire de combustión.

Como se muestra en la simulación, hay añadido un *mixer* con un corriente de aire, así como un intercambiador auxiliar (Aire\_enfr). Éste corriente de aire es nulo actualmente debido a haber determinado que las entradas de aire que se creía existían en el equipo, se encuentran en el conducto de aspiración de la soplante extractora de humos. El corriente se utilizaba para mezclar diferentes caudales de aire con los humos y verificar si existía una entrada indeseada de éste. Los cálculos realizados tanto en Excel como en HYSYS refutaron esta hipótesis, por lo que se decidió proceder a su validación a partir de los datos teóricos de operación.

Se añade, también, otro *mixer* en la entrada de crudo a la primera sección del B-301. Éste se realizó para simular el contenido en agua que contiene y poder simular la fracción vaporizada que, si no se añadía el contenido en agua, era imprecisa simulándolo como líquido.

Todas las recirculaciones son realizadas añadiendo módulos de recirculación para hacer converger el sistema correctamente y evitar la presencia de errores a la hora de iterar.

Los resultados obtenidos en la validación de la operación actual para el crudo se muestran en la tabla B.4.1.

Tabla B.4.1. Resultados obtenidos en la validación de la operación actual en HYSYS.

Stream name	Vap Frac	T (°C)	P (kg/cm <sup>2</sup> g)	Mass flow (kg/h)
Fluegas_Atm2	1,00	1037	0,38	18195
Fluegas_Buit1	1,00	1923	0,38	5116
Fluegas_DEKA	1,00	1241	0,38	23311
Aire_in	1,00	25,0	0,00	0
Fluegas	1,00	1241	0,00	23311
Fluegas_cold	1,00	598,0	0,00	23311
Crudo_3_in	0,08	274,2	8,23	190038
Crudo_3_out	0,09	275,6	8,15	190038
Fluegas_DEKA_secc2	1,00	571,3	0,00	23311
Crudo_2_in	0,08	267,3	8,33	190038
Crudo_2_out	0,08	274,2	8,23	190038
Fluegas_DEKA_vapor	1,00	440,3	0,00	23311
Vapor	1,00	182,4	2,57	2129
Vapor SSH	1,00	352,4	2,54	2129
Fluegas_DEKA_Cru_secc1	1,00	413,9	0,25	23311
Crudo_1_in	0,00	264,3	8,43	189188
Crudo_IN	0,08	263,9	8,43	190038
Crudo_1_out	0,08	267,3	8,33	190038
Fluegas_DEKA_Aire	1,00	349,9	0,05	23311
Aire_HXChain	1,00	94,8	0,39	22100
Aire_Iter	1,00	327,6	0,38	22100
Fluegas_DEKA_Out	1,00	148,0	0,05	23311

En la tabla B.4.2 se muestra la comparativa de temperaturas entre los datos históricos, el modelo de simulación realizado en Aspen HYSYS y el modelo propuesto a partir de las correlaciones en Excel.

Tabla B.4.2. Comparativa entre los resultados obtenidos en HYSYS, Excel y los históricos.

<b>Parámetro</b>	<b>HYSYS</b>	<b>Excel</b>	<b>Datos históricos</b>
Tin humos (°C)	598,0	598,0	598,0
Tout humos (°C)	148,0	165,7	169,8
Tin crudo (°C)	263,9	263,9	263,9
Tout crudo (°C)	275,6	276,6	277,5
Tin vapor (°C)	182,4	182,4	182,4
Tout vapor (°C)	352,4	342,5	329,0
Tin aire (°C)	94,8	94,8	94,8
Tout aire (°C)	327,6	316,8	308,5

Como se observa en la tabla B.4.2, existe un error entre los dos modelos propuestos, siendo el modelo presentado en Excel el que más se consigue ajustar a los datos históricos de operación. El error más elevado se encuentra, en los dos modelos, en la temperatura de salida de aire, siendo provocado por el error acumulado de los intercambiadores anteriores.

## C. MANUAL DE CÁLCULO

### C.1. Diseño de tuberías.

#### C.1.1. Cálculo de espesores

Se sigue el procedimiento descrito en la normativa ASME B31.1.

El cálculo de la velocidad en la tubería se realiza a partir de la siguiente expresión (ec. C.1.1):

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi D_i^2} \quad \text{C.1.1}$$

Dónde Q es el caudal volumétrico y Di el diámetro interior de la línea, obtenido a partir de los datos de una tubería de Sch 40.

Para el cálculo de los espesores se sigue la norma ASME B31.1, detallada a continuación.

Se selecciona una presión nominal en libras a partir de la normativa interna de la empresa en cuanto a diseño de tuberías, en este caso, de 300 lb. A partir de la presión nominal, se obtienen la temperatura y presión de diseño según normativa ANSI para un acero al carbono A-106 Grado B, resultando en 399 °C y 3484,5 kPa. La tensión admisible del material se obtiene de la norma ASME B31.1 y es de 103500 kPa.

Seguidamente, se calcula el espesor mínimo a partir de la siguiente expresión (ec. C.1.2):

$$e_{min} = 0,5 \cdot \frac{P \cdot D_o}{(S \cdot E + P \cdot y)} \quad \text{C.1.2}$$

Donde P es la presión de diseño, Do el diámetro exterior de la tubería, S la tensión admisible, E la eficiencia de la soldadura (1,00 para este caso al considerarse radiografía completa) e y un coeficiente que depende del material y la temperatura de diseño, obtenido de la Norma ASME B31.1, con un valor de 0,4.

Una vez se tiene el espesor mínimo, se calcula el espesor ordenado a partir de la expresión C.1.3.

$$e_{ord} = e_{min} + c_0 + c_1 + c_2 \quad \text{C.1.3}$$

Dónde:

$e_{min}$  es el espesor mínimo.

$c_0$  el margen de corrosión fijado en 1 mm.

$c_1$  el valor de la tolerancia del material fijado, también, en 1 mm.

c2 el margen de adelgazamiento que, por defecto en este tipo de tuberías, es 0 mm.

Con el espesor ordenado, se normalizan los espesores a tuberías de Sch 40.

La MAWP se calcula como la máxima de las presiones de diseño en caso de tener diferentes secciones con diferentes espesores (ec. C.1.4):

$$MAWP = MAX(P_{dis}) \quad C.1.4$$

En este caso, al sólo tener una sección, la MAWP corresponde con la presión de diseño.

La presión de prueba hidráulica se calcula a partir de la ecuación C.1.5.

$$P_t = 1,3 \cdot MAWP \quad C.1.5$$

La pérdida de carga en las líneas se calcula a partir de la ecuación C.1.6.

$$H = h_L + h_{acc} + \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad C.1.6$$

Dónde  $h_L$  son las pérdidas por fricción, calculadas a partir de la ecuación de Darcy-Weissbach (ec C.1.7).

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad C.1.7$$

El factor de fricción se calcula mediante la aproximación de Aldsul, mostrada en la ecuación C.1.8.

$$f = 0,11 \cdot \left( \frac{\varepsilon}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{1/4} \quad C.1.8$$

Las variables utilizadas en las ecuaciones C.1.7 y C.1.8 son las siguientes: L es la longitud de la tubería, D el diámetro interior, v la velocidad del fluido, g la gravedad,  $\varepsilon$  la rugosidad del acero al carbono (0,26 mm) y Re el número de Reynolds.

La pérdida de carga de por accesorios se calcula a partir de la ecuación C.1.9.

$$h_{acc} = K_L \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad C.1.9$$

Dónde  $K_L$  es el sumatorio de constantes de resistencia de los diferentes instrumentos presentes en la línea. Se considera una  $K_L$  de 1 para el colector de 8" y una  $K_L$  para los ramales de 5".

### C.1.2. Cálculo del aislamiento de las tuberías.

En el estudio de la aplicación de aislamiento térmico en las tuberías nuevas que se han propuesto se ha realizado una búsqueda de aislamiento que se adapte al contexto y el cálculo del espesor adecuado para obtener un buen nivel de seguridad y conservar el máximo calor del fluido interior para minimizar el gasto energético. Los aspectos principales por los que se escoge este producto son los que siguen:

- Facilidad y rapidez de instalación
- No hidrófilo ni higroscópico, además de tener propiedades de transpirabilidad, lo que reduce la posible corrosión uniforme (ataque generalizado) de la tubería en presencia de agua como electro.
- Ignífugo, lo que proporciona seguridad en caso de incendio.
- Químicamente inerte.
- Baja conductividad térmica. Esta cualidad proviene del aire seco y estable en su interior que actúa como obstáculo a las transferencias de calor.
- Material respetuoso con el medio ambiente, ya que proviene de materiales sostenibles y además se recicla el 100% de los residuos generados.
- Coste del aislamiento bajo. Punto positivo para la valoración económica del proyecto.

Para poder determinar las cualidades necesarias del aislante para el cálculo de grosor necesario en la tubería, primero se buscó el aislante adecuado para mejorar la seguridad según los requisitos mencionados en el apartado 4.2.1.5. Una vez encontrado el aislante óptimo, se procedió al cálculo de grosor y superficie total de lana de roca.

A continuación, se presenta la figura C.1.1, donde se ve representada la estructura de las capas que forman dicho sistema, aire atmosférico/aislante/tubería/fluido, y la nomenclatura que seguirán las dimensiones.

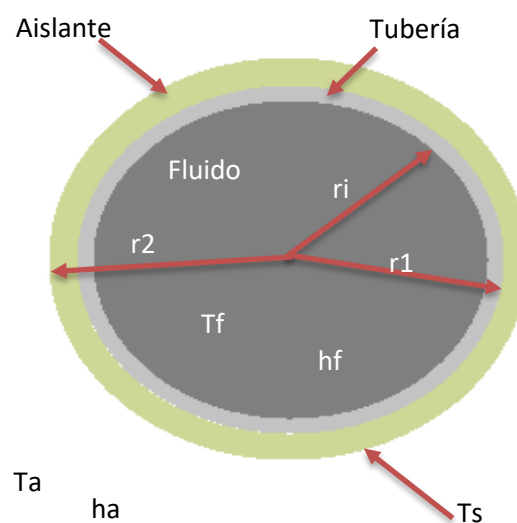


Figura C.1.1. Esquema de la tubería con el aislante.

A continuación, en la tabla C.1.1. se puede observar, donde se pueden ver las variables principales necesarias para el cálculo del grosor de aislante junto las dimensiones de ambas tuberías analizadas, la de 8” y las de 5”, y los coeficientes de transporte de calor del fluido calculados en el apartado 4.2.1.5 del informe sobre el “Calculo del aislamiento de tuberías”.

Tabla Tabla C.1.1. Principales valores necesarios para el cálculo.

Variable	Valor
Temperatura del fluido (°C)	270
Temperatura del aire ambiente (°C)	40
Velocidad del aire ambiente (°C)	2,78
Radio interior de la tubería de 8” (mm)	101
Espesor de la tubería de 8” (mm)	8,18
Coefficiente de transporte interno (W/m <sup>2</sup> °C), de la tubería de 8”.	1691
Radio interior de la tubería de 5” (mm)	64,0
Espesor de la tubería de 5” (mm)	6,55
Coefficiente de transporte interno (W/m <sup>2</sup> °C), de la tubería de 5”.	1602
Conductividad térmica del acero (W/mK)	54
Conductividad térmica de la lana de roca (W/mK)	0,74
Temperatura de la superficie (°C)	60*

La temperatura máxima aceptada en la pared externa de un equipo, que podría estar en contacto directo con un operario es de 60 °C, ya que a partir de esta temperatura se producen quemaduras graves.

El procedimiento de cálculo de espesor de aislante es el siguiente [25]:

- Fijar que la temperatura de superficie no debe ser mayor a 60 °C.
- Calcular el coeficiente de transferencia de calor del aire atmosférico según sus propiedades.
- Calcular r2, junto con las dimensiones de la tubería el grosor de aislante.
- Finalmente, ajustar el espesor a uno normalizado según el proveedor.

Con capas múltiples de un cilindro hueco (aislamiento de tuberías), el flujo de calor se calcula como sigue en la ecuación C.1.10.

$$Q = kr \times (Tf - Ta) \quad (C.1.10)$$

Donde Q es el flujo de calor perdido.

Y donde kr es el coeficiente global de transferencia, y se calcula de la siguiente forma.

$$kr = \frac{2 \times \pi}{\left(\frac{1}{r_i \times h_f} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_2} + \frac{1}{r_2 \times h_a}\right)} \quad (\text{C.1.11})$$

Donde ha se obtiene mediante las siguientes ecuaciones.

Para tubos horizontales se usa la siguiente formula.

$$ha = A + 0,05 \times (Ts - Ta) \quad (\text{C.1.12})$$

Para tubos verticales se hace uso de la siguiente ecuación.

$$ha = B + 0,09 \times (Ts - Ta) \quad (\text{C.1.13})$$

Y según el material de la superficie de la tubería se tiene como constantes A igual a 5,3 y B igual a 5,5.

En la tabla C.1.2 se muestran los valores de coeficiente de transferencia de calor (ha) obtenidos en el caso de tubos horizontales y verticales.

Tabla C.1.2. Coeficiente de intercambio de calor del aire para las tuberías.

Parámetro	Valor	
Disposición de la tubería	Horizontal	Vertical
Coeficiente de transferencia de calor (W/mK)	6,30	7,30

Una vez determinada la forma de cálculo para el flujo de calor se determina una ecuación para la temperatura de superficie. Con la cual se va a poder iterar los valores de espesor de aislante y temperatura de superficie hasta que esta última sea  $\leq 60^\circ\text{C}$ , obteniendo finalmente el espesor adecuado del aislante.

Las siguientes ecuaciones (C.1.14 y C.1.15) determinan la temperatura de la superficie de la pared de la tubería.

$$Ts = \frac{kr}{2 \times \pi \times ha} \times (Tf - Ta) + Ta \quad (\text{C.1.14})$$

$$Ts = \frac{(Tf - Ta)}{r_2 \times h_f \times \left(\frac{1}{r_i \times h_f} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_2} + \frac{1}{r_2 \times h_a}\right)} + Ta \quad (\text{C.1.15})$$

Con las ecuaciones de la temperatura de superficie se cierra un ciclo con el cual se va a poder iterar hasta obtener el valor deseado de espesor necesario del aislante.

A continuación, se muestra la tabla C.1.3 donde se puede observar un resumen de los resultados obtenidos según la dimensión de la tubería y según la disposición de esta.

Tabla C.1.3. Resultados del procedimiento de cálculo.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>	
Disposición de la tubería	Horizontal	
Dimensión de tubería (in)	8	5
Flujo de calor (W/m)	160	123
kr (W/mK)	0,69	0,54
Temperatura de la superficie (°C)	60	60
Espesor de aislante (mm)	92	85
Radio exterior de la tubería con aislante (mm)	202	156
Disposición de la tubería	Vertical	
Dimensión de tubería (in)	8	5
Flujo de calor (W/m)	175	134
kr (W/mK)	0,76	0,58
Temperatura de la superficie (°C)	60	60
Espesor de aislante (mm)	81	75
Radio exterior de la tubería con aislante (mm)	191	146

Para que se pueda realizar un aislamiento fácil, correcto y seguro, se asume como espesor de aislante necesario el espesor máximo obtenido entre las zonas verticales y horizontales.

Una vez obtenido los valores de espesor de aislante, se escoge un espesor normalizado de la compañía proveedora, en este caso 10 cm. Mediante la longitud y ancho de un paquete de Manta armada 159 junto con la superficie exterior calculada de tubería que debe aislarse se obtiene el número de paquetes de lana de roca necesarios.

A continuación, en las tablas C.1.4 y C.1.5, se muestran las dimensiones de un paquete de lana de roca y las dimensiones del área de tubería que se debe aislar térmicamente.

Tabla C.1.4. Dimensiones de la lana de roca escogida [7].

<b>Dimensiones</b> <b>L × l × e (cm)</b>	<b>m<sup>2</sup>/Paquete</b>	<b>Euros/m<sup>2</sup></b>
240 × 100 × 10	2,4	20,00

Tabla C.1.5. Dimensiones de la superficie de la tubería.

<b>Variable</b>	<b>Tubería de 8"</b>	<b>Tubería de 5"</b>
Radio (m)	0,11	0,071
Longitud (m)	25	30
Perímetro (m)	0,69	0,44
Área (m <sup>2</sup> )	17	13

Con esta información se puede realizar la estimación de paquetes necesarios, que en este caso es de 26 paquetes. Se debe tener en cuenta que el proveedor tiene como requisito de compra

realizar una demanda de número de palets pares, por lo que en el precio del aislante se debe tener en cuenta dicho requisito.

A continuación, se hace el cálculo del precio final del aislamiento según la necesidad de paquetes de lana de roca. Los resultados se muestran en la tabla C.1.6.

Tabla C.1.6. Precio y necesidad de aislante para un buen control de seguridad.

	<b>Paquetes necesarios</b>	<b>m<sup>2</sup> totales</b>	<b>Precio total (€)</b>
Necesarios para aislar	26	62,4	1248
Con requisitos del proveedor	36	86,4	1728

Como conclusión de este estudio, son necesarios 36 paquetes de Manta Armada 159 con un precio total de 1728 € para realizar un correcto aislamiento además de cumplir los requisitos de compra de la empresa “*Rockwool*”. Los precios se han obtenido a precio de mercado al público, por lo que el precio obtenido es mayor al que podría obtener una empresa, así que podría disminuir el coste significativamente.

**C.2. Diseño del B-301.****C.2.1. Diseño de los pasos de crudo del B-301****C.2.1.1. Parámetros y constantes generales**

A continuación, se definen ecuaciones generales utilizadas en todo el cálculo.

$$Re = \frac{v \cdot L_{carac} \cdot \rho}{\mu} \quad C.2.1$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad C.2.2$$

$$h = \frac{Nu_{carac} \cdot k}{L_{carac}} \quad C.2.3$$

Dónde la longitud empleada en el cálculo del Reynolds y del Nusselt cambia en función de la correlación y se le conoce como longitud característica.

$$\frac{1}{U_L} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_{ext}}{A_i \cdot h_i} \quad C.2.4$$

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{U_L} + \frac{A_{ext} \cdot R_{f,c}}{A_{in}} + R_w + R_{f,h} \quad C.2.5$$

$$R_w = \ln \frac{\frac{D_o}{D_i}}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L \cdot N_t} \quad C.2.6$$

Los subíndices c y h se corresponden a crudo y humos, respectivamente. El cálculo del área exterior e interior por secciones se muestra a continuación, así como de la eficiencia de la aleta [26] considerando una aleta cilíndrica de punta adiabática. Los coeficientes de *fouling* se obtienen de Kuppan [27]

$$A_{sec_{1,2}} = \eta_{fin} \cdot A_{fin_{1,2Tot}} + A_{nofin_{1,2}} \quad C.2.7$$

$$A_{sec_3} = A_{nofin_3} \quad C.2.8$$

$$A_{fin_{Tot}} = N_{tubos} \cdot N_{fin} \cdot (\pi \cdot D_{fin} \cdot L_{fin}) \quad C.2.9$$

$$A_{nofin} = N_{tubos} \cdot (L_{nofin} \cdot \pi \cdot D_{otubo}) \quad C.2.10$$

$$L_{nofin_{sec_{1,2}}} = N_{planos} \quad C.2.11$$

$$L_{nofin_{sec_3}} = L_{tubo} \quad C.2.12$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c} \quad C.2.13$$

$$m = \sqrt{\frac{4 \cdot h_o}{k \cdot D_{fin}}} \quad \text{C.2.14}$$

En el caso del nuevo diseño propuesto, el área de la sección 3 se calcula de la misma forma que la sección 1 y 2, a partir de la ecuación C.2.7.

Mostrar un parámetro con el subíndice w significa haberlo evaluado a la temperatura de la pared. El cálculo se puede aproximar como:

$$T_w = T_{m_c} + \left( \frac{h_o}{h_{io} + h_o} \right) \cdot (T_{m_h} - T_{m_c}) \quad \text{C.2.15}$$

Dónde  $T_{m_c}$  y  $T_{m_h}$  corresponden a las temperaturas medias entre la entrada y la salida del crudo y humos, respectivamente.

### **C.2.1.2. Modelado térmico**

El cálculo del intercambiador empieza con la definición del tipo de equipo que se está tratando, en este caso se trata de un intercambiador de flujo cruzado en el que el lado humos está mezclado y el lado crudo no está mezclado, es decir, sólo puede seguir una dirección. Con ello se utilizan correlaciones de eficiencia NTU [9] para el cálculo térmico del intercambiador. Éstas se definen a continuación.

$$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot \ln[C_r \cdot \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad \text{C.2.16}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad \text{C.2.17}$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-C_r^{-1} \cdot [1 - e^{-C_r \cdot NTU}]} \quad \text{C.2.18}$$

$$\varepsilon = \frac{C_{max}}{C_{min}} \quad \text{C.2.19}$$

$$C_r = \frac{C_{max}}{C_{min}} \quad \text{C.2.20}$$

$$C_{max} = m_{crudo} \cdot c_{p_{crudo}} \quad \text{C.2.21}$$

$$C_{min} = m_{humos} \cdot c_{p_{humos}} \quad \text{C.2.22}$$

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{in_{humos}} - T_{in_{crudo}}) \quad \text{C.2.23}$$

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad \text{C.2.24}$$

El cálculo a partir del método de la temperatura logarítmica media se realiza a partir de las siguientes ecuaciones.

$$Q = UA \cdot LMTD \cdot F_t \quad C.2.25$$

$$LMTD = \frac{(T_{in\text{humos}} - T_{out\text{crudo}}) - (T_{out\text{humos}} - T_{in\text{crudo}})}{\ln \frac{(T_{in\text{humos}} - T_{out\text{crudo}})}{(T_{out\text{humos}} - T_{in\text{crudo}})}} \quad C.2.26$$

$F_T$  es un factor corrector que, para el diseño actual puede considerarse de 0,8.

A partir de las ecuaciones anteriores y los datos históricos se estima un valor del coeficiente UA por los dos métodos presentados, tanto por NTU como por LMTD [8].

En el caso del método eficiencia NTU, se calcula la eficiencia a partir de la expresión C.2.19, posteriormente se calcula el NTU con la ecuación C.2.16 y se estima el valor del UA a partir de la ecuación C.2.17.

Para el método de la LMTD, se calcula la temperatura logarítmica media con la ecuación C.2.26 a partir de los datos históricos y, posteriormente se estima el valor del coeficiente UA a partir del calor transferido calculado haciendo un balance de energía en cualquiera de los dos corrientes. Cabe destacar que este método es sólo útil en el caso de que se tengan los corrientes completamente caracterizados.

Para comprobar el cálculo del coeficiente UA, se utiliza la correlación de Dittus & Boelter en el lado crudo y la correlación para tubos pitoneados de Kuppan, la correlación de Kreith y la correlación de Zukauskas, para el lado humos y así comprobar la correlación que mejor se ajusta al modelo.

La correlación de Dittus & Boelter [10] para el cálculo del coeficiente de convección en el lado del crudo se define a continuación.

$$Nu = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad C.2.27$$

$$v = \frac{m_{\text{crudo}}}{\rho \cdot a_{pT}} \quad C.2.28$$

$$a_{pT} = \frac{N_T \cdot a''}{n} \quad C.2.29$$

$$a'' = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \quad C.2.30$$

Para el caso de los tubos lisos, el coeficiente de convección hio se calcula como:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{D_i}{D_o} \quad C.2.31$$

En el caso de los humos, las correlaciones utilizadas corresponden a un banco de tubos pitoneados por el que circula un gas a través de éstos. La correlación para tubos pitoneados de Kuppan [11] se muestra a continuación:

$$v_{mean} = \frac{V}{A_p} \quad C.2.32$$

$$A_p = L_{paso} \cdot B_{paso} - N_{tub_{paso}} \cdot [L_{tubo} \cdot D_{o_{tubo}} + 2 \cdot (D_{fin} \cdot N_{planos} \cdot L_{fin})] \quad C.2.33$$

$$v_{max} = v_{mean} \cdot \max\left(\frac{S_T}{S_T - D}, \frac{\frac{S_T}{2}}{\left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} - D_o}\right) \quad C.2.34$$

Los parámetros mostrados en la ecuación C.2.34 se definen en la figura C.2.1.

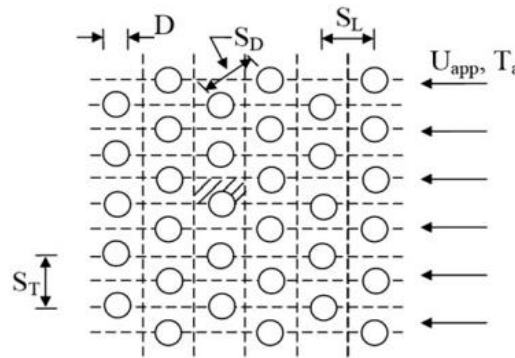


Figura C.2.1. Definición de los parámetros mostrados en la ecuación C.2.34.

$$d_\phi = \frac{\pi \cdot d_p}{2} \quad C.2.35$$

$$Nu_\phi = 0,662 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad C.2.36$$

En este caso, el Reynolds y el Nusselt son calculados usando  $d_\phi$  como longitud característica, así como la velocidad máxima.

La correlación de Kreith [12] se muestra a continuación:

$$Nu_D = 0,303 \cdot \varepsilon^{-0,375} \cdot Re_D^{0,625} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad C.2.37$$

En este caso, se evalúan el Reynolds y el Nusselt usando el diámetro exterior del tubo como longitud característica y también se usa la velocidad máxima.

La correlación de Zukauskas [13] para banco de tubos aleteado se muestra a continuación:

$$Re_{\psi,L} = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\psi \cdot \mu} \quad C.2.38$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad C.2.39$$

$$Nu_{0,row} = 0,3 + \sqrt{Nu_{L,lam}^2 + Nu_{L,turb}^2} \quad C.2.40$$

$$Nu_{L,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,L}} \cdot Pr^{1/3} \quad C.2.41$$

$$Nu_{L,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\psi,L}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi,L}^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad C.2.42$$

$$Nu_{0,bank} = \frac{1 + (n-1) \cdot f_A}{n} Nu_{0,row} \quad C.2.43$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad C.2.44$$

Los parámetros geométricos se muestran en la figura C.2.2.

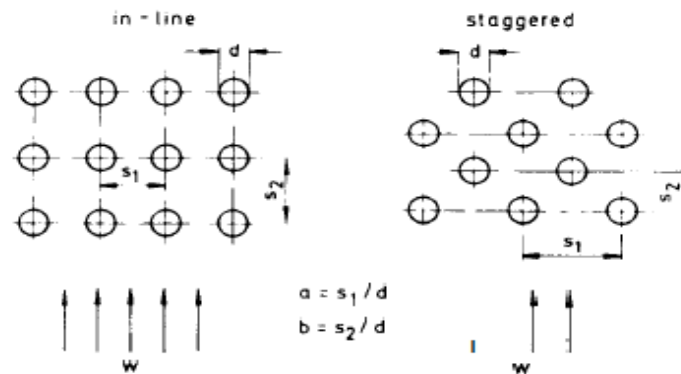


Figura C.2.2. Parámetros geométricos de la correlación de Zukauskas.

Con el coeficiente UA calculado, se calculan las temperaturas de salida de cada sección tratándolas como intercambiadores en serie a partir de las ecuaciones NTU mostradas anteriormente.

### C.2.1.3. Modelado hidráulico

Para la pérdida de carga en los tubos se utiliza el método propuesto por Kuppán [28], detallado a continuación.

$$dP_{total} = dP_{nozzle} + dP_{fric} + dP_{paso} \quad C.2.45$$

$$dP_{nozzle} = 1,5 \cdot \frac{G_n^2}{2 \cdot g \cdot \rho} \quad C.2.46$$

$$dP_{fricc} = f_D \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad C.2.47$$

$$dP_{paso} = \frac{4 \cdot N_p \cdot G_t^2}{2 \cdot g \cdot \rho} \quad C.2.48$$

$$f_D = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad C.2.49$$

**C.2.1.4. Tabla de nomenclatura**

Tabla C.2.1. Tabla de nomenclatura intercambiador de crudo

<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descripción</b>
a"	m <sup>2</sup>	Área de paso de un tubo
A <sub>ext</sub>	m <sup>2</sup>	Área externa de transferencia de calor
A <sub>fin</sub>	m <sup>2</sup>	Área transversal de una aleta
A <sub>in</sub>	m <sup>2</sup>	Área interna de transferencia de calor
A <sub>nofin</sub>	m <sup>2</sup>	Área no pitoneada
A <sub>p</sub>	m <sup>2</sup>	Área de paso lado humos
a <sub>pT</sub>	m <sup>2</sup>	Área de paso del haz tubular
A <sub>sec</sub>	m <sup>2</sup>	Área externa de transferencia de calor de una sección
B <sub>paso</sub>	m <sup>2</sup>	Ancho de la entrada del B-301 del lado humos
c <sub>0</sub>	mm	Margen de corrosión
c <sub>1</sub>	mm	Tolerancia del material
c <sub>2</sub>	mm	Margen de adelgazamiento
C <sub>max</sub>	kW/°C	Producto de caudal másico por capacidad calorífica, valor máximo
C <sub>min</sub>	kW/°C	Producto de caudal másico por capacidad calorífica, valor mínimo
c <sub>p</sub>	kJ/kg°C	Capacidad calorífica
Cr	-	Cociente entre la C <sub>max</sub> y la C <sub>min</sub>
D <sub>fin</sub>	m	Diámetro de la aleta
D <sub>i</sub>	m	Diámetro interno de un tubo
D <sub>o</sub>	m	Diámetro externo de un tubo
dP <sub>fric</sub>	Pa	Pérdida de carga total por fricción
dP <sub>nozzle</sub>	Pa	Pérdida de carga total en las tubuladuras
dP <sub>paso</sub>	Pa	Pérdida de carga total en los cambios de paso
dP <sub>total</sub>	Pa	Pérdida de carga total
E	-	Eficiencia de la soldadura
e <sub>min</sub>	mm	Espesor mínimo recomendado
e <sub>ord</sub>	mm	Espesor corregido con c <sub>0</sub> , c <sub>1</sub> y c <sub>2</sub>
f	-	Factor de fricción
f <sub>A</sub>	-	Factor corrector de Nusselt para haz de tubos alternados
f <sub>D</sub>	-	Factor de fricción
F <sub>t</sub>	-	Factor corrector para la LMTD
g	m/s <sup>2</sup>	Constante gravitatoria de valor 9,81
G <sub>n</sub>	kg/m <sup>2</sup> s	Velocidad másica en la tubuladura
h <sub>acc</sub>	m	Pérdida de carga en accesorios
h <sub>i</sub>	W/m <sup>2</sup> °C	Coefficiente de convección interno
h <sub>io</sub>	W/m <sup>2</sup> °C	Coefficiente de convección modificado según geometría
h <sub>L</sub>	m	Pérdida de carga por fricción
h <sub>o</sub>	W/m <sup>2</sup> °C	Coefficiente de convección externo
k	W/m°C	Conductividad térmica
K <sub>L</sub>	-	Coefficiente de pérdida de carga de accesorios
L	m	Longitud
L <sub>c</sub>	m	Longitud térmica del pitón

$L_{fin}$	m	Longitud del pitón
LMTD	°C	Temperatura logarítmica media
$L_{nofin}$	m	Longitud no pitoneada
$L_{paso}$	L	Largo de la entrada al B-301 del lado humos
m	-	Parámetro de eficiencia de la aleta
MAWP	Pa	Máxima presión permitida
$m_{crudo}$	kg/s	Caudal másico de crudo
$m_{humos}$	kg/s	Caudal másico de humos
n	-	Número de pasos del tubo
$N_{fin}$	-	Número de pitones
$N_{planos}$	-	Número de planos de pitones
NTU	-	Número de unidades de transferencia de calor, método NTU
$N_{tubos}$	-	Número de tubos
$N_{tubpaso}$	-	Número de tubos por paso
Nu	-	Número de Nusselt
$Nu_{0,bank}$	-	Número de Nusselt en el banco de tubos
$Nu_{0,row}$	-	Número de Nusselt en una fila de tubos
$Nu_{L,lam}$	-	Número de Nusselt laminar
$Nu_{L,turb}$	-	Número de Nusselt turbulento
P	Pa	Presión
$P_{dis}$	Pa	Presión de diseño
Pr	-	Número de Prandtl
Q	kW	Calor transferido
$Q_{max}$	kW	Calor máximo transferido
Re	-	Número de Reynolds
$R_{f,c}$	$m^2°C/W$	Coefficiente de Fouling del lado crudo
$R_{f,h}$	$m^2°C/W$	Coefficiente de fouling del lado humos
$R_w$	$m^2°C/W$	Resistencia térmica de la pared del tubo
$T_{in}$	°C	Temperatura de entrada
$T_{mc}$	°C	Temperatura media del crudo
$T_{mh}$	°C	Temperatura media de los hmos
$T_{out}$	°C	Temperatura de salida
$T_w$	°C	Temperatura de la pared
$U_L$	$W/°C$	Coefficiente global de transferencia de calor limpio
$U_s$	$W/°C$	Coefficiente global de transferencia de calor de servicio
v	m/s	Velocidad
V	$m^3/s$	Caudal volumétrico
$v_{max}$	m/s	Velocidad máxima
$v_{mean}$	m/s	Velocidad media
y	-	Coefficiente del material
$\epsilon$	-	Eficiencia
$\eta_{fin}$	-	Eficiencia de un pitón
$\mu$	Pa·s	Viscosidad dinámica
$\rho$	$kg/m^3$	Densidad

## C.2.2. Diseño de los pasos de vapor del B-301

### C.2.2.1. Parámetros y constantes generales

Números adimensionales:

$$Re = \frac{u \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad (C.2.50)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (C.2.51)$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (C.2.52)$$

La longitud característica  $L$  y la velocidad de desplazamiento  $u$  cambia según el caso en el que se aplique.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_p} = \frac{v}{A_p} \quad (C.2.53)$$

$$A_p = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (C.2.54)$$

Coefficiente de limpio y de servicio:

$$\frac{1}{U_L} = \frac{1}{h_{out}} + \frac{A_{out,t,ef}}{A_{in} \cdot h_{in}} \quad (C.2.55)$$

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{U_L} + \frac{A_{out,t,ef} \cdot R_{f,vap}}{A_{in}} + R_w + R_{f,hum} \quad (C.2.56)$$

Los valores para *fouling* se obtienen de Kuppan[27].

El área de intercambio total efectiva se desglosa en las siguientes partes[29]:

$$A_{b,pin} = \pi \frac{D_{pin}^2}{4} \quad (C.2.57)$$

$$A_{out,nopin} = \pi \cdot D_{out} \cdot L_{term} \quad (C.2.58)$$

$$A_{out,1} = A_{out,nopin} - N_{pin,t,1} \cdot A_{b,pin} \quad (C.2.59)$$

$$N_{pin,t,1} = N_{pin,p} \cdot N_{p,m} \cdot L_{term} \quad (C.2.60)$$

$$A_{pin,1} = \pi \cdot D_{pin} \cdot L_{pin,c} \quad (C.2.61)$$

$$L_{pin,c} = L_{pin} + \frac{D_{pin}}{4} \quad (C.2.62)$$

$$A_{pin,t} = N_{pin,t,1} \cdot A_{pin,1} \quad (C.2.63)$$

$$A_{pin,TOT} = N_t \cdot A_{pin,t} \quad (C.2.64)$$

$$A_{out,t} = N_t \cdot A_{out,1} + A_{pin,T} \quad (C.2.65)$$

$$\eta_{pin} = \frac{\tanh(m \cdot L_{pin,c})}{m \cdot L_{pin,c}} \quad (C.2.66)$$

$$m = \sqrt{\frac{4 \cdot h_{out}}{k_t \cdot D_{pin}}} \quad (C.2.67)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{pin,T}}{A_{out,t}} (1 - \eta_{pin}) \quad (C.2.68)$$

$$A_{out,t,ef} = \eta_0 \cdot A_{out,t} \quad (C.2.69)$$

Temperatura media de la pared del tubo:

$$T_w = T_{m,vap} + \frac{h_{out}}{h_{io} + h_{out}} (T_{m,hum} - T_{m,vap}) \quad (C.2.70)$$

$$h_{io} = h_{in} \cdot \frac{D_{in}}{D_{out}} \quad (C.2.71)$$

Ecuaciones del método  $\varepsilon$ -NTU utilizadas en comprobaciones[9]:

$$C_{max} = \dot{m}_{hum} \cdot C_{p_{hum}} \quad (C.2.72)$$

$$C_{min} = \dot{m}_{vap} \cdot C_{p_{vap}} \quad (C.2.73)$$

$$q = C_{min} \cdot (T_{out,vap} - T_{in,vap}) \quad (C.2.74)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{in,hum} - T_{in,vap}) \quad (C.2.75)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (C.2.76)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (C.2.77)$$

$$NTU = -\ln\left[1 + \frac{1}{C_r} \cdot \ln(1 - \varepsilon \cdot C_r)\right] \quad (C.2.78)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (C.2.79)$$

#### C.2.2.2. Modelado térmico

Correlación de Sieder y Tate[14] para flujo interno turbulento, vapor:

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right) \quad (C.2.80)$$

Correlación de Zukauskas para flujo incidente en un banco de tubos pitoneados[13], según indica la figura C.2.3.

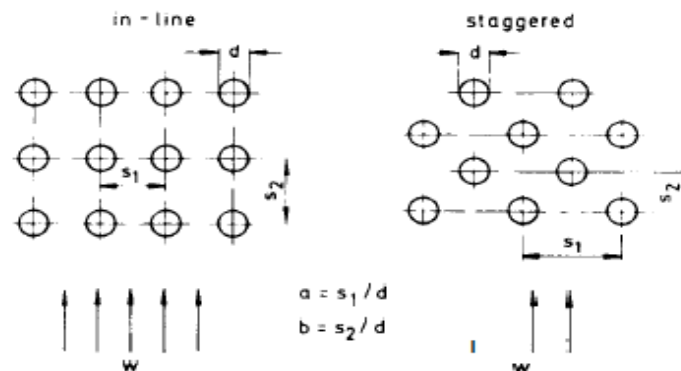


Figura C.2.3. Datos geométricos para la correlación de Zukauskas para flujo incidente en un banco de tubos pitoneados.

Las siguientes correlaciones definen de forma más esencial el modelo del intercambiador. Primeramente, se encuentra el Nusselt de fila.

$$Nu_{0,row} = 0,3 + \sqrt{Nu_{L,lam}^2 + Nu_{L,turb}^2} \quad (C.2.81)$$

$$Nu_{L,lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi,L}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (C.2.82)$$

$$Nu_{L,turb} = \frac{0,037 Re_{\psi,L}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_{\psi,L}^{-0,1} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (C.2.83)$$

Durante la computación, se observa que computar el Reynolds de humos como  $Re_{\psi,L} = \frac{uL\rho}{\psi\mu}$  con  $\psi = 1 - \frac{\pi}{4a}$  como indica el procedimiento establecido, es impreciso. En lugar de aplicar las dos fórmulas mencionadas, que buscarían reproducir la velocidad media de los humos entre tubos introduciendo la relación  $\frac{u}{\psi}$  siendo  $\psi$  la fracción de vacío entre tubos, se aplica otro razonamiento, explicado a continuación.

En otras correlaciones de Grimison y de Zukauskas para un corriente incidente sobre un haz de tubos lisos[30], aparece el mismo concepto expresado de forma diferente: velocidad máxima de humos atravesando el haz, magnitud que se da en la zona con menos sección de paso de todo el haz. En la figura C.2.4 se denotan las posibles zonas donde se podría dar el caso en un haz de disposición alternada (planos entre tubos A<sub>1</sub> y A<sub>2</sub>).

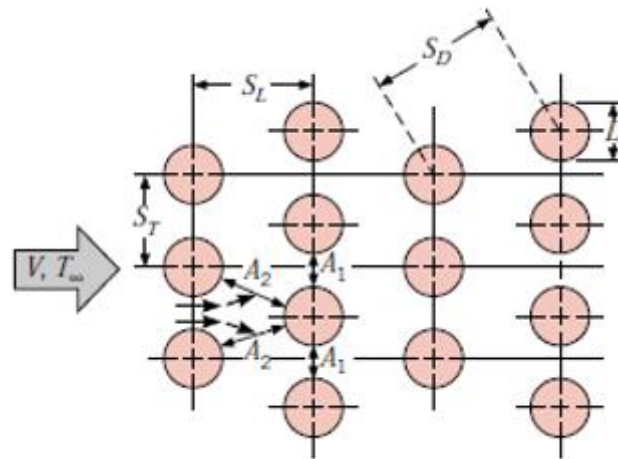


Figura C.2.4. Representación de la incidencia de un corriente sobre un haz de tubos alternados[31].

Se evalúa la configuración tubular de la sección de vapor con la inecuación siguiente, que según se cumpla o no, determina en qué plano hay mayor velocidad de humos.

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2} \quad (\text{C.2.84})$$

La tabla C.2.2 expone el resultado de la evaluación para el caso del intercambiador de vapor.

Tabla C.2.2. Definición del plano espacial con más velocidad de desplazamiento de humos.

Parámetro	$S_T$ (mm)	$S_L$ (mm)	D (mm)	Se cumple la inecuación?	Plano
Respuesta	254	220	141,3	No	A <sub>1</sub>

En la figura C.2.5 se muestra la disposición de tubos y pitones en el intercambiador de vapor en la realidad.



Figura C.2.5. Disposición de tubos y pitones en la sección de vapor.

La figura C.2.5 sugiere que el área de paso de los humos entre los tubos por el área  $A_1$  es como se representa de forma esquemática en la figura C.2.6.

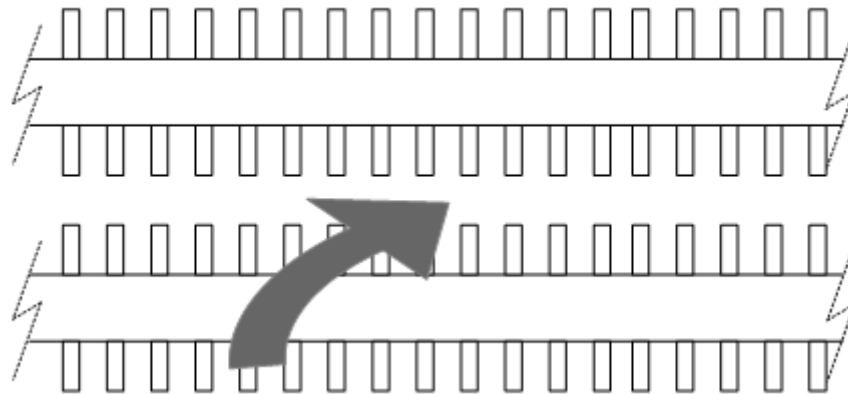


Figura C.2.6. Representación esquemática de la vista en planta del corriente de humos a través del haz de tubos de vapor.

Teniendo todo lo anterior presente, el Reynolds del corriente de humos pasaría a computarse como:

$$Re = \frac{u \cdot D_{out} \cdot \rho}{\mu} \quad (C.2.85)$$

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{p, hum}} \quad (C.2.86)$$

$$A_{p, hum} = A_s - 2 \cdot N_{p, m} \cdot L_{term} \cdot D_{pin} \cdot L_{pin} \quad (C.2.87)$$

$$A_s = B \cdot H \quad (C.2.88)$$

Esta modificación añade una precisión considerable a la velocidad de desplazamiento de humos y, consecuentemente, a las demás variables que dependen de su valor. Una vez introducida, se prosigue con la elaboración del modelo.

El Nusselt obtenido anteriormente se corrige para condicionarlo a la disposición alternada de los tubos.

$$Nu_{0, bank} = f_{A, stag} \cdot Nu_{0, row} \quad (C.2.89)$$

$$f_{A, stag} = 1 + \frac{2}{3b} \quad (C.2.90)$$

Encontrado el valor de  $UA$ , se aplican las ecuaciones C.2.72-79, juntamente con la ecuación siguiente[9], para encontrar las temperaturas de salida.

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r(1 - \exp(-NTU)))] \quad (C.2.91)$$

Con los valores de temperaturas finales, se lleva a cabo un cálculo iterativo con el que se recomputan las propiedades de humos y vapor y todas las variables que dependen de ellas para obtener los resultados de salida definitivos.

### C.2.2.3. Modelado hidráulico

La pérdida de carga en el lado tubos se calcula según Kuppan[15].

$$dP_{total} = dP_{nozzle} + dP_{tube} + dP_{turn} \quad (C.2.92)$$

$$dP_{nozzle} = 1,5 \cdot \frac{G_n^2}{2 \cdot g \cdot \rho} \quad (C.2.93)$$

$$dP_{tube} = \frac{f \cdot L_t \cdot G_t^2 \cdot N_p}{2g \cdot \rho \cdot D} \cdot \frac{1}{\phi_t} \quad (C.2.94)$$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (C.2.95)$$

$$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (C.2.96)$$

$$dP_{turn} = \frac{4 \cdot N_p \cdot G_t^2}{2 \cdot g \cdot \rho} \quad (C.2.97)$$

### C.2.2.4. Tabla de nomenclatura

En la tabla C.2.3 se detallan la simbología y nomenclatura utilizadas en este apartado.

Tabla C.2.3. Lista de variables utilizadas y descripción.

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descripción</b>
<b>Símbolos latinos</b>		
$A_1$	$m^2$	Plano longitudinal entre tubos, horizontal
$A_2$	$m^2$	Plano longitudinal entre tubos, diagonal
$A_{b,pin}$	$m^2$	Área que ocupa la base de un pitón en la superficie de un tubo
$A_{in}$	$m^2$	Área de paso de fluido en el interior del tubo
$A_{out,1}$	$m^2$	Área externa total de un tubo pitoneado
$A_{out,nopin}$	$m^2$	Área sin pitonear de la superficie de un tubo pitoneado
$A_{out,t}$	$m^2$	Área externa total del haz de tubos pitoneados
$A_{out,t,ef}$	$m^2$	Área externa total efectiva del haz de tubos pitoneados
$A_p$	$m^2$	Área de paso de un fluido por un conducto
$A_{pin,1}$	$m^2$	Área de intercambio de un pitón
$A_{pin,t}$	$m^2$	Área total de los pitones de un tubo pitoneado
$A_{pin,TOT}$	$m^2$	Área total de todos los pitones de un haz de tubos pitoneados
$A_{p,hum}$	$m^2$	Área de paso del corriente de humos por el interior del B-301
$A_s$	$m^2$	Área de la sección transversal del B-301 en la sección de vapor
$B$	$m$	Longitud del lado del B-301 longitudinal a los tubos

$C_{\max}$	$W/^{\circ}C$	Producto de caudal másico por capacidad calorífica, valor máximo
$C_{\min}$	$W/^{\circ}C$	Producto de caudal másico por capacidad calorífica, valor mínimo
$C_p$	$J/kg \cdot ^{\circ}C$	Capacidad calorífica
$C_{p_{\text{hum}}}$	$J/kg \cdot ^{\circ}C$	Capacidad calorífica del corriente de humos
$C_{p_{\text{vap}}}$	$J/kg \cdot ^{\circ}C$	Capacidad calorífica del corriente de vapor
$C_r$	-	Ratio de incrementos de energía
$D$	m	Diámetro
$D_{\text{in}}$	m	Diámetro interior del tubo de vapor
$D_{\text{out}}$	m	Diámetro exterior del tubo de vapor
$D_{\text{pin}}$	m	Diámetro de pitón
$dP_{\text{nozzle}}$	Pa	Pérdida de carga total en tubuladuras
$dP_{\text{total}}$	Pa	Pérdida de carga total
$dP_{\text{tube}}$	Pa	Pérdida de carga por fricción a lo largo de un tubo
$dP_{\text{turn}}$	Pa	Pérdida de carga por cambio de dirección
$f$	-	Factor de fricción
$f_{A,\text{stag}}$	-	Factor corrector de Nusselt para haz de tubos alternados
$G_n$	$kg/m^2 \cdot s$	Velocidad másica en tubuladura
$G_t$	$kg/m^2 \cdot s$	Velocidad másica en el interior de un tubo
$g$	$m/s^2$	Constante gravitatoria, de valor 9,81
$H$	m	Longitud del lado del B-301 transversal a los tubos
$h$	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	Coefficiente de convección
$h_{\text{in}}$	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	Coefficiente de convección, lado vapor
$h_{\text{io}}$	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	Coefficiente de convección modificado según geometría
$h_{\text{out}}$	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	Coefficiente de convección, lado humos
$k$	$W/m \cdot ^{\circ}C$	Conductividad térmica
$k_t$	$W/m \cdot ^{\circ}C$	Conductividad térmica del tubo y los pitones
$L$	m	Longitud
$L_{\text{pin}}$	m	Longitud de un pitón
$L_{\text{pin,c}}$	m	Longitud de un pitón de punta adiabática para el cálculo del área de intercambio
$L_t$	m	Longitud total de tubo
$L_{\text{term}}$	m	Longitud de tubo en zona de intercambio
$\dot{m}$	kg/s	Caudal másico
$\dot{m}_{\text{hum}}$	kg/s	Caudal másico del corriente de humos
$\dot{m}_{\text{vap}}$	kg/s	Caudal másico del corriente de vapor
$N_p$	-	Número de pasos de un tubo
$N_{\text{pin,t,l}}$	-	Número total de pitones en un tubo
$N_{\text{pin,p}}$	-	Número de pitones por plano
$N_{p,m}$	-	Número de planos por metro de tubo
$N_t$	-	Número total de tubos en el haz

NTU	-	Número de unidades de transferencia, método $\epsilon$ -NTU
Nu	-	Número de Nusselt
Nu <sub>0,bank</sub>	-	Número de Nusselt para el banco de tubos, según Zukauskas
Nu <sub>0,row</sub>	-	Número de Nusselt para una fila de tubos, según Zukauskas
Nu <sub>L,lam</sub>	-	Componente laminar del Nusselt para una fila de tubos, según Zukauskas
Nu <sub>L,turb</sub>	-	Componente turbulento del Nusselt para una fila de tubos, según Zukauskas
Pr	-	Número de Prandtl
q	W	Energía transferida del corriente de humos al corriente de vapor
q <sub>max</sub>	W	Energía máxima transferida del corriente de humos al corriente de vapor en el caso de una longitud de intercambio infinita
R <sub>f,hum</sub>	m <sup>2</sup> ·°C/W	Fouling del lado humos
R <sub>f,vap</sub>	m <sup>2</sup> ·°C/W	Fouling del lado vapor
Re	-	Número de Reynolds
Re <sub><math>\psi</math>,L</sub>	-	Reynolds del corriente incidente sobre un banco de tubos, según Zukauskas
R <sub>w</sub>	m·°C/W	Resistencia térmica de la pared del tubo
T <sub>in,hum</sub>	°C	Temperatura de entrada de los humos en la sección de vapor
T <sub>in,vap</sub>	°C	Temperatura de entrada del vapor
T <sub>m,hum</sub>	°C	Temperatura media de los humos en la sección de vapor
T <sub>m,vap</sub>	°C	Temperatura media del vapor
T <sub>out,vap</sub>	°C	Temperatura de salida del vapor
T <sub>w</sub>	°C	Temperatura media en la pared del tubo
u	m/s	Velocidad de desplazamiento lineal
UA	W/°C	Coficiente de intercambio de calor, método $\epsilon$ -NTU
U <sub>L</sub>	W/m <sup>2</sup> ·°C	Coficiente global de intercambio de calor entre corrientes
U <sub>S</sub>	W/m <sup>2</sup> ·°C	Coficiente global de servicio
w	m/s	Velocidad de desplazamiento lineal del corriente incidente sobre el banco de tubos, según Zukauskas
<b>Símbolos griegos</b>		
$\epsilon$	Proporción	Eficiencia del intercambiador
$\eta_0$	Proporción	Eficiencia del área de intercambio
$\eta_{pin}$	Proporción	Eficiencia de una aleta
$\mu$	Pa·s	Viscosidad dinámica
$\mu_w$	Pa·s	Viscosidad dinámica evaluada a la temperatura de pared
v	m <sup>3</sup> /s	Caudal volumétrico
$\pi$	-	Número Pi, constante geométrica de valor 3,14
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Densidad másica
$\phi_t$	-	Corrección de viscosidad corriente-pared
$\psi$	-	Fracción de espacio vacío en el haz tubular, según Zukauskas

### **C.2.3. Diseño del precalentador de aire C-340**

Tal y como se ha mencionada en el informe se ha hecho uso del método Eficiencia-NTU para poder validar los datos de diseño y datos obtenidos del mismo proceso en planta.

A continuación, se detalla el proceso con el cual se ha basado el diseño del equipo [32].

Primeramente, se realiza el cálculo del coeficiente de transferencia global del sistema. Este se calcula mediante la ecuación C.2.98 que se puede ver seguidamente.

$$Q = UA \times F \times \Delta T_{lm} \quad (C.2.98)$$

Donde:

Q es el calor total (kW) y se calcula mediante la ecuación C.2.99.

F es un factor de temperatura, que en este caso es igual a 0,7 [33].

$\Delta T_{lm}$  es la temperatura logarítmica media que se calcula según la ecuación C.2.100.

$$Q = C_{max} \times (T_e - T_s) \quad (C.2.99)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{eH} - T_{sA}) - (T_{sH} - T_{eA})}{\ln\left(\frac{T_{eH} - T_{sA}}{T_{sH} - T_{eA}}\right)} \quad (C.2.100)$$

Donde:

$C_{max}$  es la capacidad calorífica máxima entre los dos fluidos. Las capacidades caloríficas se calculan mediante la ecuación C.2.101.

$$C = Caudal \times C_{pmedia} \quad (C.2.101)$$

Caudal de aire en kg/s.

$C_p$  media entre la entrada y la salida del aire.

$T_{eH}$  es la temperatura de entrada de humos al equipo.

$T_{sH}$  es la temperatura de salida de humos del intercambiador.

$T_{eA}$  es la temperatura de entrada del aire al equipo.

$T_{sA}$  es la temperatura de salida del aire del precalentador.

Una vez calculados los términos expuestos se procede al cálculo del coeficiente de transferencia global (U). Este se obtiene siguiendo la ecuación C.2.102.

$$U = \frac{Q}{F \times \Delta T_{lm} \times A} \quad (C.2.102)$$

Y finalmente, para obtener el valor de NTU se procede al cálculo siguiendo la ecuación C.2.103.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (C.2.103)$$

Donde  $C_{min}$  es la capacidad calorífica mínima entre los dos fluidos.

A continuación, en la tabla C.2.4 se muestran los resultados de los parámetros analizados hasta ahora. Por una parte, se exponen los parámetros según el diseño actual. Este está definido en dos casos diferentes en la hoja de especificación del intercambiador.

Tabla C.2.4. Resultados de la aplicación del procedimiento de cálculo.

Caso	Qmax (kW)	$\Delta t_{lm}$	Cmax (Humos)(kW/°C)	Cmin (Aire) (kW/°C)	UA (kW/°C)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	NTU
1	2706	92,3	11,7	9,05	33,1	16,8	3,66
2	2243	76,6	11,6	9,01	33,2	16,9	3,68

Y seguidamente, en la tabla C.2.5 se muestran los resultados según la operación actual donde se analizan 19 casos que se han obtenido mediante los resultados de las medidas en el mismo proceso actual en planta.

Tabla C.2.5. Resultados de la aplicación del procedimiento de cálculo.

Caso	Qmax (kW)	$\Delta t_{lm}$	Cmax (Humos)(kW/°C)	Cmin (Aire) (kW/°C)	UA (kW/°C)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	NTU
1	1413	43,4	7,55	6,08	38,8	19,7	6,38
2	1405	42,7	7,55	6,08	40,1	20,4	6,60
3	1395	41,6	7,55	6,08	41,8	21,2	6,88
4	1402	45,6	7,55	6,07	37,8	19,2	6,22
5	1409	44,3	7,54	6,07	40,8	20,8	6,73
6	1443	45,7	7,55	6,08	39,8	20,2	6,55
7	1431	44,2	7,55	6,08	39,9	20,3	6,56
8	1409	42,9	7,55	6,08	40,0	20,3	6,59
9	1417	44,0	7,56	6,08	38,5	19,6	6,34
10	1421	43,7	7,56	6,08	38,5	19,5	6,32
11	1457	46,2	7,56	6,08	36,8	18,7	6,05
12	1523	48,2	7,57	6,09	37,8	19,2	6,21
13	1507	46,5	7,56	6,09	39,0	19,8	6,40
14	1456	44,9	7,56	6,09	38,1	19,4	6,26
15	1473	45,9	7,56	6,09	37,9	19,2	6,22

16	1456	44,2	7,56	6,09	39,5	20,0	6,48
17	1475	46,5	7,56	6,09	37,3	19,0	6,13
18	1473	47,1	7,57	6,09	36,2	18,4	5,95
19	1477	46,3	7,56	6,09	37,6	19,1	6,17

Una vez obtenidos estos valores se puede seguir el método de cálculo para la obtención de las temperaturas de salida. Para la obtención de las temperaturas primero se debe calcular el calor máximo, la eficiencia según la correlación  $\varepsilon$  NTU, el calor intercambiado y finalmente las temperaturas.

Cálculo del calor máximo según la ecuación C.2.104.

$$Q_{\text{máx}} = C_{\text{min}} \times (T_{s_H} - T_{e_A}) \quad (\text{C.2.104})$$

Cálculo de la eficiencia según la ecuación C.2.105 que es para intercambios de condiciones cross-flow y con ambos fluidos no mezclados.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right) \times (NTU)^{0,22} (\exp[-Cr \times (NTU)^{0,78}] - 1)\right] \quad (\text{C.2.105})$$

Donde Cr es la relación entre capacidades caloríficas y se calcula mediante la ecuación C.2.106.

$$Cr = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{máx}}} \quad (\text{C.2.106})$$

Cálculo del calor intercambiado según la ecuación C.2.107.

$$Q_{\text{intercambiado}} = Q_{\text{máx}} \times \varepsilon \quad (\text{C.2.107})$$

Y por último el cálculo de las temperaturas de salida del aire y de los humos. Estas se calculan mediante las ecuaciones C.2.108 y C.2.109 respectivamente.

$$T_{s_A} = T_{e_A} + \frac{Q_{\text{intercambiada}}}{C_{\text{min}}} \quad (\text{C.2.108})$$

$$T_{s_H} = T_{e_H} + \frac{Q_{\text{intercambiada}}}{C_{\text{máx}}} \quad (\text{C.2.109})$$

A continuación, en la tabla C.2.6 se muestran los resultados de los parámetros analizados hasta ahora. Por una parte, se exponen los parámetros según el diseño actual. Este está definido en dos casos diferentes en la hoja de especificación del intercambiador.

Tabla C.2.6. Resultados de la aplicación del procedimiento de cálculo.

Caso	$\varepsilon$	Cr	Qinterc. (kW)	TsA (°C)	TsH (°C)
1	0,78	0,77	2110	300	185
2	0,78	0,78	1751	274	178

Y seguidamente, en la tabla C.2.7 se muestran los resultados según la operación actual.

Tabla C.2.7. Resultados de la aplicación del procedimiento de cálculo.

Caso	$\varepsilon$	Cr	Qinterc. (kW)	TsA (°C)	TsH (°C)
1	0,84	0,80	1181	291	172
2	0,84	0,81	1178	291	172
3	0,84	0,81	1175	292	172
4	0,83	0,80	1169	287	171
5	0,84	0,81	1185	289	169
6	0,84	0,80	1209	292	171
7	0,84	0,81	1199	292	171
8	0,84	0,81	1182	291	172
9	0,84	0,80	1184	292	174
10	0,83	0,80	1187	292	174
11	0,83	0,80	1211	292	172
12	0,83	0,81	1269	299	173
13	0,84	0,81	1260	299	173
14	0,83	0,80	1214	295	174
15	0,83	0,80	1228	296	174
16	0,84	0,81	1219	295	173
17	0,83	0,80	1227	295	174
18	0,83	0,80	1221	294	174
19	0,83	0,80	1230	296	174

Una vez acabado el procedimiento de cálculo se ha observado que en la operación se produce un error significativo en las temperaturas de salida de ambos caudales, por lo que se propone un ajuste de la correlación de  $\varepsilon$ -NTU para que el error sea menor y, así también, obtener una correlación que se adapte mucho mejor al sistema y obtener de una ecuación generalizada para un caso, una ecuación que se ajuste al singular caso del precalentador de aire.

Para realizar el ajuste se tiene que determinar cuáles son los valores que se deben minimizar y qué valores de la ecuación al cambiar favorecen al sistema.

En la correlación se determinan los índices de NTU como los cruciales para este ajuste. Por eso, estos serán los valores que se van a iterar para obtener un error menor. En la ecuación C.2.110 se pueden observar los índices que se van a iterar por el parámetro  $\alpha$  y  $\beta$ .

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right) \times (NTU)^\alpha (\exp[-Cr \times (NTU)^\beta] - 1)\right] \quad (C.2.110)$$

Y por la parte de los valores a minimizar se determina que se debe minimizar el error del sistema asociado a la temperatura de salida de humos y de aire. Estos valores se muestran en la tabla C.2.8.

Tabla C.2.8. Temperaturas de salida y error asociado en los 19 casos definidos anteriormente.

<b>ToutAire OA* (°C)</b>	<b>ToutAire* * (°C)</b>	<b>% Error T.Aire</b>	<b>ToutHumos** OA (°C)</b>	<b>ToutHumos s (°C)</b>	<b>% Error T.Humos</b>
307	291	5,6	172	172	0,0
305	291	5,0	169	172	1,7
305	292	4,5	167	172	3,3
299	287	4,0	166	171	2,8
297	289	2,8	158	169	6,4
303	292	3,4	162	171	4,9
305	292	4,5	166	171	2,8
306	291	5,0	170	172	1,6
308	292	5,4	173	174	0,2
309	292	5,9	175	174	0,9
310	292	6,1	175	172	1,6
316	299	5,4	173	173	0,5
315	299	5,5	171	173	0,7
313	295	6,2	177	174	1,4
313	296	5,9	175	174	0,8
312	295	5,8	173	173	0,1
313	295	6,0	175	174	1,0
313	294	6,2	178	174	2,1
313	296	6,0	175	174	1,0
		$\Sigma=99,4$			$\Sigma=130$

\*OA: Según la Operación actual.

\*\*Tout: Temperaturas calculadas mediante el método propuesto.

En este caso se quiere minimizar el error total del sistema en los 19 casos, es decir, el sumatorio de errores totales del sistema de los 19 casos sumados, este tiene un valor total de 133,2. Una vez realizada la iteración se obtienen los resultados que se muestran en la tabla C.2.9.

Tabla C.2.9. Temperaturas de salida y error asociado.

<b>ToutAire OA (°C)</b>	<b>ToutAire (°C)</b>	<b>% Error T.Aire</b>	<b>ToutHumos OA (°C)</b>	<b>ToutHumos (°C)</b>	<b>% Error T.Humos</b>
307	297	3,5	172	167	3,0
305	297	2,7	169	167	1,4
305	299	2,1	167	167	0,0
299	293	2,0	166	166	0,1
297	296	0,4	158	164	3,3
303	299	1,2	162	165	1,9
305	298	2,2	166	166	0,3
306	298	2,7	170	167	1,4
308	298	3,3	173	169	2,6

309	298	3,8	175	169	3,8
310	298	4,1	175	168	4,3
316	306	3,3	173	168	2,4
315	305	3,2	171	167	2,4
313	301	4,1	177	170	4,3
313	302	3,8	175	169	3,7
312	302	3,5	173	168	3,0
313	301	3,9	175	169	3,8
313	300	4,3	178	170	4,7
313	301	3,9	175	169	3,8
		$\Sigma=58,1$			$\Sigma=50,2$

El sumatorio de errores totales del sistema de los 19 casos es de 108,3, es decir, 58,1 más 50,2. Como se puede observar gracias al ajuste de la correlación se minimiza el error total del sistema asociado a las temperaturas de salida que se produce por el método de cálculo por lo que se acepta el ajuste para el posterior uso en la previsión en el cálculo térmico para los casos de aumento de carga y nuevos diseños. Dicha ecuación se muestra a continuación (ecuación C.2.111).

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right) \times (NTU)^{0,398} (\exp[-Cr \times (NTU)^{0,313}] - 1)\right] \quad (\text{C.2.111})$$

A continuación, en las figuras C.2.7 y C.2.8 se representan los errores de las temperaturas obtenidos con y sin ajustar la correlación.

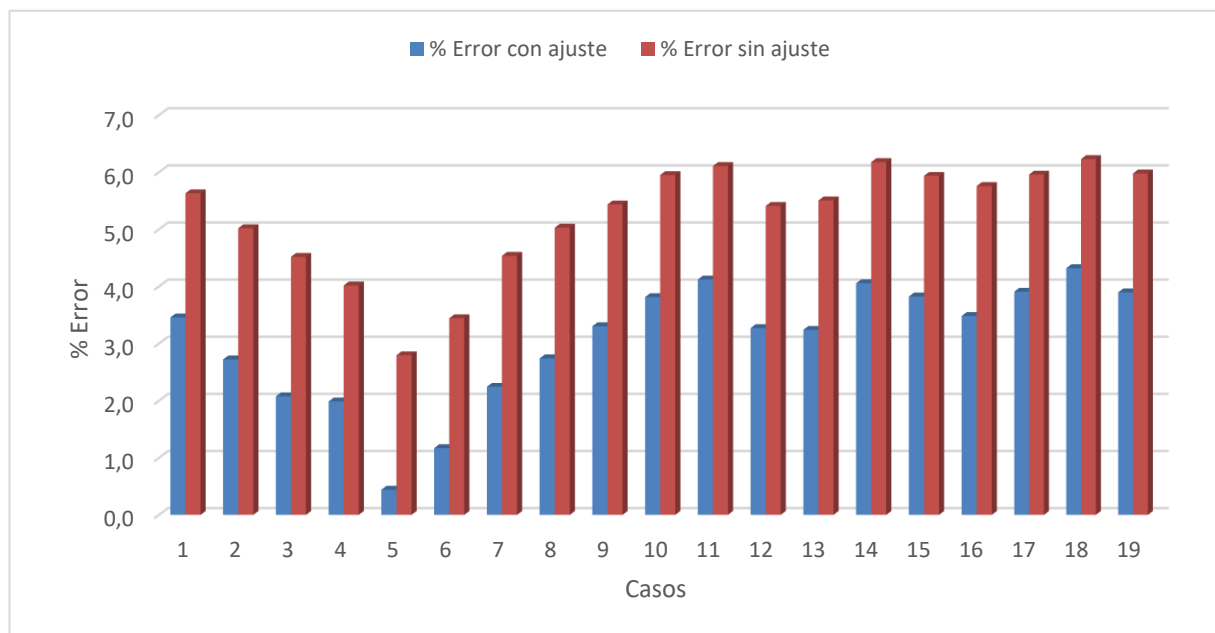


Figura C.2.7. Representación de la comparativa entre errores obtenidos en el lado aire a partir de la correlación con y sin ajustar.

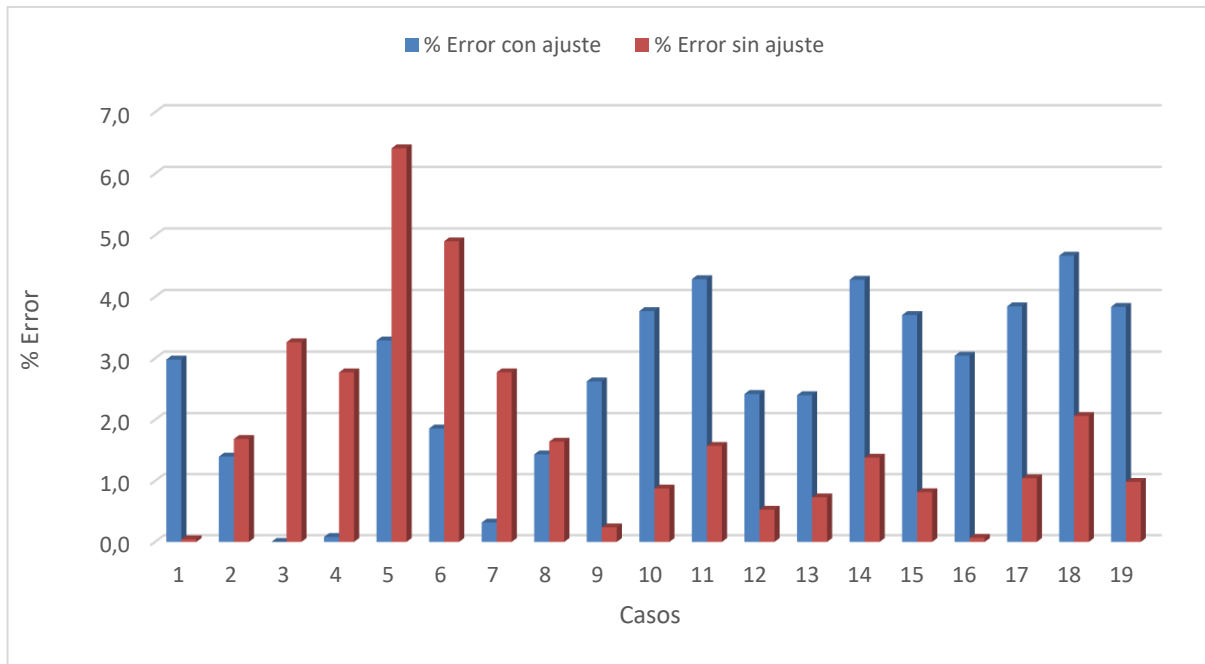


Figura C.2.8. Representación de la comparativa entre errores obtenidos en el lado aire a partir de la correlación con y sin ajustar.

Como se puede observar se acaba obteniendo un error más constante y equitativo entre los dos caudales.

A continuación, en las figuras C.2.9-C.2.13 se muestra un seguimiento del proceso de ajuste mediante gráficas.

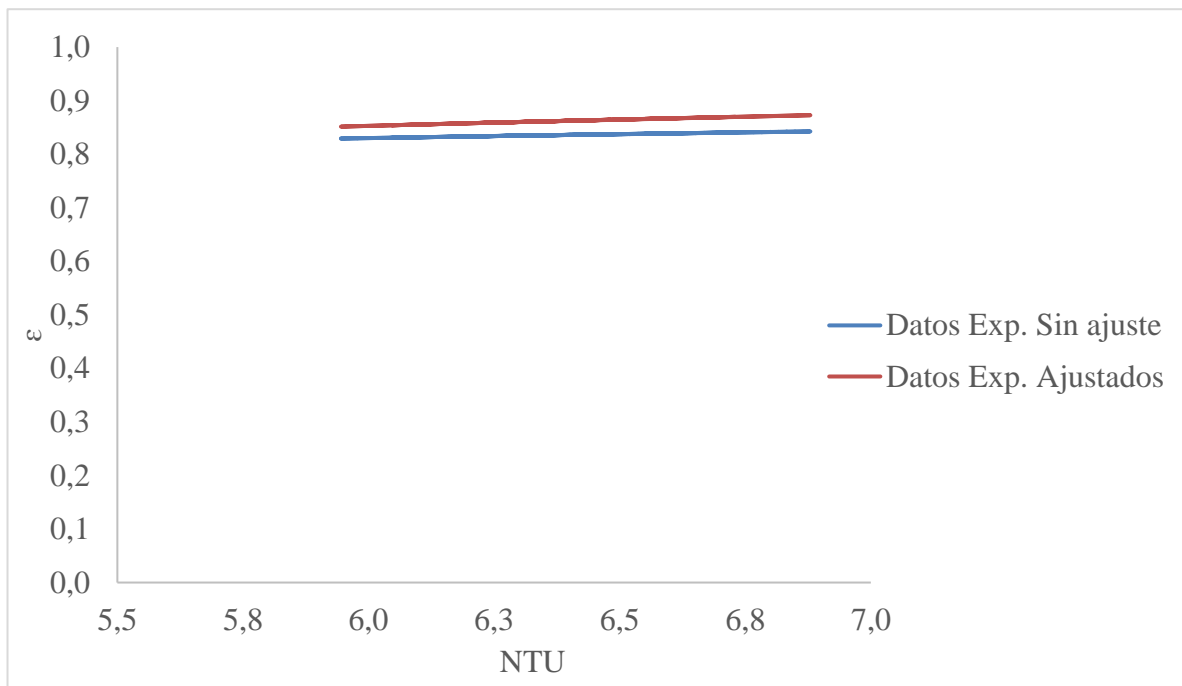
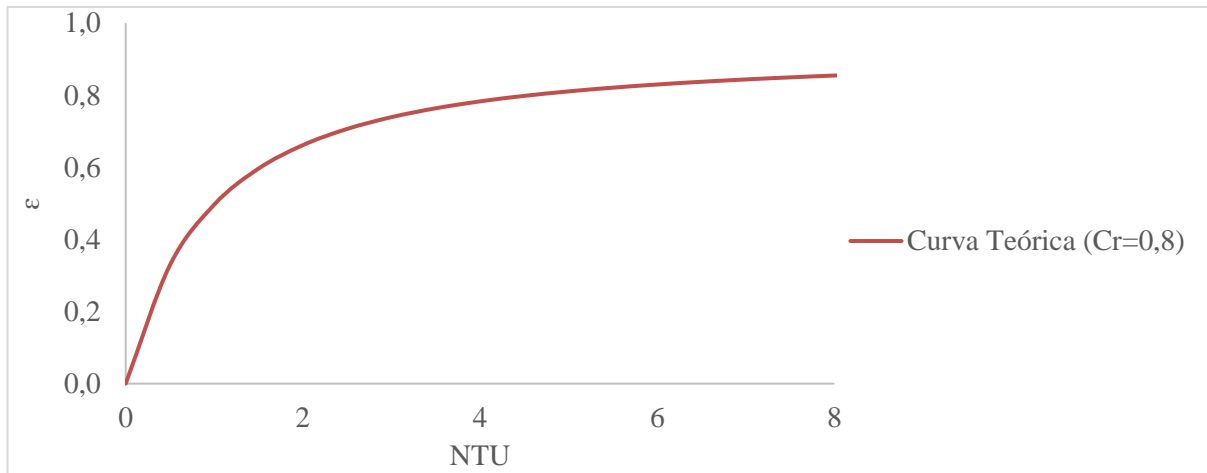
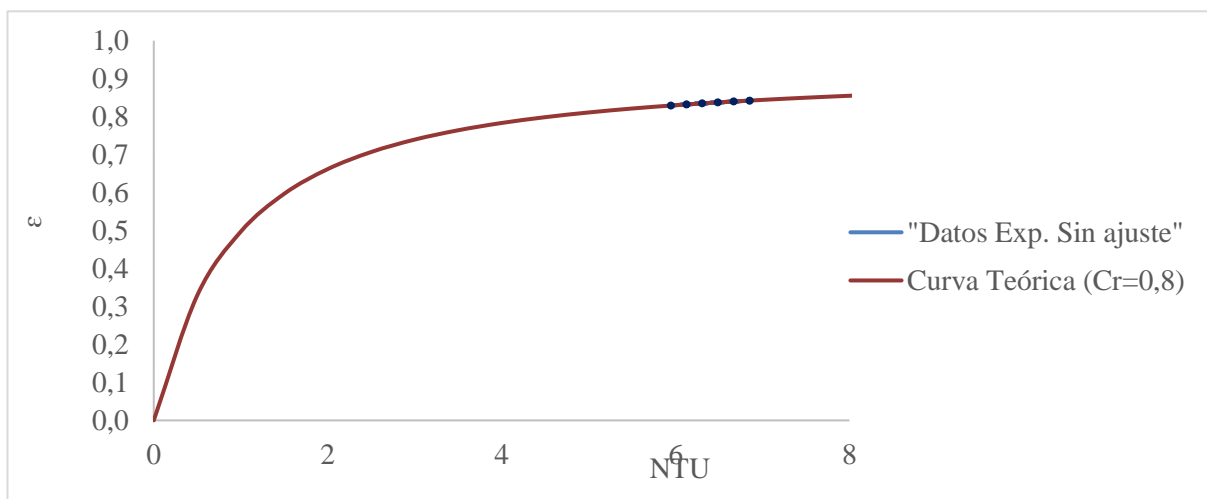
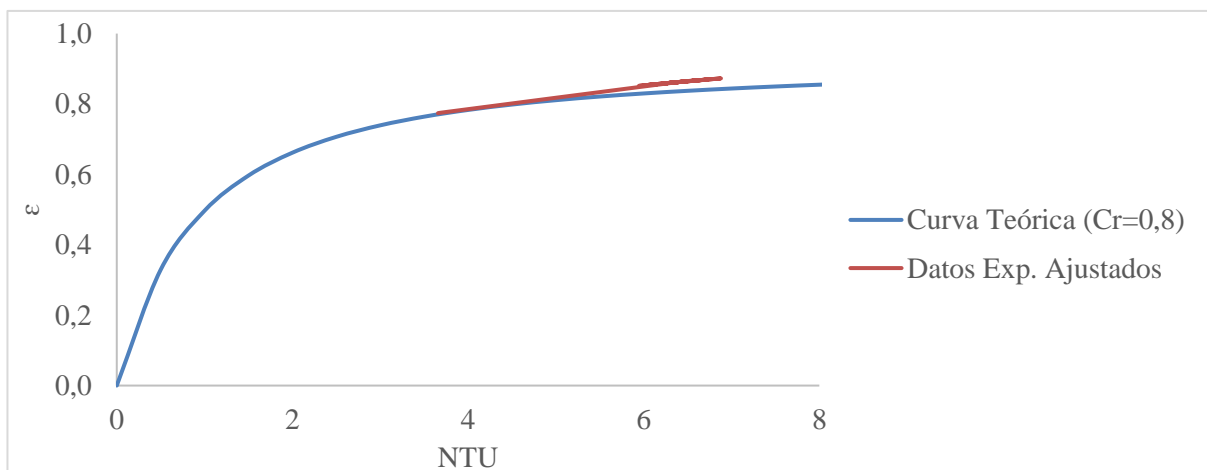


Figura C.2.9. Representación de la relación de  $\epsilon$  -NTU con la correlación ajustada y sin ajustar de los valores de la operación actual.

Figura C.2.10. Correlación  $\epsilon$  -NTU sin ajustar.Figura C.2.11. Representación de los resultados de  $\epsilon$  -NTU en la operación actual sin ajustar la correlación junto con la curva de  $\epsilon$  -NTU sin ajustar.Figura C.2.12. Representación gráfica de la curva de la correlación  $\epsilon$  -NTU sin modificar junto con los valores del proceso usando la correlación ajustada.

Finalmente se construye la curva representativa de la correlación  $\varepsilon$ -NTU ajustada (figura C.2.11).

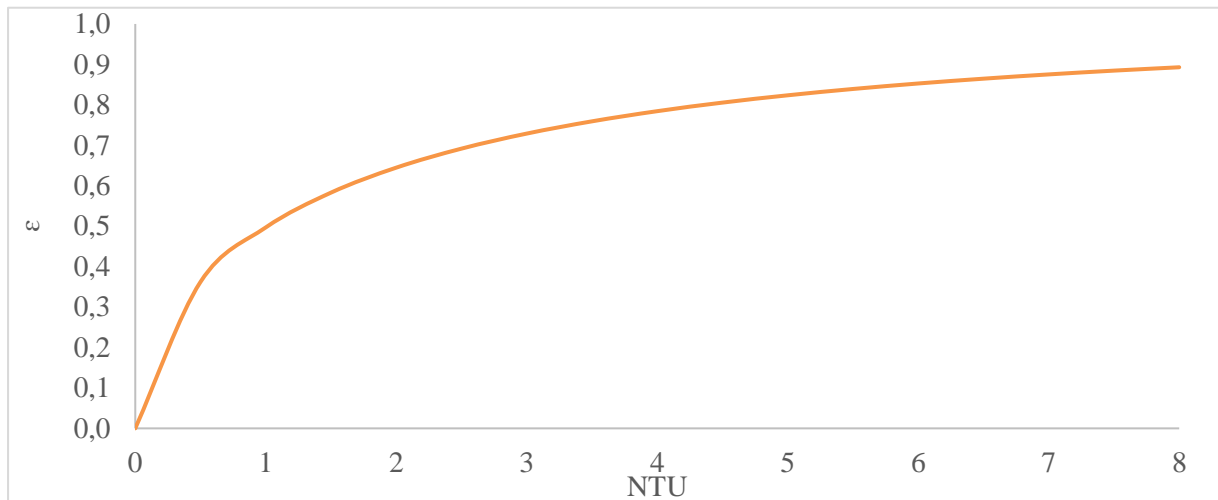


Figura C.2.13. Representación gráfica de la correlación del método de cálculo  $\varepsilon$ -NTU ajustada.

Una vez realizada la validación de la operación actual se procede al cálculo térmico cuando se produce un aumento de carga de un 30%, y también para el nuevo diseño.

Cabe destacar, en esta parte, el procedimiento para el cálculo térmico es similar al que se ha realizado en la validación de datos históricos.

Se ha debido suponer un valor medio constante en todos los casos estudiados de UA igual a 43,6 obtenido del promedio de valores en los casos de la operación actual. Esto es debido a la incapacidad de poder realizar un cálculo exhaustivo por la falta de correlaciones que se ajusten al modelo de intercambiador estudiado.

En los nuevos casos analizados se toma como temperatura de entrada de aire igual a 94,8, esta se ha obtenido realizando la media de las temperaturas de entrada en operación actual.

Ahora bien, por la parte del cálculo hidráulico del aire se sigue el procedimiento que sigue [15]. Por una parte, se calculan las principales propiedades necesarias del aire para proceder en el cálculo. Estas se obtienen según las ecuaciones C.2.112, C.2.113 y C.2.114.

$$u = \frac{\text{Caudal de aire}}{\text{Área de paso}} \quad (\text{C.2.112})$$

Donde:

U es la velocidad y se expresa en m/s.

El área del paso se puede calcular mediante la hoja de especificación de los tubos LTB, y esta es igual a 0,031 m<sup>2</sup>.

El caudal de aire se debe dividir por paso (m<sup>3</sup>/s).

$$Re(Dh) = \frac{\rho \times u \times Dh}{\mu} \quad (C.2.113)$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} \quad (C.2.114)$$

Y según el valor de Reynolds obtenido se debe calcular el factor  $f$  con la ecuación C.2.115 o la ecuación C.2.116.

Para  $Re(Dh) \geq 2e04$ :

$$f = 0,184 \times Re(Dh)^{-\frac{1}{5}} \quad (C.2.115)$$

Para  $Re(Dh) \leq 2e04$ :

$$f = 0,316 \times Re(Dh)^{-\frac{1}{5}} \quad (C.2.116)$$

Una vez obtenidos estos valores se pasa a calcular las pérdidas de carga.

Por una parte, la pérdida de carga por fricción. Esta se muestra en la ecuación C.2.117.

$$dP_{tube} = \frac{f \cdot L_t \cdot G_t^2 \cdot N_p}{2gc \cdot \rho \cdot Di} \cdot \frac{1}{\phi_t} \quad (C.2.117)$$

Y, por otra parte, la pérdida de carga por cambio de dirección. Esta se calcula con la ecuación C.2.118.

$$dP_{turn} = \frac{4 \cdot N_p \cdot G_t^2}{2 \cdot gc \cdot \rho} \quad (C.2.118)$$

Donde:

$L_t$  es la longitud del tubo.

$G_t$  es la velocidad másica por la tabuladura.

$N_p$  son los números de pasos.

$Di$  es el diámetro interno de la tubería, en este caso el diámetro hidráulico, que es igual a 104 mm.

Y finalmente,  $gc$ , que es la gravedad.

### C.3. Diseño de las soplantes

Como se menciona en el apartado 4.2.2.4.2, no se dispone de la curva de resistencia del sistema de la soplante K.303, lo que dificulta de forma considerable el poder seleccionar una alternativa, puesto que no se pueden conocer los puntos de funcionamiento. Se sigue el procedimiento descrito a continuación para computar, de forma aproximada, la curva del sistema.

La casa de ventiladores Casals Ventilación pone a la disposición del usuario el *software* Fanware, mediante el cual, introduciendo datos de temperatura y altitud, computa la densidad resultante del aire para construir una curva que coincida con el punto de operación de la soplante, que también se define a través de la presión estática y el caudal volumétrico que precisa el usuario. El valor de la densidad del aire se obtiene de la hoja de especificación de la soplante K-303, al igual que el punto de operación máxima actual. Estos valores se listan en la tabla C.3.1, juntamente con el resto del *input* al programa.

Tabla C.3.1. Datos para la computación de la curva de resistencia del sistema de aire.

Parámetro	Valor
Temperatura (°C)	0
Altitud (m)	5
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1,29
Caudal másico (t/h)	40,4
Presión estática (mmca)	390

El valor más influyente en la elaboración de la curva es la densidad, con lo que lo importante es manipular los datos de temperatura y altitud, aunque no terminen coincidiendo con la especificación, para que el programa obtenga el valor especificado de densidad, que es con el que trabaja.

Como se trata de un método aproximado, la curva puede quedar desplazada hacia la izquierda o la derecha del punto con el que ha de coincidir gráficamente. Para aumentar la precisión, se pueden obtener los puntos de la curva que ya se ha construido mediante el programa Engauge Digitizer. Con estos puntos se puede construir la curva en Excel y obtener su ecuación, que tiene la forma siguiente:

$$y = ax^2 + bx + c \quad (\text{C.3.1})$$

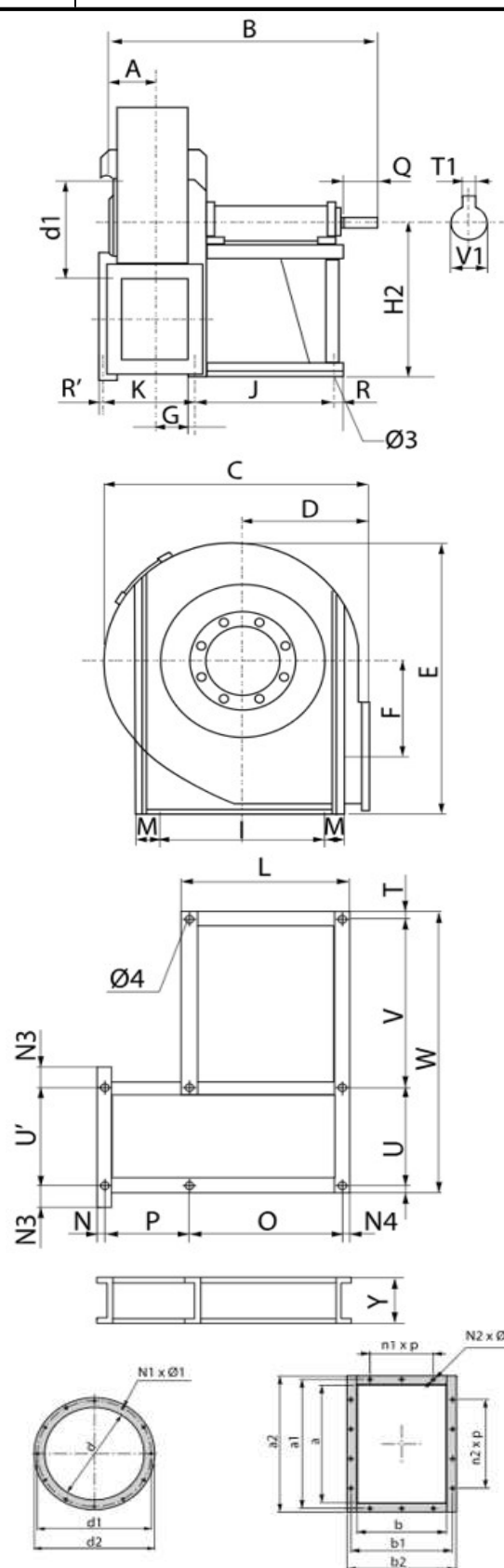
En este caso, se sabe que la ecuación real debería tener la forma  $y = a \cdot x^2 + c$ , con lo que el término  $bx$  se elimina después de comprobar que no es significativo. La ecuación obtenida de Excel queda, pues, en la práctica, de la siguiente forma, donde  $P_s$  es la presión estática y  $Q$  el caudal volumétrico.

$$P_s = a \cdot Q^2 + c \quad (\text{C.3.2})$$


Aumentando o disminuyendo el valor de la constante  $a$  se desplaza respectivamente la curva hacia la izquierda o la derecha, según sea necesario, para que coincida con el punto de especificación. A fin de evitar error de más, es esencial mantener las unidades de medida con los que se haya construido la curva en el programa Fanware durante todo el procedimiento.

### **C.3.1. Hojas de especificación de las soplantes nuevas**

1	<b>GENERAL</b>	Project	Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de ASES					
2		Item	HD 07-K-302		Type	Centrifl. back'rd imp.		
3		Service	Fumes exhaust blower		Mo'l/Manf'r	MTRM 1600/Casals Ventilación		
4		Location	Tarragona, Spain		Nº Cases	1		
5	<b>OPERATING CONDITIONS</b>	Gas:	Humos de combustión					
6		Density (kg/m3)	0,798					
7		Avg.Mol.Mass (kg/kmol)	28,3					
8		k-Value	1,37					
9		Compressibility factor	1,00					
10		<u>Suction</u>						
11		Flow (Nm3/h)	38371					
12		Mass flow (kg/h)	30620					
13		Gauge pressure (mmwc)	-12					
14		Temperature (°C)	159					
15	<u>Discharge</u>							
16	Gauge pressure (mmwc)	80						
17	Temperature (°C)	159 °C						
18	Pressure drop (mmwc)							
19								
20	<b>DESIGN CONDIT.</b>	Code	HD 07-K-302					
21		Discharge pressure (kg/cm2)	1,044					
22		Discharge temperature (°C)	165					
23		Density (kg/m3)	0,788					
24		Corrosion allowance (mm)						
25		Casing Test Presure (kg/cm2)						
26								
27	<b>MATERIAL</b>		Thick. / Dia. (mm)	Mat'l Class				
28		Case:	10	Steel				
29		Rotor:	1200	Steel				
30	Shaft:	90	Steel					
31								
32	<b>DETAILS</b>	Flanges	Service	Mark	Nº	Size	Rating	
33			Intake	d		1130		
34				d1		1200		
35				d2		1250		
36				N1xØ1		24x14		
37			Disch.	a		1276		
38				a1		1347		
39				a2		1407		
40				b		898		
41				b1		978		
42		b2		1038				
43		N2xØ2		24x18				
44	Direction of rotation CW-CCW		CW					
45	Bearing type:							
46	Coupling type:							
47	<b>ELEC.MOTOR DRIVE</b>	Mechanical data:						
48		Estim. power req'd (kW)					37	
49		Proposed motor size (kW)					50	
50		Rot. freq. (s-1)					15	
51		Bearings.						
52		Electrical Data:						
53		Volts (V)					230/400	
54		Phase					3	
55	Frequency (Hz)					50		
56	Number of poles							
57	Full load current (A)							



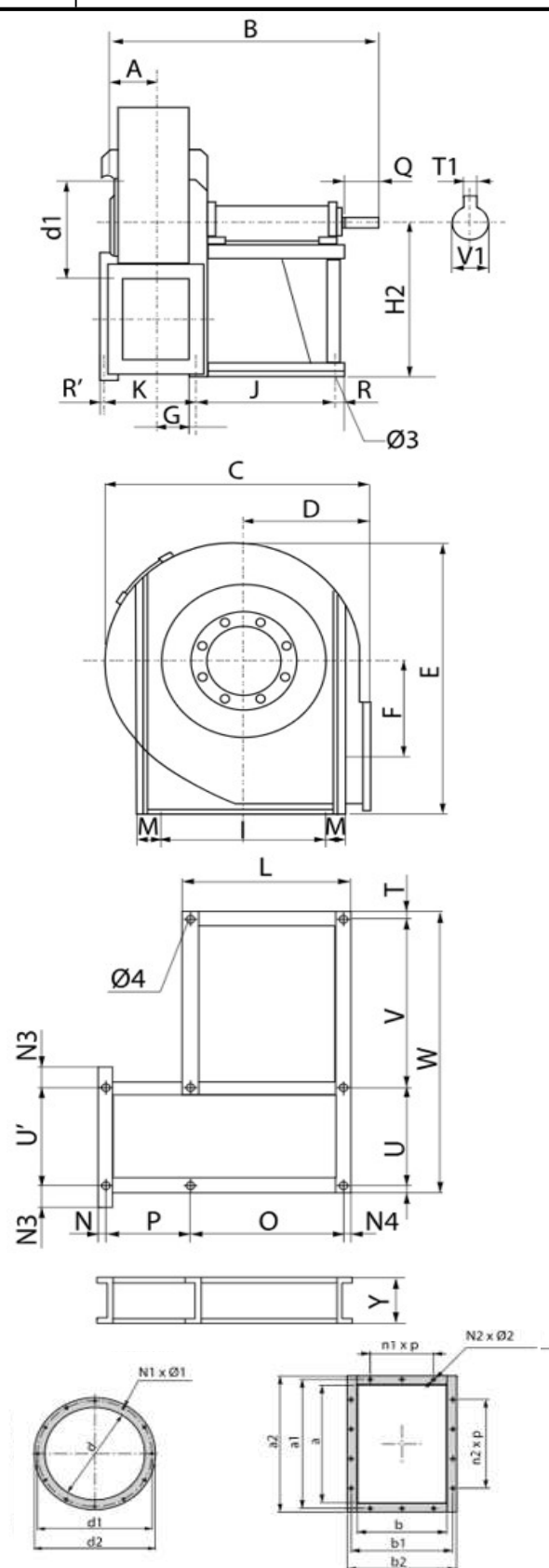
Sketch from: Casals Ventilación




UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria  
Química

1	3/6/2018	S. Escuin	S. Escuin
0	24/5/2018	S. Escuin	S. Escuin
REV.	DATE	PREP.	APPR.

1	<b>GENERAL</b>	Project	Revamping de la zona de precalentamiento de aire de combustión de los hornos de ASES					
2		Item	HD 07-K-303		Type	Centrifl. back'rd imp.		
3		Service	Air blower		Mo'l/Manfr	MTRU 1000/Casals Ventilación		
4		Location	Tarragona, Spain		Nº Cases	1		
5	<b>OPERATING CONDITIONS</b>	Gas:	Aire					
6		Density (kg/m3)	1,22					
7		Avg.Mol.Mass (kg/kmol)	29,0					
8		k-Value	1,40					
9		Compressibility factor	0,999					
10		<u>Suction</u>						
11		Flow (Nm3/h)	24775					
12		Mass flow (kg/h)	30126					
13		Gauge pressure (mmwc)	0,00					
14		Temperature (°C)	17,3					
15	<u>Discharge</u>							
16	Gauge pressure (mmwc)	244						
17	Temperature (°C)	17,3						
18	Pressure drop (mmwc)							
19								
20	<b>DESIGN CONDIT.</b>	Code	HD 07-K-303					
21		Discharge pressure (kg/cm2)	1,058					
22		Discharge temperature (°C)	17,3					
23		Density (kg/m3)	1,25					
24		Corrosion allowance (mm)						
25		Casing Test Presure (kg/cm2)						
26								
27	<b>MATERIAL</b>		Thick. / Dia. (mm)		Mat'l Class			
28		Case:	10		Steel			
29		Rotor:	861		Steel			
30		Shaft:	65		Steel			
31								
32	<b>DETAILS</b>	Flanges	Service	Mark	Nº	Size	Rating	
33			Intake	d		805		
34				d1		861		
35				d2		905		
36				N1xØ1		16x14		
37			Disch.	a		801		
38				a1		871		
39				a2		921		
40				b		569		
41				b1		639		
42		b2		689				
43		N2xØ2		14x14				
44	Direction of rotation CW-CCW		CW					
45	Bearing type:							
46	Coupling type:							
47	<b>ELEC.MOTOR DRIVE</b>	Mechanical data:						
48		Estim. power req'd (kW)		51,0				
49		Proposed motor size (kW)		60				
50		Rot. freq. (s-1)		28,3				
51		Bearings:						
52		Electrical Data:						
53		Volts (V)		230/400				
54		Phase		3				
55	Frequency (Hz)		50					
56	Number of poles							
57	Full load current (A)							



Sketch from: Casals Ventilación



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGLI  
Escola Tècnica Superior d'Enginyeria  
Química

1	3/6/2018	S. Escuin	S. Escuin
0	24/5/2018	S. Escuin	S. Escuin
REV.	DATE	PREP.	APPR.

## C.4. Válvula de control FV-260

### C.4.1. Método de cálculo

La válvula se selecciona en base a su  $C_v$ . El cálculo se muestra en las siguientes ecuaciones[34]. Al no estar trabajando con líquidos y saber que el valor de  $C_v$  supera 0,01, no se harán correcciones para viscosidad.

Comprobación del tipo de corriente (crítico o subcrítico).

$$dP \leq F_L \frac{P_1}{2} \rightarrow \text{Flujo subcrítico} \quad (\text{C.4.1})$$

El valor del parámetro  $F_L$  está tabulado según el tipo de válvula. Para una válvula de globo, su valor es de 0,9[34][35].

$$C_v = Q \frac{(G_g T_1 Z)^{0,5}}{1360 P_1 Y} \quad (\text{C.4.2})$$

$$G_g = \frac{PM}{28,9} \quad (\text{C.4.3})$$

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_K X_T} \quad (\text{C.4.4})$$

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} \quad (\text{C.4.5})$$

$$F_K = \frac{K}{1,4} \quad (\text{C.4.6})$$

$$X_T = 0,84 F_L^2 \quad (\text{C.4.7})$$

El valor del factor de compresibilidad  $Z$  se ignora puesto que la presión de operación no excede los 2000 psia. También, nótese que la ecuación de  $X_T$  no es el método riguroso, pero es una aproximación aceptada.

Tratándose de vapor saturado, para datos de temperatura se utiliza la ley de Antoine, con las constantes listadas en la tabla C.4.1[36].

$$\log P = A - \frac{B}{T+C} \quad (\text{C.4.8})$$

Tabla C.4.1. Constantes de la ecuación de Antoine utilizada.

Rango de T (K)	A	B	C
379-573	3,55959	643,748	-198,043

La tabla C.4.2 muestra los valores iniciales de los que se dispone al inicio del cálculo.

Tabla C.4.2. Variables conocidas al inicio del cálculo.

Variable	Valor
Q (ft <sup>3</sup> /h)	40,7E3
P <sub>1</sub> (psia)	35,0
dP (psia)	4,27

El valor del caudal se obtiene calculando el balance de energía en el C-341. En el caso de la tabla, se trata del caudal de operación máxima de caudal de vapor, calculado en base a la mínima temperatura y máximo caudal de aire atmosférico entrante al proceso.

A fin de comprobar el resultado, también se aplica otro método, más simplificado, exclusivo para flujo subcrítico.

$$C_v = \frac{Q}{963} \sqrt{\frac{G_g T}{dP(P_1 + P_2)}} \quad (\text{C.4.9})$$

#### C.4.2. Tabla de nomenclatura

En la tabla C.4.3 se detallan la simbología y nomenclatura del método de cálculo de la válvula FV-260.

Tabla C.4.3. Simbología i nomenclatura.

Variable	Unidades	Descripción
C <sub>v</sub>	-	Coefficiente de flujo de la válvula
dP	psia	Pérdida de carga del corriente de vapor en la válvula
F <sub>K</sub>	-	Relación del ratio de capacidades caloríficas de vapor entre el ratio de capacidades caloríficas del aire
F <sub>L</sub>	-	Constante
G <sub>g</sub>	-	Relación del peso molecular de vapor entre el peso molecular del aire
K	-	Ratio de capacidades caloríficas de vapor
P	psia	Presión del vapor
P <sub>1</sub>	psia	Presión del vapor a la entrada de la válvula
P <sub>2</sub>	psia	Presión del vapor a la salida de la válvula
PM	g/mol	Peso molecular
Q	ft <sup>3</sup> /h	Caudal volumétrico
T	°R	Temperatura media del vapor
T <sub>1</sub>	°R	Temperatura del vapor a la entrada de la válvula
T <sub>2</sub>	°R	Temperatura del vapor a la salida de la válvula
x	-	Ratio de pérdida de carga en el que la válvula ya no permite aumento de caudal volumétrico
X <sub>T</sub>	-	Ratio de pérdida de carga

### C.5. Acondicionamiento de la tolva extractora de humos

En el estudio del acondicionamiento de la tolva el aislamiento térmico que se ha propuesto es el mismo que en el caso de las tuberías nuevas de crudo. Este se adecua perfectamente en este tipo de uso, además de ser uno de los aislantes de la empresa Rockwool de los más económicos. Para la parte del teflonado se hace uso del teflón de la empresa “POLIFLUOR, S.L.”

Antes de realizar cualquier cálculo es importante tener una idea de qué organización de capas va a tener el sistema, por lo que se estudia la estructura que va a tener el sistema de aislado térmico. A continuación, se presenta la figura C.5.1, donde se ve representada la estructura de las capas que forman dicho sistema, aislante/chapa/teflón.



Figura C.5.1. Esquema de las capas de la pared de la tolva con el aislante.

A continuación, en la tabla C.5.1 se puede observar las variables principales necesarias para este estudio.

Tabla C.5.1. Información principal para el estudio.

Variable	Valor
Temperatura de los humos (°C) *	199
Temperatura del aire ambiente (°C) **	37
Velocidad aire ambiente (m/s)	2,78
Velocidad de humos (m/s)	4,59
Caudal de humos (m <sup>3</sup> /s)	16,5

\*Se hace uso de la temperatura de humos en el caso más extremo, con carga máxima de crudo.

Se debe tener en cuenta que todos los valores de propiedades utilizados para los cálculos han sido valores límites para ponerse en el caso más extremo y poder diseñar un aislante adecuado y que pueda ser lo más seguro posible. En este caso se ha hecho uso de propiedades de humos en el caso de tener carga máxima de crudo.

Una vez determinadas estas variables se procede al seguimiento del método de cálculo.

Por una parte, se procede con el cálculo de teflón necesario. Este, según la empresa proveedora, tiene la geometría que se muestra en la tabla C.5.2.

Tabla C.5.2. Descripción de la lámina de teflón [19].

Variable	Valor
----------	-------

Longitud (mm)	1200
Ancho (mm)	1000
Espesor (mm)	4,00
Peso (kg)	11,38
Precio (€/kg)	47

Para saber cuál es la cantidad necesaria se pasa a hacer el cálculo del área de superficie de la tolva a teflonar. Para ello se usan las dimensiones que se pueden observar en la figura C.5.2 que se muestra a continuación de la tolva con sus caras numeradas para el cálculo.

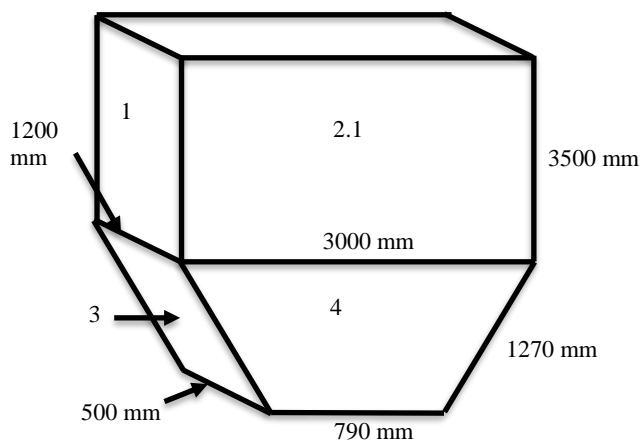


Figura C.5.2. Esquema representativo de la tolva extractora de humos.

También se tiene que tener en cuenta el conducto de salida de humos como parte del área no teflonada. Esta salida de humos se representa en la figura C.5.3, donde se observan sus dimensiones y se hace una división de zonas para el cálculo de área total. Se debe tener en cuenta que esta salida de humos solo esta en una de las cara de la tolva.

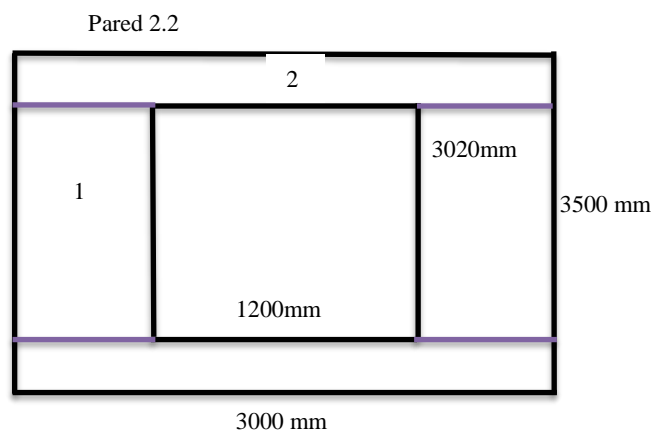


Figura C.5.3. Esquema representativo del conducto de salida de humos de la tolva.

Seguidamente se muestra en la tabla C.5.3 el valor de las áreas de cada cara y el total de la tolva

Tabla C.5.3. Áreas de la superficie a teflonar.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Cara 1 (m <sup>2</sup> )	4,2
Cara 2.1 (m <sup>2</sup> )	10,5
Cara 2.2.1 (m <sup>2</sup> )	2,72
Cara 2.2.2 (m <sup>2</sup> )	0,27
Cara 3 (m <sup>2</sup> )	1,04
Cara 4 (m <sup>2</sup> )	1,19
Área total (m <sup>2</sup> )	26,34

A continuación, se ha calculado el número de láminas de teflón necesarios siguiendo la ecuación C.5.1.

$$n^{\circ} \text{ Láminas} = \frac{\text{Área necesaria}}{\text{Área de 1 lámina}} \quad (\text{C.5.1})$$

Una vez obtenido el valor se redondea al alza y se recalcula el área de las láminas y su peso y finalmente se obtiene el precio del teflón. En la tabla C.5.4 se muestran los valores resultantes.

Tabla C.5.4. Resultado del cálculo de necesidad de teflón.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
n° Láminas necesarias	21,95
n° Láminas totales	22,00
m2 totales	26,4
Peso total (kg)	250,4
Precio final (€)	1034

Una vez realizado el cálculo de teflón necesario se pasa a aplicar el aislamiento térmico siguiendo el procedimiento que se detalla a continuación.

Una vez determinado el aislante óptimo, la Manta armada 159 de la empresa “Rockwool”, se procedió al cálculo de grosor y superficie total de lana de roca.

El método de cálculo que se ha seguido en este procedimiento es el que facilita la misma empresa y es el mismo que se sigue para el cálculo de aislamiento en las tuberías nuevas.

Este procedimiento es el que sigue [25].

- Fijar que la temperatura de superficie no debe ser mayor a 60 °C.
- Calcular el coeficiente de transferencia de calor del aire atmosférico según sus propiedades.
- Calcular d<sub>3</sub>, junto con las dimensiones de la tolva el grosor de aislante.
- Finalmente, ajustar el espesor a uno normalizado según el proveedor.

Seguidamente, se puede ver el procedimiento de cálculo.

Con capas múltiples de un cilindro hueco (aislamiento de tolva), flujo de calor se calcula como sigue en la ecuación C.5.2.

$$Q = kr \times (Tf - Ta) \quad (C.5.2)$$

Donde Q es el flujo de calor perdido.

La variable kr se calcula de la siguiente forma.

$$kr = \frac{1}{\left(\frac{1}{hf} + \frac{d1}{k1} + \frac{d2}{k2} + \frac{d3}{k3} + \frac{1}{ha}\right)} \quad (C.5.3)$$

Donde “ha” se obtiene mediante el siguiente método de cálculo.

Primero se calcula el Reynolds y el Prandtl. Estos se calculan mediante las siguientes ecuaciones (C.5.4 y C.5.5) respectivamente.

$$Re_L = \frac{\rho \times v \times L}{\mu} \quad (C.5.4)$$

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (C.5.5)$$

Posteriormente se calcula el coeficiente de transferencia de calor del aire mediante las ecuaciones que definen el número Nusselt. A continuación, se muestran las ecuaciones C.5.6 y C.5.7, que definen el número de Nusselt[37].

$$Nu = \frac{ha \times L}{k} \quad (C.5.6)$$

$$Nu = (0,037 \times ReL^{4/5} - 871) \times Pr^{1/3} \quad (C.5.7)$$

Finalmente, en la tabla C.5.5 se observan los resultados obtenidos.

Tabla C.5.5. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire.

Variable	Valor
Re <sub>L</sub>	1,10E+06
Pr	0,733
Nu	1484
ha	4,45

Y “hf” se obtiene mediante el mismo método de cálculo que el “ha” método de cálculo.

Primero se calcula el Reynolds y el Prandtl. Estos se calculan mediante las siguientes ecuaciones (C.5.8 y C.5.9) respectivamente.

$$ReL = \frac{\rho \times v \times L}{\mu} \quad (C.5.8)$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} \quad (C.5.9)$$

Posteriormente se calcula el coeficiente de transferencia de calor del aire mediante las ecuaciones que definen el número Nusselt. A continuación, se muestran las ecuaciones C.5.10 y C.5.11 que definen el número de Nusselt [10].

$$Nu = \frac{ha \times L}{k} \quad (C.5.10)$$

$$Nu = 0,023 \times Re_{Dh}^{4/5} \times Pr^{0,3} \quad (C.5.11)$$

Finalmente, en la tabla C.5.6 se observan los resultados obtenidos.

Tabla C.5.6. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor de humos.

Variable	Valor
Re <sub>L</sub>	2,42E+04
Pr	0,724
Caudal volumétrico (m <sup>3</sup> /s)	16,5
u (m/s)	4,59
Nu	67,0
hf	40,4

Una vez determinada la forma de cálculo para el flujo de calor se determina una ecuación para la temperatura de superficie, con la cual se va a poder iterar hasta obtener el valor deseado. En este caso el espesor del aislante necesario.

Las siguientes ecuaciones (C.5.12 y C.5.13) determinan la temperatura de la superficie de la pared.

$$T_s = \frac{kr}{ha} \times (T_f - T_a) + T_a \quad (C.5.12)$$

$$T_s = \frac{(T_f - T_a)}{ha \times \left( \frac{1}{hf} + \frac{d_1}{k_1} + \frac{d_2}{k_2} + \frac{d_3}{k_3} + \frac{1}{ha} \right)} + T_a \quad (C.5.13)$$

Con las ecuaciones de la temperatura de superficie se cierra un ciclo con el cual se va a poder iterar hasta obtener el valor deseado de espesor necesario del aislante.

Cabe destacar que se ha hecho uso de propiedades de los humos en el caso de haber carga máxima de crudo, ya que de todos los casos estudiados este es el más extremo.

A continuación, se muestra la tabla C.5.7 donde se puede observar un resumen de los resultados obtenidos.

Tabla C.5.7. Resultados del procedimiento de cálculo.

<b>Variables</b>	<b>Vertical</b>
Flujo de calor ( $W/m^2$ )	102,3
$k_r$ ( $W/m^2K$ )	0,63
Temperatura de la superficie ( $^{\circ}C$ )	60
Espesor de aislante (mm)	79

Una vez obtenido los valores de espesor de aislante. Se escoge un espesor normalizado de la compañía proveedora, en este caso 8 cm. Y mediante la longitud y ancho de un paquete de Manta armada 159 junto con la superficie de tolva que debe aislarse se obtiene el número de paquetes de lana de roca necesarios.

A continuación, en las tablas C.5.8 y C.5.9, se muestran las dimensiones de un paquete de lana de roca y las dimensiones del área de la tolva que se debe aislar térmicamente.

Tabla C.5.8. Dimensiones de la lana de roca escogida.

<b>Dimensiones</b> <b><math>L \times l \times e</math> (cm)</b>	<b>m<sup>2</sup>/Paquete</b>	<b>Euros / m<sup>2</sup></b>
240 × 100 × 8	2,4	17,01

Tabla C.5.9. Dimensiones de la superficie de la tolva.

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Área (m <sup>2</sup> )	27

Con esta información se puede realizar la estimación de paquetes necesarios, que en este caso es de 12 paquetes. Se debe tener en cuenta que el proveedor tiene como requisito de compra realizar una demanda de número de palets pares, por lo que el en el precio del aislante se debe tener en cuenta dicho requisito.

A continuación, se hace el cálculo del precio final del aislamiento según la necesidad de paquetes de lana de roca.

Tabla C.5.10. Precio y necesidad de aislante para un buen control de seguridad.

	<b>Paquetes necesarios</b>	<b>m<sup>2</sup> totales</b>	<b>Precio total (€)</b>
Necesarios para aislar	12	27	490
Con requisitos del proveedor	42	101	1715

Como conclusión de este estudio, son necesarios 42 paquetes de Manta Armada 159 con un precio total de 2749 € para realizar un correcto aislamiento además de cumplir los requisitos de la empresa “Rockwool”. Los precios se han obtenido a precio de mercado al público, por lo que el precio obtenido es mayor al que podría obtener una empresa, así que podría disminuir el coste significativamente.

## D. SEGURIDAD

Antes de realizar el estudio HAZOP se debe dividir el proceso a analizar en nodos para poder realizar un estudio más exacto y exhaustivo. Estos se pueden observar en la figura D.1.1.

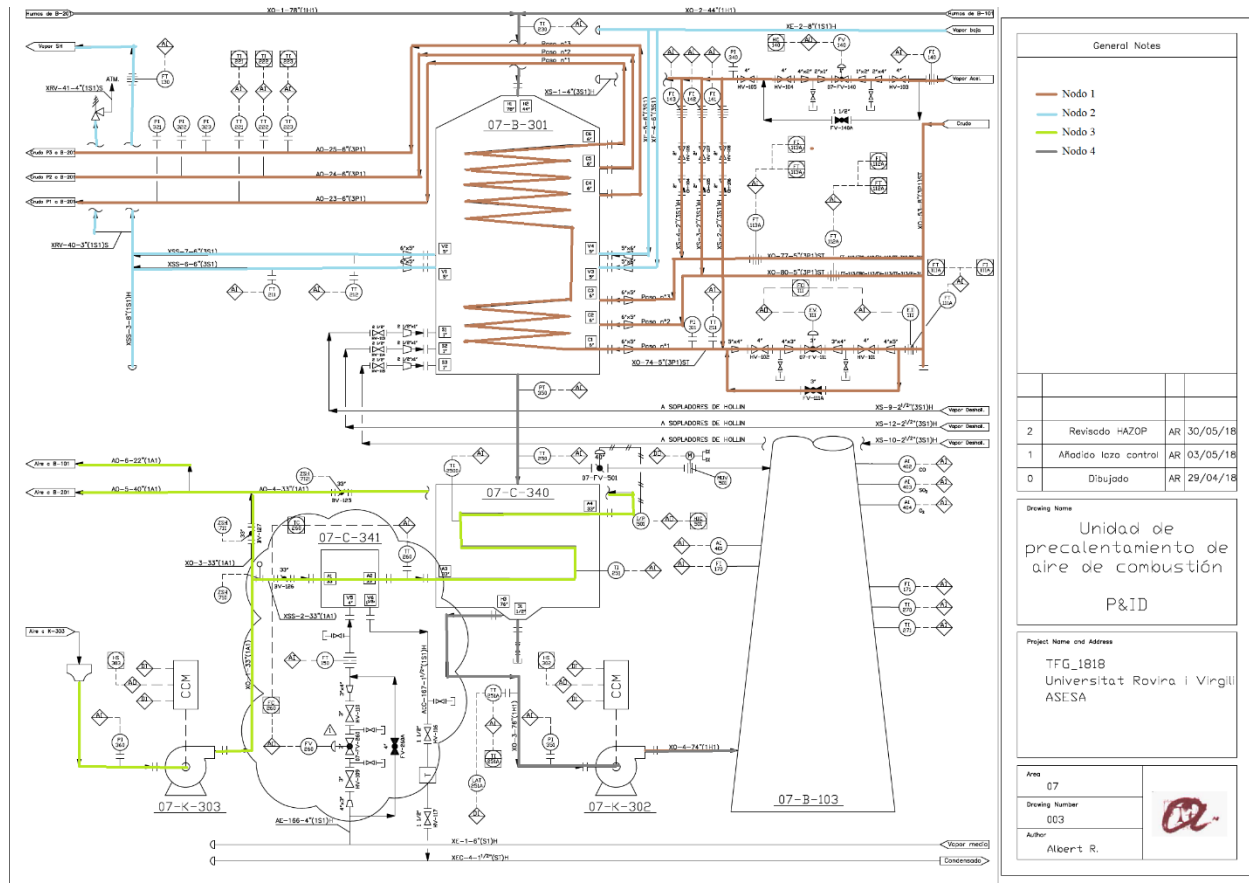


Figura D.1.1. P&id del proceso con los nodos marcados.

Una vez divididos los nodos se debe plantear la intención de cada uno de ellos. Y seguidamente ya se puede realizar el estudio HAZOP, que, en este caso, se utiliza una tabla que se puede dividir en dos partes.

La primera parte, la del análisis básico del HAZOP en el que se proponen los apartados que se pueden observar en la siguiente tabla (D.1.1).

Tabla D.1.1. Apartados de la matriz Hazop.

PG	Desviación	Causas	Consecuencias	Salvaguardas	Acciones
----	------------	--------	---------------	--------------	----------

En esta se analizan los eventos que pueden suceder mediante las palabras guía, que se muestran en la figura D.1.2, seguidamente y las desviaciones, estas se clasifican como marca en la tabla D.1.2.

Inglés	Español	Significado
OBLIGATORIAS		
NO	NO/SIN	Negación de la intención de diseño
MORE	MÁS	Incremento cuantitativo en un parámetro de proceso (cuyo valor es posible medir a través de instrumento)
LESS	MENOS	Incremento cuantitativo en un parámetro de proceso (cuyo valor es posible medir a través de instrumento)
OTHER THAN	OTRO	Sustitución o modificación alternativa en el parámetro analizado
REVERSE	INVERSO	Opuesto a la dirección de proceso prevista o contrario a la acción programada
OPCIONALES		
AS WELL AS ALSO	ADEMÁS/QUÉ MÁS EN TAMBIÉN	Incremento o modificación cualitativa
PART OF	PARTE/PARCIAL	Decremento o modificación cualitativa

Figura D.1.2. Palabras guía.

Tabla D.1.2. Parámetros de la tabla HAZOP.

<b>Parámetros</b>
Nivel
Flujo
Presión
Temperatura
Composición
Corrosión/Erosión
Utilities

Una vez definidos estos parámetros se analizan las causas que los pueden ocasionar y las consecuencias que puede haber. Además, se mencionan las salvaguardas que hay en el proceso para evitar dichas consecuencias. También, se añade en la tabla HAZOP una columna donde se plantean acciones que se pueden dar a cabo para minimizar los riesgos.

Por otra parte, se añade en la tabla mencionada una serie de variables para obtener una evaluación de la prioridad que se debe tener en cada evento, esto se denomina matriz de riesgo.

A continuación, se muestra en la tabla D.1.3 la representación de dichas variables en la tabla HAZOP.

Tabla D.1.3. Matriz de riesgo.

<b>C</b>	<b>E</b>	<b>P</b>	<b>R</b>	<b>Prioridad</b>

A continuación, se muestran las diferentes variables utilizadas para realizar una clasificación numérica del riesgo y así mediante la matriz de riesgos poder dar una respuesta adecuada a cualquier evento.

En primer lugar, se muestra la matriz que se ha seguido para la valoración de las consecuencias (tabla D.1.4).

Tabla D.1.4. Matriz de consecuencias.

<b>CONSECUENCIAS ©</b>				
<b>Categoría</b>	<b>Daños a las Personas</b>	<b>Daños a la propiedad y pérdida de B°. Costes de remediación ambiental (€)</b>	<b>Medioambiental</b>	<b>Valor</b>
<b>Menores</b>	Incidente sin baja	5 k - 100 k €	Incidencia ambiental no relevante o en zona sin contención garantizada que provoca un daño ambiental local dentro de los límites de la propiedad.	1,7
<b>Moderadas</b>	Hasta 30 días de baja. <1% de prob. De 1 muerte	100 k - 1 M €	Daño ambiental relevante que excede los niveles de referencia de calidad ambiental o que es capaz de generar una denuncia y no tiene efectos permanentes.	3
<b>Serias</b>	Hasta 30 días de baja. <10% de prob. De 1 muerte	1 M - 10 M €	Daño ambiental grave que puede afectar al entorno de la propiedad, que supera en amplias zonas los niveles de referencia de calidad ambiental y puede afectar a terceros.	7
<b>Muy Serias</b>	Puede causar una muerte o lesiones permanentes	10 M - 100 M €	Daño ambiental muy grave. Se requiere a la compañía medidas de corrección y/o compensación importante, excede en amplias zonas los niveles de referencia de calidad ambiental; alta probabilidad de daño residual permanente.	16
<b>Desastrosas</b>	Puede causar entre 2 y 9 muertes	100 M - 1000 M €	Daño ambiental catastrófico; pérdidas de recursos y servicios ambientales. Daños permanentes.	40
<b>Catastróficas</b>	Puede causar 10 ó más muertes	> 1000 M €	Daño ambiental catastrófico y de gran extensión; pérdidas extensivas de recursos y servicios ambientales.	100

Se debe tener en cuenta que en la valoración de consecuencias se ha de seleccionar el valor de cada columna y escoger, finalmente, el valor más alto de todos.

En segundo lugar, en la tabla D.1.5 se muestra la matriz que se ha usado para la valoración de la exposición de los peligros determinados en el análisis HAZOP. Esta matriz determina la frecuencia con la que podría ocurrir el evento iniciador en el ámbito de evaluación (columna causa en un estudio HAZOP).

Tabla D.1.5. Matriz de Exposición.

<b>EXPOSICIÓN (E)</b>			<b>Valor</b>
<b>Muy rara</b>	Frecuencia: $10^{-3}$ /año	No se espera que ocurra.	0,3
<b>Rara</b>	Frecuencia: $10^{-2}$ /año	Es posible que ocurra.	0,6
<b>Poco usual</b>	Frecuencia: $10^{-1}$ /año	Se espera que ocurra al menos una vez.	1,2
<b>Ocasional</b>	Frecuencia: $10^0$ /año	Ocorre con frecuencia.	2,5
<b>Frecuente</b>	Frecuencia: $10^1$ /año	Algunas veces al año.	5
<b>Muy frecuente</b>	Frecuencia: $10^2$ /año	Más de una vez al mes.	10

En tercer lugar, en la tabla D.1.6 se presenta la tabla con la matriz usada para numerar la probabilidad de los sucesos en el análisis de riesgos. Esta matriz recoge la probabilidad de que, una vez desarrollado el evento iniciador, se alcance una determinada consecuencia. La probabilidad debe estudiarse independientemente para cada consecuencia.

Tabla D.1.6. Matriz de Probabilidades.

<b>Probabilidad (P)</b>		<b>Valor</b>
Prácticamente imposible	$10^{-5}$	0,3
Altamente improbable	$10^{-4}$	0,6
Remotamente posible	$10^{-3}$	1,2
Poco usual	$10^{-2}$	2,5
Posible	$10^{-1}$	5
Casi seguro	$10^0$	10

Y por último se muestra la matriz de la magnitud de riesgos. En esta se puede valorar la retroacción que se debe realizar si sucede alguno de los accidentes tratados. Estas respuestas se clasifican según la magnitud del riesgo.

La magnitud del riesgo es calculada con las anteriores variables procediendo con el cálculo que se muestra en la ecuación D.1.1.

$$R = C \times E \times P \quad (\text{D.1.1})$$

A partir del resultado obtenido junto con la matriz que se muestra próximamente en la tabla D.1.7 se asocia una respuesta al riesgo.

Tabla D.1.7. Matriz de la Magnitud del Riesgo.

<b>Tipo</b>	<b>Valor</b>	<b>Acción</b>
<b>Riesgo Menor</b>	$R \leq 14$	<p>Evaluar la necesidad de medidas correctoras con el objetivo de mejora continua. Se implantarán aquellas medidas que supongan una baja inversión.</p>
<b>Riesgo Alto</b>	$35 < R \leq 82$	<p>Medidas correctoras de prioridad normal (pueden ser implementadas después de la puesta en marcha).</p> <p>Todas las medidas cuyo beneficio supere su coste deben ser implementadas.</p> <p>Medidas correctoras de prioridad alta (deben ser implementadas antes de la puesta en marcha).</p> <p>Revisión previa puesta en marcha.</p> <p>Deben evaluarse, registrarse e implantarse, siempre que sea razonablemente posible, las medidas de reducción de riesgo necesarias para reducirlo, al menos, a niveles moderados.</p> <p>El riesgo debe ser reevaluado después de aplicar las medidas de prevención y/o mitigación.</p> <p>Nivel superior de autorización.</p>
<b>Riesgo Urgente</b>	$82 < R \leq 350$	<p>Medidas correctoras de prioridad inmediata.</p> <p>Deben evaluarse y registrarse e implantarse las medidas de reducción de riesgo necesarias para reducir el riesgo a niveles de riesgo inferiores.</p> <p>Se requiere registro y verificación para asegurar que se resuelven en tiempo y forma adecuadas.</p> <p>Se requiere autorización del Comité de Negocio para continuar con la actividad con este nivel de riesgo.</p>
<b>Riesgo Extremo</b>	$R \geq 350$	<p>Evaluar suspender la actividad si no se toman medidas para rebajar el nivel de riesgo.</p> <p>Se requiere la autorización del Comité de Dirección para continuar con la actividad con este nivel de riesgo.</p>

Puntos a tener en cuenta para el estudio HAZOP.

- En eventos donde el riesgo es menor no se aplica prioridad.
- Si se observan salvaguardadas el nivel de riesgo disminuye.
- Si algún parámetro no influye en el análisis de algún nodo se define la causa como “No aplica”.

## E. EVALUACIÓN ECONÓMICA

### E.1. Estimación de precios

Todos los precios listados en el apartado de evaluación económica son obtenidos a partir de los diferentes fabricantes y proveedores de productos industriales. En las tablas E.1.1-E.1.8, se muestran los resultados en la estimación de precios.

Tabla E.1.1. Estimación del precio de las líneas de crudo [38].

Línea	NPS (in)	Mat.	L (m)	Precio (€/m)	Precio lin. (€)
XO-53-8"(3P1)ST	8"	A-106 Gr.B	25	105,17	2629,3
XO-74-5"(3P1)ST	5"	A-106 Gr.B	30	55,98	1679,5
XO-80-5"(3P1)ST	5"	A-106 Gr.B	30	55,98	1679,5
XO-77-5"(SP1)ST	5"	A-106 Gr.B	30	55,98	1679,5
Subtotal	-	-	115	273,12	7667,89

Tabla E.1.2. Estimación del precio del calorifugado de las líneas de crudo [39].

Línea	Esp (mm)	A calorif (m2)	Dim aisl (cm)	m2/p alet	Palets nec	m2 totales	Precio (€/m2)	Precio tot (€)
XO-53-8"(3P1)ST	100	17,2						
XO-74-5"(3P1)ST	100	13,3						
XO-80-5"(3P1)ST	100	13,3	240x100 x10	43,2	2	86,4	20,0	1728,0
XO-77-5"(SP1)ST	100	13,3						
Subtotal	100	57,2						

Tabla E.1.3. Estimación del coste de los tubos pitoneados [40]

Parámetro	Valor
OD (mm)	168,3
ID (mm)	154,08
L tubo (mm)	6160
Lfinned (mm)	5874
Nplano	371
Nfin/plano	24
N fin/tubo	8904
Lfin (mm)	42
Dfin (mm)	12,7
V_fin (mm3)	5320

Tabla E.1.3. Estimación del coste de los tubos pitoneados (cont)

Parámetro	Valor
V_finned (m3)	0,047
V_tubo (m3)	0,022
V tot (m3/tubo)	0,070
Peso (kg/tubo)	546
N tubos	12
Peso tot (ton)	6,55
Precio/tubo (€/tubo)	360,3
Factor montaje	4,00
Precio/tubo escalado (€/tubo)	1441,4
Precio tot (€ tot)	17296,7

Cabe destacar que el cálculo del coste de los tubos pitoneados se ha estimado a partir del peso total del tubo (Tabla E.1.3) y se le ha añadido un factor de 4 al precio total por tubo como coste fabricación de los tubos y coste de desmontaje de los tubos actuales.

Tabla E.1.4. Estimación del coste del conducto de aspiración de humos [41].

Parámetro	Valor
A (mm)	1740
B (mm)	1740
L (mm)	7000
S (m2)	49,90
e (mm)	1,00
Precio conducto (€/m2)	50,4
Subtotal conducto (€)	2515

En la figura E.1.1 se muestra un esquema de los conductos.



Figura E.1.1. Esquema de los conductos de aspiración de humos.

Tabla E.1.5. Estimación del coste del calorifugado de la tolva de extracción de humos [7].

Parámetro	Valor
A (m2)	26,79
N paquetes	11
N palet	2
Medida panel (mm)	2400x1000
e (mm)	80
Area final (m2)	100,8
Precio (€/m2)	17,01
Subtotal aislante (€)	1715

Tabla E.1.6. Estimación del coste de teflonado de la tolva extractora de humos\*.

Parámetro	Valor
A (m <sup>2</sup> )	26,34
Peso (kg)	249,7524
Medida panel (mm)	1200 x 1000
e (mm)	4
A panel (m <sup>2</sup> )	1,2
N paneles	22
Peso panel (kg)	11,38
Precio (€/kg)	4,13
Subtotal teflón (€)	1034

\*El precio se obtiene por contacto con el fabricante

Tabla E.1.7. Estimación del coste de la instrumentación añadida\*.

Ítem	Unidades	Precio (€/u)	Precio (€)
Reductor 4x3	2	19,04	38,08
Reductor 5x4	6	19,04	114,24
Reductor 6x5	3	26,33	78,99
Válvula compuerta 3"	2	147,9	295,8
Válvula control FV-260	1	6.923,55 €	6.923,55 €
Válvula drenaje 1/2"	2	19,31	38,62
Weldolet 5"	3	190,79	572,37
Transmisor Temperatura	1	1131	1131

\*Los precios se obtienen por contacto con el fabricante

Tabla E.1.8. Estimación del coste de las soplantes

Ítem	Precio (€)
Soplante Aire	11000
Soplante humos	18000

## E.2. Determinación de los flujos de caja

Como se comenta en la memoria, los flujos de caja se han definido como el ahorro de combustible a la hora de calentar el crudo entre la operación sin las mejoras y la operación con las mejoras, considerando la diferencia de temperatura obtenida. Cabe destacar que los cálculos realizados en el diseño del intercambiador presentan un error asociado a las correlaciones y aproximaciones utilizadas, pero como las operaciones se validan utilizando el mismo método, se considera que el error cometido es el mismo en los resultados obtenidos para la operación sin mejoras y la operación con mejoras. Así mismo, para la inversión con soplantes se considera también el ahorro de potencia eléctrica. Los resultados obtenidos para el cálculo del ahorro se muestran en la tabla E.2.1.

Tabla E.2.1. Resultados en el cálculo del ahorro de combustible para las inversiones A y B.

Parámetro	Inversión A	Inversión B
m_crudo (kg/h)	245944	245944
Tout_crudo_actual (°C)	276	276,0
Tout_crudo_nueva (°C)	277	277,0
Dif temperatura (°C)	1	1
Q_aportar (kW)	192	192
PCI GN (kJ/kg)	43398	43398
m_GN (kg/h)	15,90	15,90
Energía (kWh)	1628867	1628867
Precio GN (€/kWh)	0,0388	0,0388
Fact servicio	8500	8500
Combustible (€/año)	63178	63178
Flujo caja (€/año)	63178	63178

Las fórmulas para el cálculo se muestran a continuación.

$$Q_{aportar} = m_{crudo} \cdot c_{P_{crudo}} \cdot (T_{mejoras} - T_{no_{mejoras}}) \quad (E.1.1)$$

$$Energía = Q_{aportar} \cdot F_{servicio} \quad (E.1.2)$$

$$Combustible = Precio_{GN} \cdot Energía \quad (E.1.3)$$

### E.3. Estudio de la rentabilidad de la inversión

Las fórmulas para el cálculo del VAN, la TIR, el PBT y el ROI se muestran a continuación [42].

$$VAN = \sum_{t=1}^n -I_o + \frac{F_t}{(1+i)^t} \quad (E.1.4)$$

$$\sum_{t=1}^n -I_o + \frac{F_t}{(1+TIR)^t} = 0 \quad (E.1.5)$$

$$PBT = \frac{I_o}{F_t} \quad (E.1.6)$$

$$ROI = \frac{F_t}{I_o} \cdot 100 \quad (E.1.7)$$

En el caso de la inversión A, la variación del flujo de caja acumulado frente al tiempo de evaluación de la inversión se muestra en la figura E.3.1.

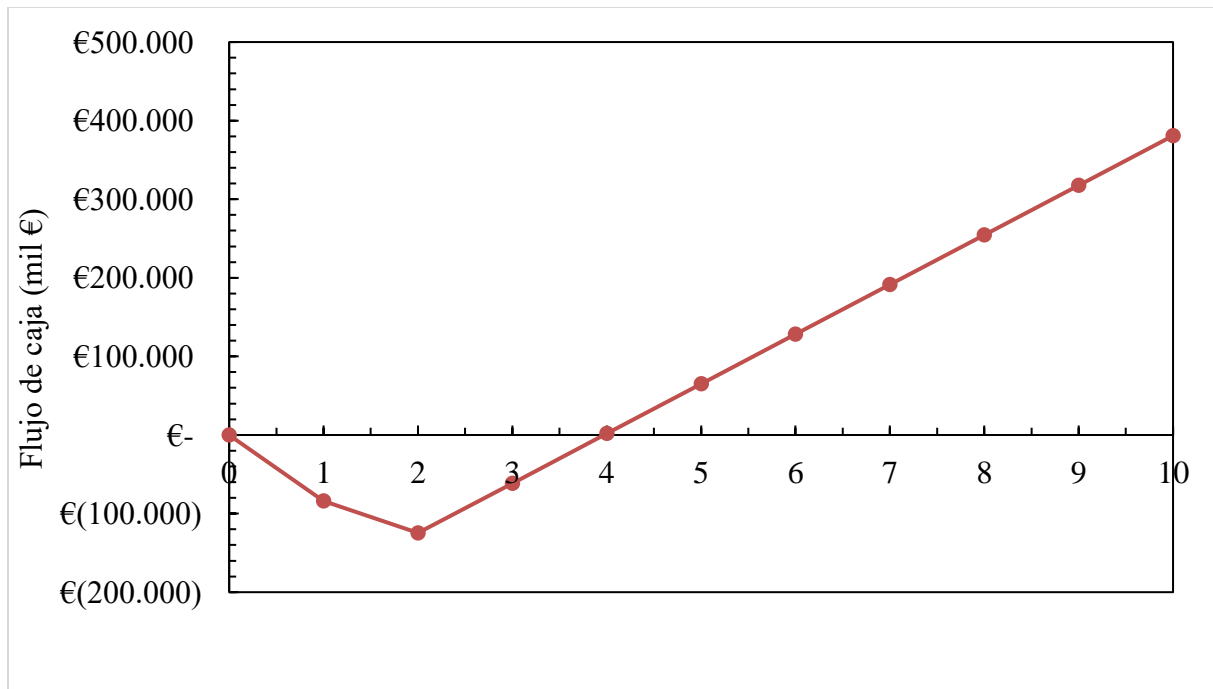


Figura E.3.1. Flujo de caja acumulado frente al tiempo para la inversión A.

#### E.4. Análisis de sensibilidad

Para calcular el precio de gas natural en función del precio del barril de crudo Brent se utilizan los precios de gas natural conocidos para 2015 y 2016 [24] y se realiza un factor a partir del precio del barril de crudo [23]. En la tabla E.4.1 se muestran los resultados.

Tabla E.4.1. Resultados del cálculo del factor para el precio del gas natural.

Año	Precio crudo	Precio GN	GN/Crudo
2015	45,95 €	0,032 €	0,000696
2016	40,04 €	0,026 €	0,000649

La fórmula aplicada es la siguiente.

$$Factor_{GN} = \frac{Precio_{GN}}{Precio_{crudo}} \quad (E.1.8)$$

Con los factores para 2015 y 2016 se realiza un promedio, obteniendo un factor de 0,000673.

Los precios utilizados para el cálculo del precio del gas natural se muestran en la tabla E.4.2.

Tabla E.4.2. Precios de crudo utilizados para el cálculo del precio del gas natural [23].

Condición	Año	Precio crudo	Precio GN
Mínimo hist	nov-01	21,99 €	0,0148 €
Máximo hist	jun-08	85,08 €	0,0572 €
Prev media	2015	45,95 €	0,0309 €
Prev media	2016	40,04 €	0,0269 €
Prev media	2017	56,21 €	0,0378 €
Prev media	2018	57,64 €	0,0388 €
Prev media	2019	57,15 €	0,0385 €
Prev media	2020	55,72 €	0,0375 €
Prev media	2021	57,13 €	0,0384 €
Prev media	2022	57,09 €	0,0384 €

La tendencia del precio de crudo se muestra en la figura E.4.1.

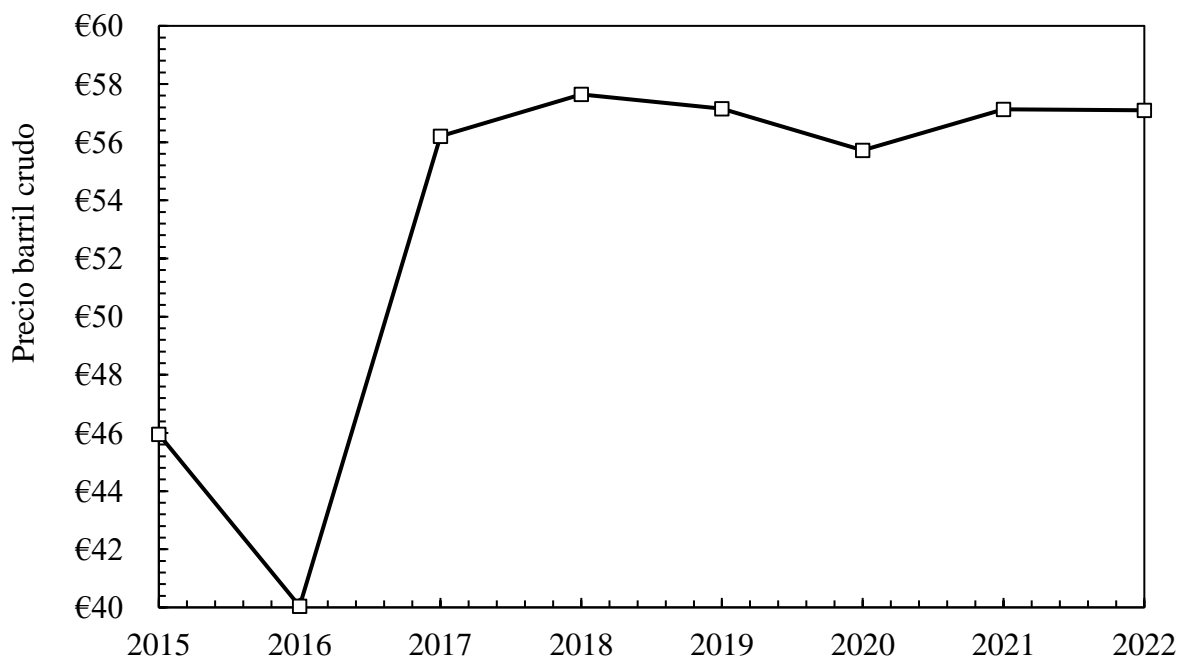


Figura E.4.1. Evolución del precio del barril de crudo Brent

