



Evaluación de esquemas de refrigeración en Energías

Grado de Ingeniería Química

Trabajo Final de Grado

Autora: Laís de Oliveira Santos

Tutores: Baltasar Boix Rita

Laura Torrente Blesa

TFG_GEQ:1605

30/05/2016

ÍNDICE

1.	Definición del proyecto	1
1.1.	Alcance del proyecto	1
1.2.	Planificación del proyecto	2
2.	Introducción	3
3.	Ciclo de refrigeración por absorción	5
3.1.	Antecedentes históricos	5
3.2.	Estado actual de ciclos de refrigeración por absorción.....	5
3.3.	Par de trabajo	6
3.3.1.	Mezcla H ₂ O/LiBr	7
3.3.2.	Condiciones de operación	8
3.4.	Descripción	9
3.4.1.	Ciclo de absorción H ₂ O/LiBr de simple efecto.....	9
4.	Estudio de alternativas	12
4.1.	Fuentes de calor	12
4.1.1.	Humos de escape de las unidades de cogeneración	12
4.1.2.	Corriente de gasoil ligero de vacío.....	12
4.1.3.	Corriente de cabeza de la columna fraccionadora de gas de pirólisis.....	13
4.1.4.	Vapor de baja presión.....	13
4.1.5.	Condensado caliente de la planta de Benceno	14
4.1.6.	Corriente de fondo de la columna de secado de gasoil	15
4.1.7.	Corriente de entrada al separador de hidrógeno de alta presión	15
4.2.	Puntos de aplicación	15
4.2.1.	Condensadores situados en la extracción de turbinas de vapor	16
4.2.2.	Enfriamiento del aire de entrada a las estaciones de cogeneración	22
4.2.3.	Purificación de propileno	25
4.2.4.	Separación de hidrógeno	27
4.2.5.	Sección de secado de gasoil	29
4.3.	Resultados	30
4.3.1.	Fuentes de calor.....	30
4.3.2.	Puntos de aplicación.....	32
4.4.	Elección de la mejor alternativa de integración.....	36
5.	Integración del ciclo de refrigeración por absorción	38

5.1.	Sistemas de cogeneración	38
5.1.1.	Rentabilidad de las plantas de cogeneración.....	39
5.1.2.	Datos de operación de las unidades de cogeneración	40
5.1.3.	Determinación de la potencia frigorífica adecuada.....	40
5.2.	Integración del sistema de refrigeración por absorción en la Cogeneración II ..	43
6.	Bases para el desarrollo del proyecto	44
6.1.	Bases de diseño.....	44
6.1.1.	Especificaciones del aire de entrada	44
6.1.2.	Capacidad, flexibilidad operativa y factor de servicio.....	44
6.1.3.	Especificaciones del aire de salida.....	45
6.1.4.	Normas de diseño a aplicar	45
6.2.	Datos básicos para el desarrollo de la ingeniería.....	45
6.2.1.	Datos de emplazamiento	45
6.2.2.	Características de los servicios disponibles	48
6.2.3.	Precios	50
7.	Desarrollo de la Ingeniería Básica	51
7.1.	Simulación del proceso.....	51
7.2.	Diseño básico.....	52
7.2.1.	Recuperación del calor residual de los gases de escape.....	52
7.2.2.	Enfriamiento del aire de admisión al compresor.....	55
7.2.3.	Sistema de refrigeración por absorción.....	57
7.2.4.	Diseño de tuberías	71
7.2.5.	Diseño de instrumentación y control.....	72
7.2.6.	Diseño de válvulas de control	75
7.2.7.	Elección de bombas.....	77
7.3.	Diagramas	79
7.3.1.	Diagrama de flujo (PFD).....	79
7.3.2.	Diagrama de control (PCD)	80
7.3.3.	Diagramas de tuberías e instrumentación (P&ID)	81
8.	Medio ambiente	85
8.1.	Análisis de ciclo de vida comparativo	85
8.1.1.	Análisis de resultados.....	86
9.	Seguridad en el diseño	88
9.1.	Dimensionamiento de las válvulas de alivio de sobrepresión	88

9.2.	Análisis HAZOP	89
10.	Operación normal de la unidad	91
10.1.	Circuito H ₂ O/LiBr.....	91
10.1.1.	Aditivos químicos.....	92
10.2.	Agua desmineralizada.....	92
10.3.	Agua de refrigeración	93
11.	Procedimientos operativos	94
11.1.	Puesta en marcha de la unidad de refrigeración por absorción.....	94
11.2.	Parada de la unidad de refrigeración por absorción.....	95
12.	Estudio de la viabilidad económica	96
12.1.	Análisis de sensibilidad	99
13.	Conclusiones.....	100
14.	Bibliografía	102
14.1.	Libros	102
14.2.	Artículos científicos	103
14.3.	Informes técnicos	103
14.4.	Tesis	104
14.5.	Páginas web	104

1. DEFINICIÓN DEL PROYECTO

En este proyecto se pretende determinar la viabilidad de la incorporación de un ciclo de refrigeración por absorción en la recuperación de calor residual de bajo nivel térmico en el complejo industrial de Repsol Petróleo en el *site* de Tarragona.

1.1. Alcance del proyecto

El departamento de Energías ha identificado la disponibilidad de calor residual en diversos procesos y la necesidad de refrigeración en diferentes puntos de la refinería. Por esto se valora la utilización de una unidad de refrigeración por absorción, la cual proporcionaría agua subenfriada empleando como fuente de energía calor residual que actualmente se desaprovecha.

En este documento se presenta el paquete de ingeniería conceptual de una unidad de refrigeración por absorción. Se estima que una potencia frigorífica de 2.25 MW es adecuada para enfriar agua destinada a disminuir la temperatura del aire que entra al compresor de la unidad de Cogeneración II incrementando la cantidad de electricidad generada.

La inversión inicial del proyecto es de 578 k€ y se prevé que permita generar 8000 MW adicionales al año presentando una tasa interna de retorno (TIR) del 71.4%, un valor actual neto (VAN) de 2,078.9 k€ y un tiempo de retorno de la inversión de 18 meses.

La implementación de esta modificación se llevaría a cabo durante una parada programada para inspección y mantenimiento.

1.2. Planificación del proyecto

La planificación es un paso de vital importancia para que un proyecto se desarrolle de manera eficaz. Por esto se ha elaborado el diagrama de *Gantt* que se presenta a continuación.

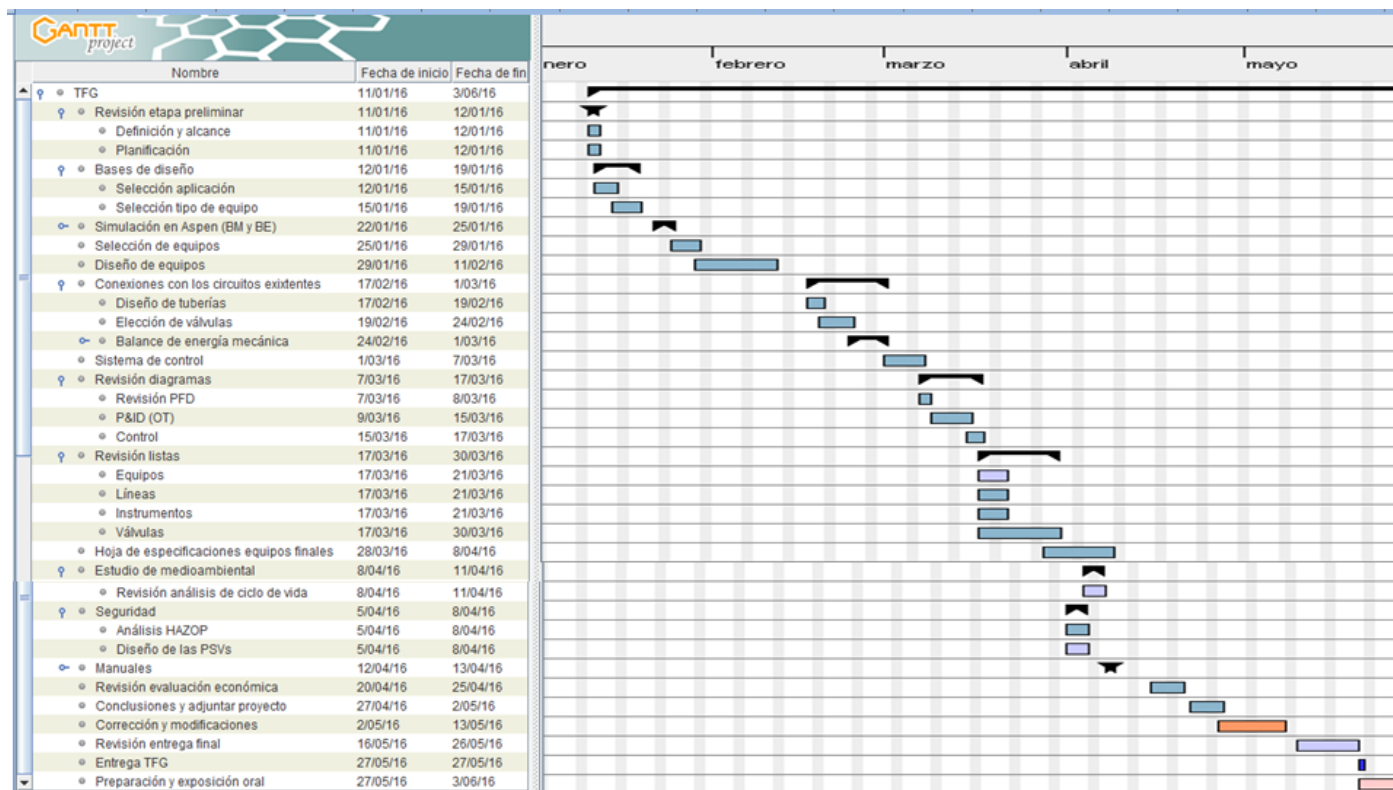


Figura 1.1. Diagrama de *Gantt*.

2. INTRODUCCIÓN

Actualmente los procesos industriales son responsables del 27% del consumo de energía global. Áreas como la metalurgia y la petroquímica consumen hasta un 70% de la energía utilizada por el sector industrial y se prevé que esta demanda siga creciendo.

Asimismo, en lo que se refiere específicamente a la industria de refino del petróleo, los procesos se están volviendo progresivamente más complejos debido a factores como:

- El agotamiento de las reservas de combustibles fósiles, lo que implica en la obtención crudos más pesados y de menos calidad.
- Leyes medioambientales cada vez más estrictas que requieren procesos de producción más limpios y un uso más amplio de las metodologías de análisis de ciclo de vida.
- Aumento de la demanda de compuestos más limpios y más ligeros.

Estos motivos hacen que sea imprescindible la disminución de los costes de producción y han incrementado la relevancia de la integración y la eficiencia energéticas, las cuales suponen una importante oportunidad de mejora.

Las refinerías son simultáneamente unos de los mayores productores y consumidores de energía, por esto el aumento de la eficiencia energética es tan significativo. Se estima que una refinería promedio consume en media 464¹ MJ/barril de crudo procesado, siendo las unidades de destilación atmosférica y de destilación al vacío las más intensivas en consumo energético representando aproximadamente un 35%² del total.

A pesar de su elevado requerimiento energético, las refinerías suelen presentar un alto grado de integración entre sus unidades de proceso. Sin embargo, sigue habiendo una gran cantidad

¹ Informe técnico Repsol. *Recuperación de calor residual de refinerías vía ORC (Organic Rankine Cycle)*. 2012.

² Bruno, J.C., Coronas, A., Guxens, S., Lázaro, M. *Efficiency improvement in oil refinery processes using absorption refrigeration plants driven by waste heat*. Proc.of. the Int. Sorption Heat Pump Conference. 2012.

de calor que se desaprovecha. Las principales fuentes de ineficiencia energética encontradas en refinerías se detallan en la tabla a 2.1.

Tabla 2.1. Principales fuentes de ineficiencia energética en refinerías¹.

Fuente	Energía específica perdida [MJ/barril]
Calor residual	95.0
Red de vapor	91.8
Hornos	78.1
Sistemas de motores	17.9
<i>Fouling</i>	12.7

Como se puede observar en la tabla anterior las corrientes de calor residual y la red de vapor son las fuentes que más potencial presentan en cuanto a la mejora de la eficiencia energética.

El calor residual puede tener diversas aplicaciones como el precalentamiento de corrientes de proceso, de aire de combustión o de agua para las calderas. Debido al alto nivel de integración energética habitualmente se ha podido recuperar gran parte de este calor residual, especialmente el disponible a alto nivel térmico.

Por otro lado, el calor residual de bajo nivel térmico, generalmente, se sigue disipando en aerorrefrigerantes y en intercambiadores con agua de refrigeración. De esta manera, la utilización de un ciclo de refrigeración por absorción presenta dos ventajas principales: la recuperación de calor residual que sería disipado al ambiente y la mejora de procesos que se puedan ver beneficiados por la utilización de agua subenfriada, es decir, a temperaturas inferiores a las proporcionadas por las torres de refrigeración.

3. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

3.1. Antecedentes históricos

Las máquinas de refrigeración por absorción se desarrollaron antes que las máquinas de compresión mecánica de vapor y alcanzaron gran difusión cuando el acceso a la energía eléctrica era difícil o inexistente. El principio de los ciclos de refrigeración por absorción se remonta a mediados del siglo XVIII y a principio del siglo XX estos equipos ya eran fabricados en gran cantidad, siendo considerados equipos muy robustos y confiables que se utilizaban básicamente para la conservación de alimentos y fabricación de hielo. Los equipos basados en la mezcla agua/bromuro de litio (LiBr), a su vez, sólo se introdujeron a partir de los años 30 del siglo XX.

Por otro lado, a partir de 1880 las máquinas de compresión de vapor ideadas inicialmente por Carl Linde comenzaron a ganar espacio en el mercado debido a sus altas prestaciones y cuando se desarrollaron las redes de distribución de energía eléctrica los equipos de absorción quedaron limitados a las zonas sin suministro de electricidad.

En los últimos años temas como la crisis energética, la destrucción de la capa de ozono y el calentamiento global han hecho que tenga lugar un aumento notable de la conciencia ambiental en todos los ámbitos de la sociedad. Este factor sumado a leyes ambientales cada vez más restrictivas y al aumento del coste de la energía ha conducido a un cambio de perspectiva, facilitando que los ciclos de absorción recobren importancia.

3.2. Estado actual de ciclos de refrigeración por absorción

Los ciclos de refrigeración se pueden considerar bombas de calor, las cuales se definen como equipos que permiten mejorar la calidad de la energía transfiriendo calor desde una fuente de calor a baja temperatura a otra de alta temperatura. No obstante, este proceso no tiene lugar espontáneamente y es necesario un aporte externo de energía: eléctrica en los ciclos de compresión y térmica en los ciclos de absorción.

Específicamente, un ciclo de refrigeración por absorción es una bomba de calor diseñada para producir frío a partir del calor absorbido de dos fuentes, una a baja temperatura (la corriente a enfriar) y otra a alta temperatura (corriente que aporta calor al generador), liberando calor al ambiente a una temperatura intermedia entre las dos fuentes mencionadas.

Actualmente, existen dos tecnologías bien diferenciadas en máquinas de absorción, una en la que se utiliza amoníaco como refrigerante y agua como absorbente y la otra en la que el agua es el refrigerante y una solución de bromuro de litio en agua el absorbente. La primera mezcla se utiliza en refrigeradores para conservación de alimentos y producción de hielo porque permite alcanzar temperaturas por debajo de 0°C. La combinación de H₂O/LiBr se emplea generalmente en aplicaciones de climatización pero también en bombas de calor para desalación de agua y en algunos procesos industriales.

En un sistema de absorción, el término efecto significa el número de veces que el calor aportado a alta temperatura es usado dentro del ciclo. Mientras que el número de etapas hace referencia a los pares de evaporador/absorbedor que existen en el ciclo a diferentes temperaturas.

También es importante mencionar que los ciclos de absorción se pueden diferenciar de acuerdo con el tipo de calor aportado, es decir, se clasifican en ciclos de llama directa, alimentados básicamente por una fuente de energía primaria como el gas natural, y ciclos de llama indirecta, los cuales usan como fuente de energía calor residual. Con el objetivo de optimizar la integración energética del complejo industrial se tienen en cuenta sólo los equipos de llama indirecta.

3.3. Par de trabajo

Como se ha mencionado anteriormente hay diferentes sistemas de refrigeración por absorción y sus condiciones de operación varían principalmente en función de los fluidos utilizados en el circuito. Dado que se pretende integrar un ciclo en esquemas de refrigeración

de la refinería, este estudio se centra en la aplicación y el funcionamiento de los ciclos que utilizan la mezcla H₂O/LiBr como par de trabajo.

3.3.1. Mezcla H₂O/LiBr

La mezcla de agua-bromuro de litio generalmente se considera superior a las demás debido principalmente a la elevada entalpía de vaporización que tiene el agua (usada como refrigerante), la cual también presenta gran disponibilidad, bajo coste y ausencia de toxicidad. El bromuro de litio, a su vez, es una sal similar a la sal común (NaCl) y tiene una gran afinidad por el agua, absorbiéndola fácilmente. Además es un compuesto no volátil, lo que permite prescindir de un equipo de rectificación a la salida del generador, disminuyendo así el número de elementos en el circuito. Adicionalmente, ambos compuestos son totalmente inocuos para el medio ambiente.

El punto de congelación del agua es un aspecto clave en la utilización de esta mezcla ya que restringe su uso a aplicaciones por encima de los 0°C. Otro factor importante es la cristalización pues la concentración de bromuro de litio en la mezcla determina la capacidad de absorción de la disolución y, en consecuencia, la capacidad del sistema. De este modo, la concentración de bromuro de litio debe ser lo suficientemente alta para facilitar la absorción del vapor de agua pero no lo bastante elevada como para que se produzca cristalización en los equipos. La solubilidad de esta sal en agua depende fuertemente de la temperatura y casi no se ve afectada por cambios en la presión de trabajo. Los equipos comerciales suelen trabajar con concentraciones de bromuro de litio entre el 50 y el 65%³ en peso.

En la tabla 3.1 se presentan las principales características del par de trabajo H₂O/LiBr.

³<http://www.gqsltd.co.uk/BROAD%20X%20Absorption%20Chiller%20Model%20Selection%20%20Design%20Manual%20.pdf>. Consultada el 03/03/2015 a las 16:59.

Tabla 3.1. Principales características de la mezcla $H_2O/LiBr^4$.

Propiedad	Clasificación
Refrigerante (H_2O)	
Alto calor latente	Excelente
Presión de vapor moderada	Muy baja
Bajo punto de congelación	Aplicación limitada
Baja viscosidad	Buena
Absorbente (Solución $H_2O/LiBr$)	
Baja presión de vapor	Excelente
Baja viscosidad	Buena
Mezcla	
Sin fase sólida	Aplicación limitada
Baja toxicidad	Buena
Alta afinidad entre refrigerante y absorbente	Buena

Otro aspecto a tener en cuenta es la denominación de las corrientes involucradas en el sistema de refrigeración. En este estudio se entiende por disolución diluida o débil la menos concentrada en bromuro de litio y por disolución concentrada o fuerte la más concentrada en este compuesto.

3.3.2. Condiciones de operación

Uno de los principales aspectos de funcionamiento en una máquina de refrigeración por absorción de $H_2O/LiBr$ es la presión de trabajo. Estos equipos operan al vacío, lo que implica una serie de retos en el proceso de diseño, como:

- Dimensiones elevadas debido al gran volumen específico del vapor.
- Necesidad de estanqueidad: estos equipos son particularmente sensibles a la entrada de aire en el sistema, lo que puede disminuir drásticamente su capacidad frigorífica y también facilitar los fenómenos de corrosión.

⁴ Magnani, Sara. *Modelling and Performance analysis at partial load of a single effect partial chiller*. Tesis de máster. Universidad de Torino, Italia, 2015.

3.4. Descripción

3.4.1. Ciclo de absorción H₂O/LiBr de simple efecto

Los sistemas de refrigeración por absorción son una tecnología para la producción de frío. Al igual que en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, se aprovecha la necesidad del fluido usado como refrigerante de absorber energía para realizar un cambio de estado, reduciendo así la temperatura del fluido a enfriar.

Mientras que en los ciclos por compresión la circulación del fluido y el efecto de presión se consiguen a través de un compresor mecánico, en los ciclos por absorción esto se obtiene aportando calor a un generador para separar la mezcla líquida refrigerante-absorbente que se ha formado en absorbedor. Al sustituir el compresor por un absorbedor y un generador, la energía aportada al sistema pasa de eléctrica a térmica, haciendo posible el aprovechamiento de fuentes de calor residual de proceso o de servicios, cuyo potencial energético generalmente se pierde porque presentan bajo nivel térmico. En la figura a continuación se presenta un esquema comparativo de las dos tecnologías de refrigeración.

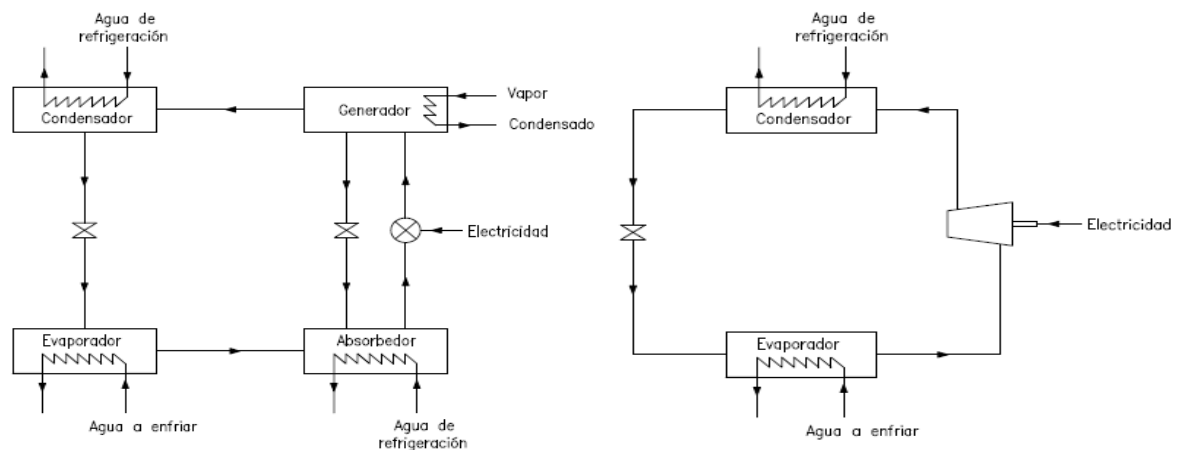


Figura 3.1. Esquema comparativo de un ciclo de refrigeración por absorción y un ciclo de refrigeración por compresión.

También es importante resaltar que la energía necesaria para presurizar un líquido es bastante inferior a la requerida para presurizar un gas. Además, los ciclos de absorción permiten el ahorro de energía primaria de alta calidad, tienen menos partes rotatorias, lo que reduce los costes de mantenimiento, y presentan prestaciones más regulares a carga parcial.

En la figura 3.2 se presenta el diagrama P-T de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.

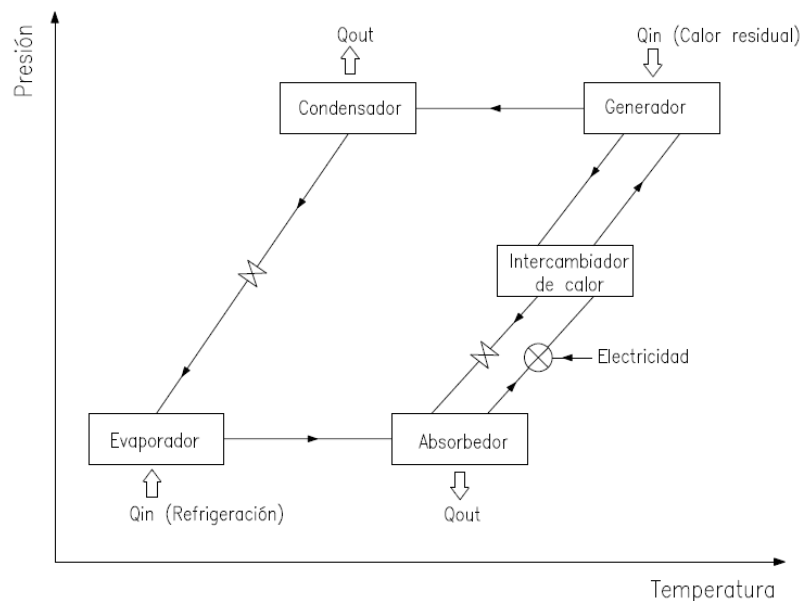


Figura 3.2. Diagrama P-T de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.

Como se puede observar en la figura anterior los principales elementos del ciclo son:

- **Evaporador:** es donde se produce el frío útil, el fluido a enfriar aporta el calor que necesita el fluido refrigerante para evaporarse.
- **Absorbedor:** en este equipo tiene lugar la absorción del vapor generado en el evaporador (agua) por el fluido absorbente (solución de bromuro de litio y agua).
- **Intercambiador de calor intermedio:** permite el intercambio de calor entre la disolución concentrada caliente que sale del generador y la disolución diluida fría que sale del absorbedor. Este intercambio incrementa la eficiencia del ciclo pues precalienta la disolución diluida reduciendo el aporte de energía al generador y, al mismo tiempo, disminuye la temperatura de la disolución concentrada, lo que mejora la absorción y reduce el agua de refrigeración necesaria en el absorbedor.
- **Generador:** tiene la función de concentrar la disolución de agua-bromuro de litio en este último. Al absorber el agua evaporada en el evaporador la solución se vuelve más diluida y

disminuye su efecto absorbente, de modo que se calienta la mezcla hasta que parte del agua se evapora.

- Condensador: en este equipo el agua evaporada en el generador es enfriada y condensada al ceder calor al agua de refrigeración. El agua líquida tras pasar por una válvula de expansión vuelve a entrar en el evaporador.

Como se ha mencionado anteriormente, los sistemas que utilizan la mezcla $H_2O/LiBr$ operan a presiones inferiores a la atmosférica y presentan una zona de baja presión (evaporador y absorbedor) y otra de alta presión (intercambiador de calor, generador y condensador). Bombas y válvulas de expansión son los elementos utilizados para hacer la transición del fluido de una zona a otra.

4. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Se lleva a cabo un análisis de diversas corrientes de proceso y de servicios de la refinería con el objetivo de determinar el emplazamiento óptimo para el ciclo de refrigeración por absorción, es decir, un punto en el cual confluyan calor residual disponible y una corriente de proceso que se vea beneficiada por la utilización de agua subenfriada.

Los datos de operación utilizados para los cálculos realizados se basan en los valores promedios relativos a los años de 2014 y 2015.

4.1. Fuentes de calor

Se han analizado diferentes corrientes para determinar si pueden ser consideradas fuentes de calor viables para el ciclo. Es relevante mencionar que el mejor uso de cada fuente calor residual depende de su localización, estado físico, temperatura y caudal.

4.1.1. Humos de escape de las unidades de cogeneración

Los gases de combustión generados en las turbinas de gas y en las calderas de recuperación de calor de las unidades de cogeneración son enviados a chimenea a aproximadamente 170°C. A pesar de que sean consideradas corrientes de bajo nivel térmico a esta temperatura aún pueden aportar calor al generador.

4.1.2. Corriente de gasoil ligero de vacío

El gasoil ligero de vacío (GOLV) se obtiene en la etapa de destilación al vacío en el proceso de refino del petróleo. La corriente de GOLV sale por la parte superior de la columna a aproximadamente 250°C y pasa por distintos intercambiadores en los cuales cede calor para

producir vapor de media y baja presión. Al salir de estos intercambiadores se dirige a una serie de aerorrefrigerantes en los cuales se enfría hasta alcanzar los 90°C.

4.1.3. Corriente de cabeza de la columna fraccionadora de gas de pirólisis

En la etapa de fraccionamiento del gas de pirólisis de la planta de Olefinas, la mezcla de este gas, vapor de agua y *quench oil* entra a la columna fraccionadora 661-C-2001, en la cual se separan los hidrocarburos pesados.

Por la parte inferior de la columna se obtiene una corriente de aceite residual que se recircula a la salida de los hornos, mientras que el gas de cabeza de la fraccionadora se enfría de aproximadamente 100°C a 40°C en aerorrefrigerantes e intercambiadores con agua de refrigeración antes de ser enviado al compresor.

4.1.4. Vapor de baja presión

Las redes de vapor constituyen un importante servicio en la refinería. El vapor de baja presión (SL), a su vez, se utiliza principalmente en los *reboilers* de las columnas de destilación, en los equipos de desgasificación y *stripping* y en los traceados que acompañan las líneas de proceso.

Este tipo de vapor es generado mayoritariamente en las extracciones de las turbinas, los generadores de vapor-flash de condensado, en algunos intercambiadores de calor en los cuales se produce directamente y en las laminadoras de vapor de media presión. En la figura 4.1 se presentan los datos de disponibilidad de SL excedente.

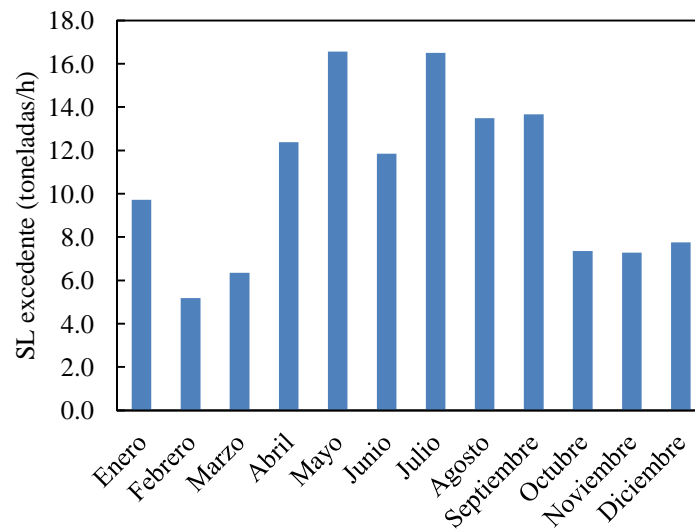


Figura 4.1. Cantidad promedio de SL excedente a lo largo del año.

Como se puede observar en la figura anterior, hay una cantidad considerable de SL excedente en la refinería, en media 10.7 T/h a lo largo del año. Además, en los periodos más cálidos del año hay un incremento de este excedente dado que el aumento de la temperatura ambiente reduce la necesidad de aporte calorífico mediante este servicio a las diferentes plantas del complejo y de abril a septiembre el valor promedio alcanza las 14.1 T/h.

Para controlar la presión de la red de vapor de baja presión, la mayor parte del excedente se emplea en la inducción de la turbina 661-KT-4101, disminuyendo la demanda de vapor de alta presión (SH) y manteniendo la potencia generada. Por esto también es necesario tener en cuenta los posibles efectos de la supresión o disminución de la inducción de SL en la operación de la turbina al elegir la fuente de calor adecuada para el ciclo.

4.1.5. Condensado caliente de la planta de Benceno

En la planta de Benceno se ha registrado una corriente de condensado caliente como posible fuente de calor residual. Actualmente el condensado a 155°C se atempera para evitar golpes de ariete en las líneas del colector y se envía a un tanque donde se enfría disipando calor hacía el ambiente.

4.1.6. Corriente de fondo de la columna de secado de gasoil

En el proceso de secado de gasoil desulfurado a vacío se ha identificado la corriente de fondo de la columna 642-C-13 como una fuente de calor residual. En la actualidad esta se enfría en aerorrefrigerantes de 130°C hasta aproximadamente 60°C y a continuación se divide en dos corrientes, una que se envía nuevamente a la entrada de la columna como reciclaje y otra que se dirige a los tanques de almacenamiento de producto terminado.

4.1.7. Corriente de entrada al separador de hidrógeno de alta presión

En la unidad Desulfuradora de Destilados Medios (U-645) de la planta de Hidrotratamientos hay una corriente en la etapa de separación de hidrógeno que se enfría en aerorrefrigerantes de 135°C a 45°C antes de entrar al separador 645-C-3 y se considera que es posible utilizar parte de este calor para accionar el generador.

4.2. Puntos de aplicación

Se analizan diversos puntos de la refinería en los cuales se considera que un equipo de refrigeración puede traer beneficios y/o reducción de costes de operación.

El estudio detallado de cada punto de aplicación es necesario para conocer el comportamiento normal de las unidades y, en consecuencia, cómo estas se verían afectadas por la integración de un ciclo de refrigeración.

En base a los datos de operación se llevan a cabo diversas simulaciones utilizando *Hysys* y/o *Aspen Plus* para comparar objetivamente el comportamiento normal de las unidades estudiadas con el presentado al integrar el sistema de refrigeración y así determinar qué mejoras supone realmente la incorporación del ciclo en cada punto.

4.2.1. Condensadores situados en la extracción de turbinas de vapor

El objetivo de utilizar un ciclo de refrigeración en estos puntos es bajar la temperatura del agua de refrigeración suministrada (CWS) a los condensadores. Esto posibilita la disminución de la presión de exhaustación del vapor y aumenta el salto entálpico que tiene lugar en el equipo, produciéndose así el mismo trabajo con un caudal inferior de vapor, lo que puede suponer una importante reducción de los costes de operación ya que el vapor de muy alta (SHH) o de alta presión (SH) alimentado a las turbinas presenta un coste elevado.

A continuación se muestran las imágenes de las simulaciones realizadas y los respectivos resultados obtenidos en las dos situaciones de operación, es decir, en condiciones normales de operación y con el uso del ciclo de refrigeración por absorción.

4.2.1.1 661-E-8201 (Condensador del compresor de raw gas)

Se trata del intercambiador de calor ubicado a la salida de la turbina 661-KT-2401 de la planta de Olefinas, el cual tiene la función de condensar el vapor extraído de la misma. La turbina 661-KT-2401, a su vez, suministra al compresor 661-K-2401 la potencia requerida para comprimir los gases de pirólisis.

El 661-E-8201 es un intercambiador de tipo C, lo que significa que recibe agua de refrigeración procedente de otros intercambiadores a una temperatura más alta que la del agua de torre. En la figura 4.2 se muestra la imagen de la simulación.

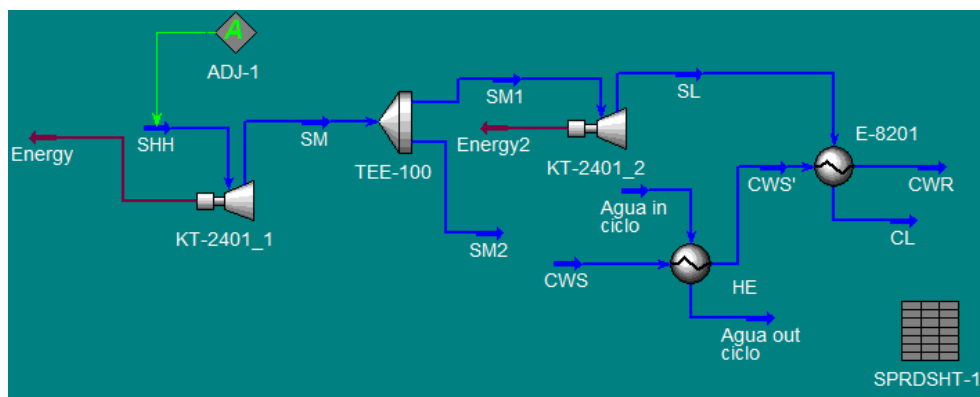


Figura 4.2 Imagen de la simulación de la turbina 661-KT-2401 y el condensador 661-E-8201.

Como se puede observar en la figura 4.2 se han simulado dos turbinas en serie ya que la turbina real tiene dos etapas diferenciadas por una extracción a presión intermedia de vapor de media presión (SM), la cual se supone en la simulación que presenta un caudal constante. De esta manera se pretende mantener la potencia total de la turbina (la suma de las dos etapas) reduciendo la presión de descarga de la última etapa y, a la vez, el caudal de SHH utilizado. En la tabla 4.1 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 4.1. Resultados obtenidos en las simulaciones de la turbina 661-KT-2401 y el condensador 661-E-8201.

Turbina				
	1ª etapa	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Tipo de vapor		-	Muy alta presión (SHH)	
Caudal de entrada		kg/h	249875	247190
Presión de entrada		kg/cm ² a	103	103
Temperatura de entrada		°C	487	487
Presión de descarga		kg/cm ² a	17.2	17.2
Temperatura de descarga		°C	260	260
Potencia de la turbina		kW	27661	27368
2ª etapa				
Caudal de entrada		kg/h	111906	109220
Presión de entrada		kg/cm ² a	17.2	17.2
Temperatura de entrada		°C	260	260
Presión de descarga		kg/cm ² a	0.23	0.18
Temperatura de descarga		°C	62.3	57.4
Potencia de la turbina		kW	18590	18884
Potencia total		kW	46252	46252
Condensador				
Caudal de SL a condensar		kg/h	111905	109220
Duty del condensador		kW	64750	63095
Temperatura de CWS		°C	37.5	32.5
Temperatura de CWR		°C	45.0	45.0
Caudal de agua de refrigeración		m ³ /h	7452	4539

4.2.1.2 661-E-8202 (Condensador del compresor de etileno)

Es el intercambiador de calor ubicado a la salida de la turbina 661-KT-4001 también de la planta de Olefinas, el cual condensa el vapor extraído de la misma. La turbina 661-KT-4001 suministra al compresor 661-K-4001 la potencia necesaria para comprimir el etileno utilizado en la etapa de separación criogénica o como producto final para almacenamiento.

El 661-E-8202 es un intercambiador de calor del tipo A, lo que significa que recibe agua de refrigeración directamente de las torres. En la figura 4.3 se muestra la imagen de la simulación.

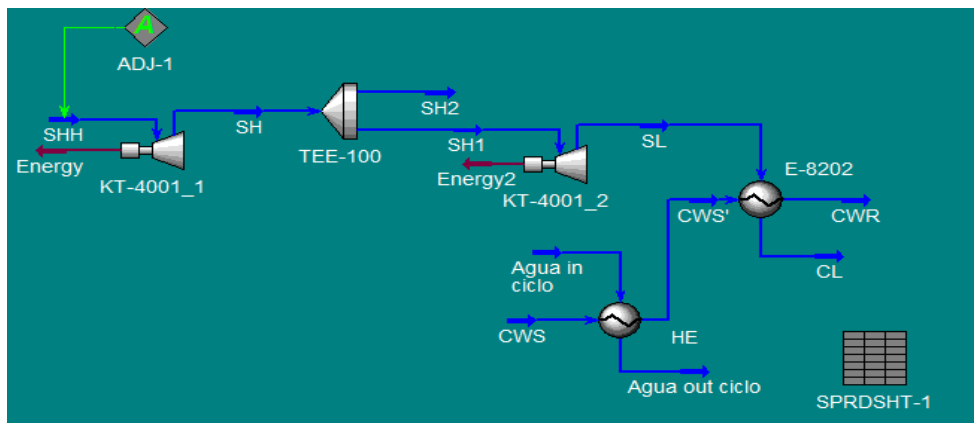


Figura 4.3 Imagen de la simulación de la turbina 661-KT-4001 y el condensador 661-E-8202.

En este caso también se han simulado dos turbinas en serie ya que la turbina real tiene dos etapas diferenciadas con una extracción de SH al final de la primera etapa, la cual se supone en la simulación que presenta un caudal constante. Igualmente, se pretende mantener la potencia total de la turbina (la suma de las dos etapas) reduciendo la presión de descarga de la última etapa y el caudal de SHH empleado. En la tabla 4.2 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 4.2. Resultados obtenidos en las simulaciones de la turbina 661-KT-4001 y el condensador 661-E-8202.

		Turbina		
	1ª etapa	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Tipo de vapor		-	Muy alta presión (SHH)	
Caudal de entrada		kg/h	225620	224609
Presión de entrada		kg/cm ² a	103	103
Temperatura de entrada		°C	478	478
Presión de descarga		kg/cm ² a	39.1	39.1
Temperatura de descarga		°C	356	356
Potencia de la turbina		kW	12739	12681
		2ª etapa		
Caudal de entrada		kg/h	42365	41354
Presión de entrada		kg/cm ²	39.1	39.1
Temperatura de entrada		°C	355	356
Presión de descarga		kg/cm ² a	0.19	0.15
Temperatura de descarga		°C	59.0	54.0
Potencia de la turbina		kW	8464	8521
Potencia total		kW	21202	21202

Tabla 4.2. Resultados obtenidos en las simulaciones de la turbina 661-KT-4001 y el condensador 661-E-8202 – continuación.

Condensador			
	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Caudal de SL a condensar	kg/h	42365	41354
Duty del condensador	kW	25260	24639
Temperatura de CWS	°C	30.0	25.0
Temperatura de CWR	°C	37.5	37.5
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	2908	1773

4.2.1.3 *661-E-8206 (Condensador del compresor de propileno)*

Es el intercambiador de calor ubicado a la salida de la turbina 661-KT-4101 de la planta de Olefinas y tiene la función de condensar el vapor extraído de la misma. La turbina 661-KT-4101 es responsable por suministrar al compresor 661-K-4101 la potencia que necesita para comprimir el propileno en la etapa de separación del proceso. En la figura 4.4 se muestra la imagen de la simulación.

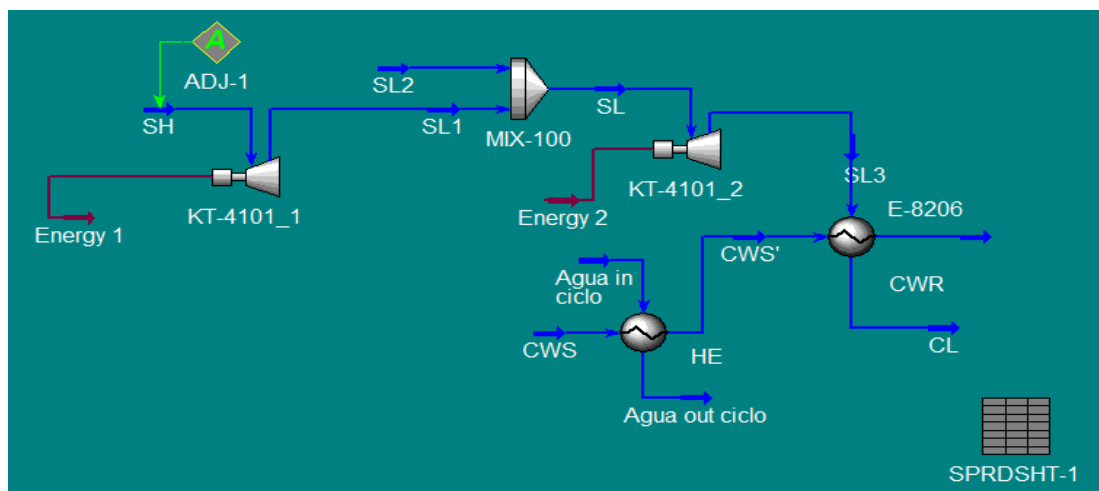


Figura 4.4. Imagen de la simulación de la turbina 661-KT-4101 y el condensador 661-E-8206.

Como en los casos anteriores, la simulación de la turbina 661-KT-4101 se ha hecho como dos turbinas en serie. Sin embargo, en este caso no hay una extracción de vapor entre etapas; sí tiene lugar la alimentación de SL a la entrada de la segunda etapa para disminuir el aporte de SH y mantener constante el trabajo producido, también se considera que el caudal de SL se mantiene constante. En la tabla 4.3 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 4.3. Resultados obtenidos en las simulaciones de la turbina 661-KT-4101 y el condensador 661-E-8206.

Turbina				
	1ª etapa	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Tipo de vapor		-	Alta presión (SH)	
Caudal de entrada		kg/h	61393	59710
Presión de entrada		kg/cm ² a	37.4	37.4
Temperatura de entrada		°C	373	373
Presión de descarga		kg/cm ² a	4.7	4.7
Temperatura de descarga		°C	191	191
Potencia de la turbina		kW	5470	5320
2ª etapa				
Caudal de SL en la inducción		kg/h	10560	10560
Caudal de entrada		kg/h	71953	70270
Presión de entrada		kg/cm ² a	4.7	4.7
Temperatura de entrada		°C	260	260
Presión de descarga		kg/cm ² a	0.12	0.10
Temperatura de descarga		°C	49.4	45.5
Potencia de la turbina		kW	7938	8088
Potencia total		kW	13408	13408
Condensador				
Caudal de SL a condensar		kg/h	71953	70270
Duty del condensador		kW	44710	43323
Temperatura de CWS		°C	37.5	32.5
Temperatura de CWR		°C	45.0	45.0
Caudal de agua de refrigeración		m ³ /h	5145	3116

Visto el importante papel que desempeña el compresor en la etapa de separación de propileno, se considera que la potencia generada por la turbina viene determinada por las necesidades del proceso y no puede verse alterada por la integración del ciclo. De esta manera, la supresión del aporte de SL a la turbina implicaría el aumento de la alimentación de SH para conservar constante el trabajo producido.

4.2.1.4 655-E-52 (Condensador del compresor de reciclo del Hidrocraquer)

Es el intercambiador de calor situado a la salida de la turbina 655-KT-02, el cual tiene la función de condensar el vapor que sale de la misma. La turbina 665-KT-02 acciona el compresor de reciclo de la unidad de Hidrocraquer de la refinería. En la figura 4.5 se muestra la imagen de la simulación.

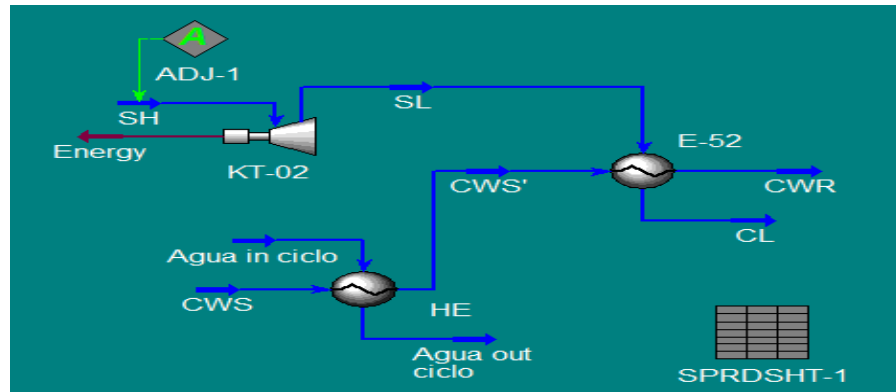


Figura 4.5. Imagen de la simulación de la turbina 655-KT-02 y el condensador 655-E-52.

La turbina 655-KT-02 se simula con una sola etapa sin extracciones ni inducciones. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla a continuación.

Tabla 4.4. Resultados obtenidos en las simulaciones de la turbina 655-KT-02 y el condensador 655-E-52.

Turbina			
	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Tipo de vapor	-	Alta presión (SH)	
Caudal de entrada	kg/h	11258	10940
Presión de entrada	kg/cm ² a	40.0	40.0
Temperatura de entrada	°C	351	351
Presión de descarga	kg/cm ² a	0.08	0.06
Temperatura de descarga	°C	41.7	36.8
Potencia de la turbina	kW	2424	2424
Condensador			
Duty del condensador	kW	6725	6530
Temperatura de CWS	°C	23.3	18.3
Temperatura de CWR	°C	29.3	30.3
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	967	470

4.2.1.5 *Discusión*

Tal y como se puede observar en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 de las turbinas de Olefinas hay una disminución en el caudal de entrada de SHH o SH a la primera etapa de la turbina lo que conlleva una reducción del trabajo producido en esta etapa. No obstante, hay un aumento del trabajo producido en la segunda etapa al reducir la presión de exhaustación, consiguiendo así que la potencia total se mantenga constante. En la turbina 655-KT-02, que presenta

únicamente una etapa, también se conserva la potencia generada utilizando una menor cantidad de SH al disminuir la presión de descarga.

Específicamente en lo que hace referencia a la turbina 611-KT-4101, al disminuir el caudal de SH alimentado es posible mantener la potencia generada incrementando el salto entálpico y conservando la inducción de SL. Sin embargo, en el caso que se use este excedente de SL para alimentar el generador del ciclo de absorción es importante tener en cuenta que puede implicar un aumento de los costes de operación dado que sería necesario aumentar el consumo de SH para no alterar el desempeño de la turbina.

En cuanto al agua de refrigeración, al disminuir su temperatura de entrada a los condensadores se puede aumentar su variación de temperatura en los equipos, reduciendo así el caudal de agua necesario.

4.2.2. Enfriamiento del aire de entrada a las estaciones de cogeneración

Las prestaciones de los sistemas de cogeneraciones basados en turbinas de gas, en especial la potencia y el rendimiento, dependen en gran parte de las condiciones ambientales, particularmente de la temperatura, como se puede observar en la figura a continuación.

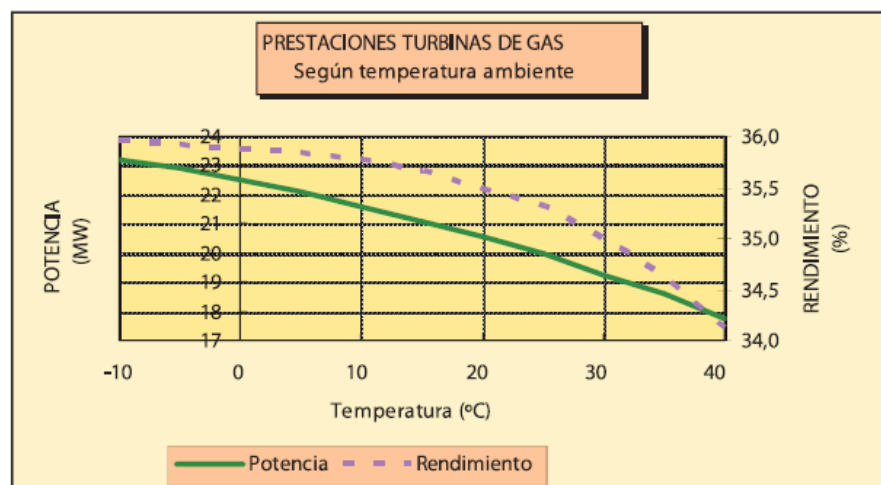


Figura 4.6. Potencia y rendimiento de una turbina de gas en función de la temperatura ambiente⁵.

⁵ www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Cogeneracion-fener. Consultada el 23/07/15 a las 10:07.

La figura 4.6 denota que según aumenta la temperatura ambiente disminuyen la potencia generada en la turbina de gas y su rendimiento; esto hace que sea necesario plantear maneras de enfriar el aire de entrada a las estaciones de cogeneración en sitios como Tarragona donde se registran altas temperaturas y elevados valores de humedad en ciertos periodos del año.

Actualmente las dos unidades de cogeneración existentes en la refinería disponen de un sistema de refrigeración de aire por enfriamiento evaporativo que se pone en marcha cuando la temperatura ambiente es superior a los 10°C (temperatura óptima del aire en la admisión al compresor según el fabricante⁶).

El enfriamiento evaporativo consiste en poner en contacto el aire atmosférico caliente con agua, la cual se vaporiza absorbiendo calor del entorno y enfriando así el aire. Sin embargo, la temperatura límite de enfriamiento del aire es la temperatura de bulbo húmedo dado que a esta temperatura ya no puede tener lugar la evaporación y se interrumpe el intercambio de calor. Además, este sistema presenta limitaciones en los periodos más cálidos del año cuando la temperatura y la humedad relativa pueden alcanzar valores muy elevados en Tarragona.

En la figura 4.7 se presentan las temperaturas medias del aire ambiente y del aire después del enfriamiento evaporativo según los meses del año.

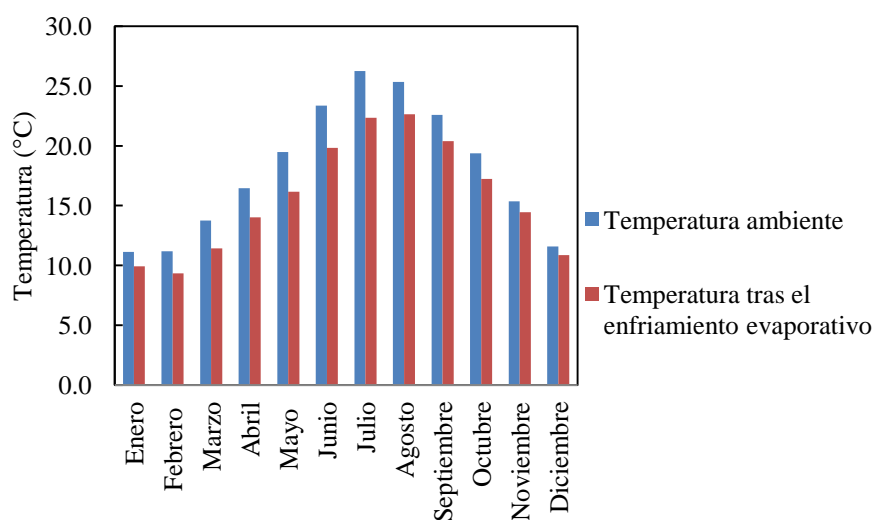


Figura 4.7. Temperatura del aire ambiente y del aire después del enfriamiento evaporativo según los meses del año.

⁶ MAPRO Repsol. Fundamentos del proceso y descripción de la unidad de Cogeneración II.

Como se puede comprobar en la figura anterior actualmente el enfriamiento evaporativo baja en media 2°C la temperatura del aire de manera que se ha planteado incluir en la etapa de acondicionamiento de aire un intercambiador de calor después del enfriador evaporativo.

Se estima que por cada grado de descenso en la temperatura del aire de admisión se incrementa entre 0.5 y 0.9% la potencia generada por las turbinas de gas⁷. En la figura 4.8 se muestra la imagen de la simulación y en la tabla 4.5 y 4.6 se presentan los resultados obtenidos.

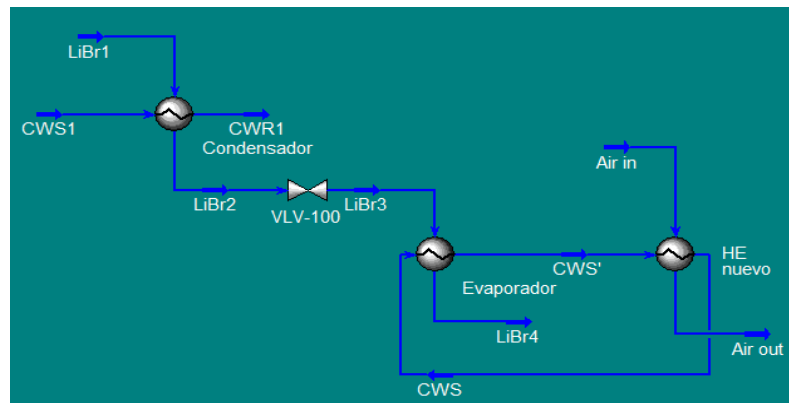


Figura 4.8. Imagen de la simulación del intercambiador de calor empleado para enfriar el aire tras el enfriamiento evaporativo.

Tabla 4.5. Resultados obtenidos en las simulaciones de la Cogeneración I.

	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Temperatura del aire en la entrada de compresor	°C	16.1	11.1
Caudal de aire en la admisión del compresor	T/h	484.4	484.8
Potencia producida	MW	36.3	37.6
Temperatura de CWS	°C	-	6.0
Temperatura de CWR	°C	-	11.0
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	-	209

Tabla 4.6. Resultados obtenidos en las simulaciones de la Cogeneración II.

	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Temperatura del aire en la entrada de turbina	°C	15.8	10.8
Caudal de aire en la admisión del compresor	T/h	510.8	511.2
Potencia producida	MW	37.8	39.1
Temperatura de CWS	°C	-	6.0
Temperatura de CWR	°C	-	11.0
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	-	233

⁷ Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Evely. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry*. Applied Thermal Engineering 50, 201, p. 918-931.

El empleo de un ciclo de refrigeración para esta aplicación supone además de la integración de la unidad de producción de frío, la incorporación de intercambiadores de calor para enfriar el aire tras el enfriador evaporativo.

4.2.3. Purificación de propileno

El proceso de purificación de propileno tiene lugar en dos columnas de destilación integradas denominadas *Splitter* de C3 en la planta de Olefinas. El objetivo de estos equipos es fraccionar la alimentación de la columna para obtener tres corrientes distintas: propileno grado polímero, propileno grado químico y propano enriquecido.

Aunque, como regla general, no se recomienda la utilización de un sistema de refrigeración para el condensador de una columna de destilación. La separación de dos compuestos que presentan volatilidades muy semejantes, como el propano y el propileno, exige un gran número de etapas y grandes cantidades de energía, lo que hace interesante el empleo de un ciclo de refrigeración para enfriar el agua suministrada al condensador (661-E-5602) de la segunda columna (661-C-5602).

Esta modificación permitiría reducir la presión de trabajo de la 661-C-5602, lo que supone una mejor separación de los compuestos, disminuye las pérdidas de propileno con el propano que sale por el fondo de la columna y, en consecuencia, reduce las pérdidas económicas por la degradación de propileno. En la figura 4.9 se presenta la imagen de la simulación de la columna de destilación.

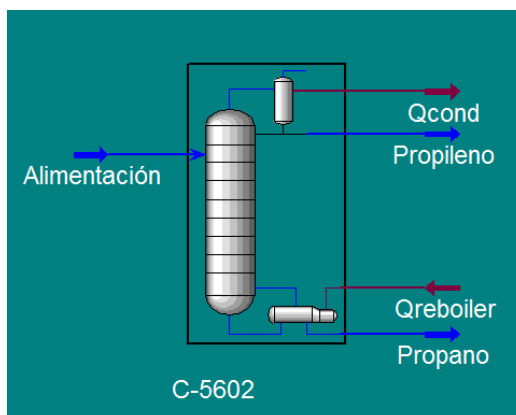


Figura 4.9. Imagen de la simulación del *Splitter* de C3.

En cuanto a los cambios provocados por el descenso de la temperatura de CWS suministrada al 661-E-5602 se pueden dar dos situaciones al disminuir la presión de trabajo de la columna:

- Situación 1: se mantienen constantes como especificaciones el porcentaje de recuperación de propileno con relación a la alimentación (99.5%) y la fracción másica de propileno en la corriente de cabeza de la columna (0.996).
- Situación 2: se mantienen constantes como especificaciones la relación de reflujo (14.1) y la fracción másica de propileno en la corriente de cabeza de la columna (0.996).

Los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones se presentan en las tablas 4.7 y 4.8.

Tabla 4.7. Resultados de las simulaciones de la columna 661-C-5602- Situación 1.

	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Columna			
Caudal de alimentación	kg/h	20915	20915
Concentración de propileno en la alimentación	% en peso	80.4	80.4
Recuperación de propileno	%	99.5	99.5
Relación de reflujo	-	14.5	13.8
Condensador			
<i>Duty</i>	kW	22778	22327
Temperatura	°C	36.7	32.7
Presión	kg/cm ² a	15.6	14.2
Caudal de cabeza	kg/h	16801	16801
Concentración de propileno en la cabeza	% en peso	99.6	99.6
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	2683	2630
Temperatura de CWS	°C	27.1	23.1
Temperatura de CWR	°C	34.2	30.2
Reboiler			
<i>Duty</i>	kW	22321	21802
Temperatura	°C	48.3	44.4
Presión	kg/cm ² a	17.0	15.6
Caudal de fondo	kg/h	4115	4115
Concentración de propileno en el fondo	% en peso	2.0	2.0

En la situación 1, al bajar la presión de operación de la columna en 1.4 kg/cm² se obtiene tanto una reducción de la relación de reflujo como una disminución en las demandas energéticas del condensador y del *reboiler*, lo que resulta básicamente en un ahorro energético dado que los caudales de cabeza y de fondo de la columna permanecen constantes.

Tabla 4.8. Resultados de las simulaciones de la columna 661-C-5602- Situación 2.

	Unidad	Valor actual	Nuevo valor
Columna			
Caudal de alimentación	kg/h	20915	20915
Concentración de propileno en la alimentación	% en peso	80.4	80.4
Recuperación de propileno	%	96.9	99.8
Relación de reflujo	-	14.1	14.1
Condensador			
<i>Duty</i>	kW	21628	22923
Temperatura	°C	36.7	32.7
Presión	kg/cm ² a	15.6	14.2
Caudal de cabeza	kg/h	16357	16855
Concentración de propileno en la cabeza	% en peso	99.6	99.6
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	2548	2700
Temperatura de CWS	°C	27.1	23.1
Temperatura de CWR	°C	34.2	30.2
Reboiler			
<i>Duty</i>	kW	21172	22397
Temperatura	°C	47.2	44.6
Presión	kg/cm ² a	17.0	15.6
Caudal de fondo	kg/h	4558	4060
Concentración de propileno en el fondo	% en peso	11.5	0.7

En la tabla anterior se ve que mantener la relación de reflujo constante aumenta la demanda energética del condensador y del *reboiler* alrededor de un 6%. No obstante, también se recupera alrededor de un 3% más propileno por la cabeza de la columna, lo que equivale a aproximadamente 496 kg de propileno a cada hora de operación.

Debido a que el *reboiler* de la columna C-5602 es en realidad una bomba de calor que fusiona el *reboiler* de la segunda columna con el condensador de la primera, la disminución de la demanda energética de la columna no implica en un ahorro de vapor en la práctica y sólo reduce la cantidad de agua necesaria en condensador en un 2%. De este modo, se considera que la situación 2 es la más beneficiosa ya que permite aumentar la obtención de propileno.

4.2.4. Separación de hidrógeno

Se plantea la utilización de un ciclo de refrigeración en la etapa de separación de hidrógeno de la planta de Hidrotratamientos, la cual tiene como objetivo obtener una corriente de

hidrógeno con la máxima pureza posible para recircularla a los reactores y así mantener la presión parcial de hidrógeno adecuada en estos equipos.

Sabiendo que el porcentaje de hidrógeno en la corriente gaseosa se incrementa según descende la temperatura de la misma, el ciclo se usaría para enfriar el agua de refrigeración suministrada al intercambiador de calor (645-E-3) responsable por enfriar el gas procedente del separador de alta presión. Tras pasar por este intercambiador, la corriente de gases se envía a un separador de baja presión, donde se vuelven a separar el gas, los hidrocarburos ligeros y el agua. De esta manera se obtendría una reducción en el aporte de hidrógeno fresco al proceso y, en consecuencia, su correspondiente ahorro económico. En la figura 4.10 se presenta la imagen de la simulación.

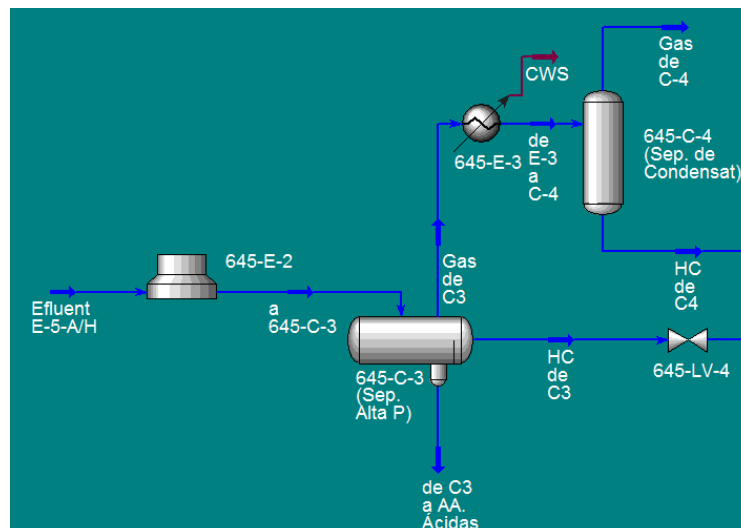


Figura 4.10. Imagen de la simulación la etapa de separación de hidrógeno.

Aunque esta modificación representa una mejora para el proceso actual, se debe tener en cuenta que el departamento de Procesos estudia otro cambio en el proceso, en el cual se estudia la adición de un separador caliente antes de los aerorrefrigerantes donde se separaría la mayor parte de los compuestos pesados, reduciendo considerablemente el caudal y la temperatura de la corriente que entra al separador de alta presión.

De esta forma, la mejora que puede aportar el uso de agua subenfriada en el intercambiador 645-E-3 se vuelve bastante limitada. Además, el potencial aporte de calor residual para el generador analizado en el apartado 4.1.7 también se vería reducido, lo que hace que el empleo del ciclo en el proceso de separación de hidrógeno sea menos atractivo.

4.2.5. Sección de secado de gasoil

La sección de secado está diseñada para extraer el agua del gasoil desulfurado, su equipo principal es una columna de destilación que trabaja a vacío ya que una presión de operación reducida aumenta las volatilidades relativas de los compuestos y favorece la separación.

Los vapores que se extraen en la columna se condensan en tres intercambiadores de calor en serie y el condensado se acumula en un separador donde se vuelven a separan las fases gaseosa, orgánica y acuosa.

Se estudia la utilización de un ciclo de generación de frío para enfriar el agua de refrigeración suministrada al primer condensador (642-E-14), lo que permitiría bajar la presión de operación de la columna aumentando la calidad del producto de fondo.

En la figura 4.11 se muestra la imagen de la simulación del proceso de secado y en la tabla 4.9 se pueden ver los resultados obtenidos.

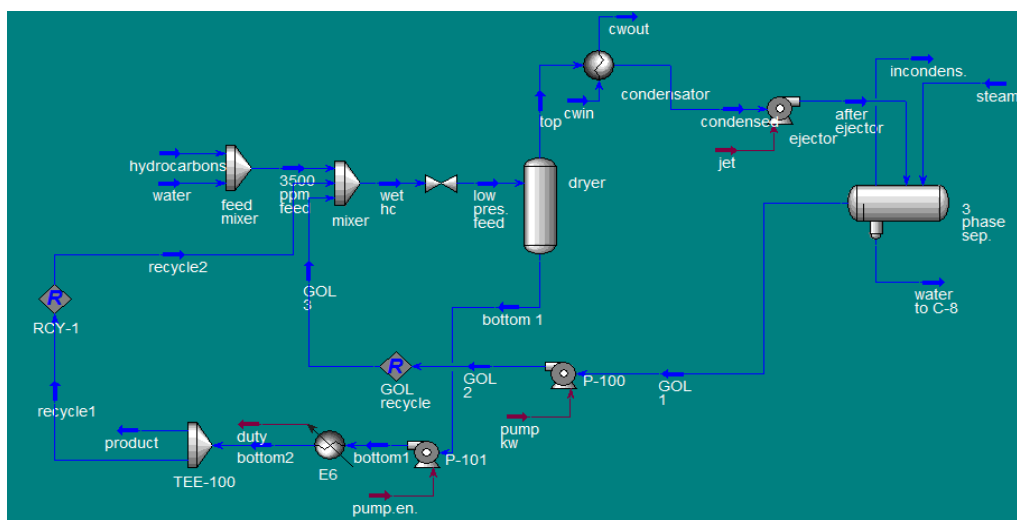


Figura 4.11. Imagen de la simulación del proceso de secado de gasoil.

Tabla 4.9. Resultados de la etapa de secado de gasoil.

	Unidad	Valor actual	Nuevo Valor
Presión de operación de la columna	kg/cm ² a	0.20	0.11
Corriente de cabeza	kg/h	1140	1689
Corriente de fondo	kg/h	12330	12330
Fracción molar de agua en la corriente de cabeza	-	0.012	0.006
Consumo de la bomba de reciclo	kW	0.42	0.73

Tal y como se puede observar en la tabla anterior la cantidad de agua en el gasoil disminuye un 50 % al bajar la presión de operación de la columna. Sin embargo, como actualmente el gasoil ya cumple con las especificaciones se estaría empleando el ciclo para proporcionar una mejora que no reflejaría beneficios económicos ya que se seguiría vendiendo un producto de mejor calidad al mismo precio. Adicionalmente, al bajar la presión de operación de la columna, la corriente de cabeza aumenta, lo que, consecuentemente, incrementa el caudal de reciclo y la potencia consumida por la bomba situada en esta línea.

4.3. Resultados

4.3.1. Fuentes de calor

Las características de cada fuente de calor analizada se presentan en la tabla 4.10, mientras que las ventajas y los inconvenientes esperados en su empleo se detallan en la tabla 4.11.

Tabla 4.10. Características de las fuentes de calor analizadas.

Fuente de calor	<i>Duty</i> (MW)	Temperatura inicial (°C)	Temperatura final (°C)	Estado físico	Caudal (T/h)
Humos de escape unidad 435	8.88	180	120	Gas	494
Humos de escape unidad 436	5.19	160	120	Gas	522
Corriente de GOLV	4.84	175	100	Líquido	104
Corriente de cabeza C-2001	1.89	102	95	Gas	586
Vapor de baja presión	6.40	155	148	Vapor	10.7
Condensado caliente planta de Benceno	3.00	155	100	Líquido	46.0
Corriente de fondo 642-C-13	2.70	130	100	Líquido	126
Corriente de entrada 645-C-3	4.65	149	100	Gas/ Líquido	141

Tabla 4.11. Ventajas e inconvenientes esperados en el empleo de cada fuente de calor.

Fuente de calor	Ventajas	Inconvenientes
Humos de escape de las estaciones de cogeneración	Se puede aprovechar energía térmica que actualmente se disipa al ambiente y se encuentra cerca de una posible aplicación (enfriamiento del aire de entrada a los compresores).	La configuración de las estaciones de cogeneración, en la cual la chimenea está incorporada al equipo principal, dificulta la instalación de un equipo de recuperación de calor.

Fuente de calor	Ventajas	Inconvenientes
Corriente de GOLV	Aunque esta corriente ya se encuentra integrada energéticamente en la unidad de destilación al vacío, se podría optimizar la integración utilizando parte del calor que actualmente se disipa a la atmosfera.	La cantidad de energía que puede aportar esta fuente de calor puede no ser suficiente para calentar el generador del ciclo dependiendo de la aplicación elegida, necesitando así otra fuente adicional de calor. Además, no se encuentra cerca de ningún posible punto de aplicación estudiado.
Corriente de cabeza de la columna fraccionadora	Se puede aprovechar energía térmica que actualmente se disipa a la atmosfera mediante la acción de los aerorrefrigerantes.	La temperatura de la corriente es baja y esto limita su potencial aporte de calor pues hay poco margen de enfriamiento.
Vapor de baja presión	Hay gran disponibilidad de esta corriente de servicio en la refinería, habiendo excedente prácticamente durante todo el año. Esto supone un bajo coste de operación y optimiza el uso de los recursos disponibles. Además es fácilmente accesible en diversos puntos del <i>site</i> .	Al tratarse de una corriente de servicios está sujeta a cambios en su disponibilidad en función de la demanda presentada por las plantas de procesos.
Corriente de fondo de la columna de secado de gasoil	Se puede aprovechar parte del calor disipado actualmente en los aerorrefrigerantes, reduciendo también el consumo eléctrico de los ventiladores. Además, esta corriente se encuentra cerca de una posible aplicación del ciclo (enfriar CWS para 642-E-14), lo que facilitaría la integración en planta.	Sólo se puede aprovechar la parte del calor residual que está disponible a mayor temperatura y sigue siendo necesario el uso de aerorrefrigerantes para enfriar la corriente hasta la temperatura deseada de 58°C.

Fuente de calor	Ventajas	Inconvenientes
Corriente de entrada al separador de alta presión – separación de hidrógeno	Esta corriente presenta un importante potencial calorífico en forma de calor residual. De la misma forma que en el caso anterior se puede usar parte del calor disipado actualmente en aerorrefrigerantes, lo que reduce el consumo eléctrico de los ventiladores. Igualmente, esta corriente se sitúa cerca de una posible aplicación (enfriar CWS para el 645-E-3), presentando una buena oportunidad de integración del ciclo.	También como en el caso anterior, sólo se puede aprovechar parte del calor residual disponible, que se encuentra a mayor temperatura, y es necesario continuar empleando aerorrefrigerantes para enfriar la corriente hasta la temperatura deseada de 49°C. Adicionalmente, se ha confirmado que la modificación estudiada por el departamento de Procesos se implementará en la próxima parada programada.
Condensado caliente planta de Benceno	Hay una gran cantidad de condensado que actualmente se atempera por alta temperatura.	Esta corriente no está situada cerca de ningún posible punto de aplicación estudiado, lo que incrementa las modificaciones necesarias para la instalación del equipo de frío.

4.3.2. Puntos de aplicación

Conociendo las condiciones de operación normal de los equipos y los cambios que se desean realizar es posible determinar los parámetros del ciclo de refrigeración necesario para cada aplicación. Para una primera estimación de los requerimientos energéticos del ciclo se considera el vapor de baja presión como la fuente de calor común para todos los casos.

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 4.12, mientras que en la tabla 4.13 se detallan las ventajas y los inconvenientes esperados al emplear el ciclo en cada caso.

Tabla 4.12. Características del ciclo de refrigeración - condensadores en la extracción de las turbinas de vapor.

	Unidad	E-8201	E-8202	E-8206	E-52
Turbina	-	KT-2401	KT-4001	KT-4101	KT-02
<i>Duty</i>	MW	27.0	13.2	22.5	5.3
Temperatura actual CWS	°C	37.5	25.7	37.5	23.3
Temperatura estimada CWS	°C	32.5	20.7	32.5	18.3
Agua de refrigeración requerida	m ³ /h	4486	1808	3790	897
Vapor de baja presión requerido	T/h	60.1	31.0	51.4	12.2
Ahorro de vapor estimado	T/h	2.66	1.04	2.14	0.68
Tipo de vapor ahorrado	-	SHH	SHH	SH	SH
Ahorro económico estimado	€/año	711,554	274,682	316,634	58,937
Beneficio específico estimado	€/MW de frío	26,354	20,809	14,073	11,120

Tabla 4.12. Características del ciclo de refrigeración – continuación - intercambiadores de calor.

	Unidad	E-5602	E-3	E-14
<i>Duty</i>	MW	12.9	0.17	0.28
Temperatura actual CWS	°C	27.1	23.3	23.3
Temperatura estimada CWS	°C	23.1	18.3	18.3
Agua de refrigeración requerida	m ³ /h	2158	36	57
Vapor de baja presión requerido	T/h	29.0	0.41	0.66
Aumento estimado en los beneficios	€/año	2,219,734	-	-
Beneficio específico estimado	€/MW de frío	172,072	-	-

Tabla 4.12. Características del ciclo de refrigeración – continuación - unidades de cogeneración.

	Unidad	I	II
<i>Duty</i>	MW	1.35	1.56
Temperatura actual CWS	°C	11.0	11.0
Temperatura estimada CWS	°C	6.0	6.0
Agua de refrigeración requerida	m ³ /h	351	405
Vapor de baja presión requerido	T/h	3.2	3.8
Incremento estimado en la potencia generada	MW/año	10087	10571
Incremento estimado en los ingresos por venta de electricidad	€/año	638,507	669,144
Beneficio específico estimado	€/MW de frío	472,968	428,938

Tabla 4.13. Ventajas e inconvenientes esperados.

Aplicación	Ventajas	Inconvenientes
Condensador 661-E-8201 de la turbina 661-KT-2401	Presenta un gran ahorro económico.	El caudal de agua de refrigeración requerido por el ciclo es muy elevado, lo que hace que sea necesaria una ampliación de las torres. El caudal de SL necesario es también bastante elevado, pudiendo tener problemas de suministro.
Condensador 661-E-8202 de la turbina 661-KT-4001	La aplicación en este punto puede presentar un importante ahorro económico y no requiere grandes corrientes de servicios.	En base a las condiciones de diseño del condensador y de la turbina, se percibe una diferencia importante entre estas y las condiciones de operación, lo que indica que el desempeño de la turbina no está limitado únicamente por la temperatura de CWS. En este caso, el empleo del ciclo no puede asegurar una mejora efectiva ya que intervienen otras circunstancias de operación que no se han contemplado en este estudio.
Condensador 661-E-8206 del a turbina 661-KT-4101	El ahorro de vapor alimentado a la turbina es bastante elevado.	Como en el caso del E-8201, el caudal de agua de refrigeración requerido por el ciclo es muy elevado. La cantidad de SL necesaria es también bastante alta, lo que puede ser problemático en épocas del año en las cuales no hay tanto excedente.

Aplicación	Ventajas	Inconvenientes
Condensador 655-E-52 de la turbina 665-KT-02	Se reduciría el consumo de vapor alimentado a la turbina, disminuyendo los costes de operación.	La turbina 655-KT-02 ya opera en condiciones muy cercanas a las de diseño, de modo que la optimización que se podría conseguir en el caso es limitada.
Condensador 661-E-5602 del <i>Splitter de C3</i>	Sería posible disminuir la presión de operación de la columna, mejorando la separación entre los compuestos y disminuyendo la cantidad de propileno que se degrada por el fondo del equipo. Esto se traduce en un aumento de ingresos debido al elevado precio diferencial propileno-propano.	El ciclo de refrigeración necesario presenta un <i>duty</i> alto y requiere corrientes de CWS y de SL bastante elevados. Sería necesario ampliar la torre de refrigeración de Olefinas y en ciertos periodos del año haría falta laminar vapor de más alta presión para destinarlo a calentar el generador. Estos requerimientos aumentan los costes de inversión.
Intercambiador 645-E-3 en la unidad de separación de hidrógeno	Aumentaría la pureza en hidrógeno de la corriente de recirculación a los hornos, reduciendo así el aporte de hidrógeno fresco necesario al proceso y los costes de materias primas.	La modificación que se plantea para el proceso de separación a realizar en la próxima parada programada hace que sea menos apreciable el efecto del agua subenfriada. Además, no ha sido posible cuantificar los beneficios económicos de esta aplicación.
Condensador 642-E-14 de la columna de secado de gasoil de vacío	Haría posible bajar la presión de operación de la columna de secado de gasoil, aumentando la calidad del producto.	Al bajar la presión de trabajo de la columna también aumenta la corriente de cabeza, incrementado el caudal de la corriente de reciclo y el consumo de bomba ubicada en esta línea. El aumento de la calidad del producto no conlleva un incremento de los ingresos por la venta de gasoil.

Aplicación	Ventajas	Inconvenientes
Cogeneración I (Unidad 435)	Aumentaría la potencia generada en las estaciones de cogeneración, lo que supone un incremento en los ingresos por venta de electricidad.	El equipo de refrigeración no sería necesario en ciertos periodos del año, dado que en las estaciones frías la temperatura del aire ya es igual o inferior a la deseada. Esta aplicación también supone la instalación de intercambiadores de calor para el enfriamiento del aire. Además, la electricidad presenta un precio de mercado bastante variable lo que dificulta la cuantificación exacta de los beneficios potenciales.
Cogeneración II (Unidad 436)		

4.4. Elección de la mejor alternativa de integración

Teniendo en cuenta las ventajas y los inconvenientes esperados en el empleo de cada fuente de calor, se concluye que el vapor de baja presión y los humos de escape de las cogeneraciones son las mejores opciones entre las fuentes de calor residual analizadas.

Aunque la refinería no sea excedente en SL todo el año, este servicio presenta una gran disponibilidad y es fácilmente accesible en diversos puntos del complejo industrial. Por otro lado, como la mayor parte del excedente se utiliza en la inducción de la turbina 661-KT-4101 su uso podría implicar un aumento de gastos por el consumo adicional de vapor de alta presión para mantener la potencia generada constante.

Por otro lado, los humos de escape pueden aportar calor al ciclo sin causar perturbaciones en ningún otro proceso, presentando como mayor inconveniente la configuración de la unidad, lo que se podría solucionar incorporando un paquete de tubos adicional antes de la chimenea o utilizando los últimos tubos ya existentes (los más fríos) para proporcionar calor al generador.

En cuanto al punto de aplicación óptimo, es posible afirmar que las aplicaciones que más potencial presentan son los condensadores de las turbinas de Olefinas, los enfriadores de aire para las cogeneraciones y el condensador del *Splitter* de C3 (661-E-5602).

En el caso los condensadores de las turbinas, se puede obtener una disminución importante del vapor utilizado y con esto un ahorro económico significativo. En lo que se refiere a la utilización del ciclo para enfriar el agua suministrada al condensador 661-E-5602 presenta un elevado potencial económico debido al alto precio diferencial propileno-propano. No obstante, las elevadas demandas de servicios auxiliares hacen estas opciones poco factibles ya que conllevarían modificaciones importantes tanto en las torres y como en los circuitos de agua de refrigeración.

El empleo del ciclo para enfriar el aire en las cogeneraciones, a su vez, puede suponer un importante incremento de ingresos utilizando un ciclo de potencia moderada y sin grandes requerimientos de servicios auxiliares. Con todo, es necesario valorar la inversión extra en intercambiadores de calor para enfriar el aire, el marco legislativo de la producción eléctrica y el tiempo de retorno de la inversión ya que la inestabilidad del mercado eléctrico hace que sean desaconsejables inversiones con tiempo de retorno elevado.

En conclusión, teniendo en cuenta tanto los aspectos técnicos como los económicos se decide que la mejor opción para la integración del ciclo de refrigeración por absorción es el enfriamiento de aire para las estaciones de cogeneración utilizando el calor residual de los humos de escape o el excedente de vapor de baja presión como fuente de calor. Estas dos opciones se estudiarán más detenidamente en el apartado de diseño de equipos.

5. INTEGRACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

5.1. Sistemas de cogeneración

Un sistema de cogeneración consiste en la generación simultánea de energía eléctrica y energía calorífica aprovechable. Este sistema se compone por una turbina de gas con su alternador y una caldera de recuperación de calor de los gases de escape de la turbina. Estos equipos están directamente conectados mediante el conducto de gases de escape.

La turbina de gas tiene la función de producir energía eléctrica, a través del alternador que acciona, y ceder a la caldera los gases de escape a alta temperatura. La caldera de recuperación de calor, a su vez, produce vapor de muy alta, alta y/o media presión con el calor liberado por los gases procedentes de la turbina.

Se utiliza gas natural para la combustión dado que es un combustible más limpio pero también puede funcionar con gasoil.

En la figura 5.1 se presenta un esquema de una unidad de cogeneración.

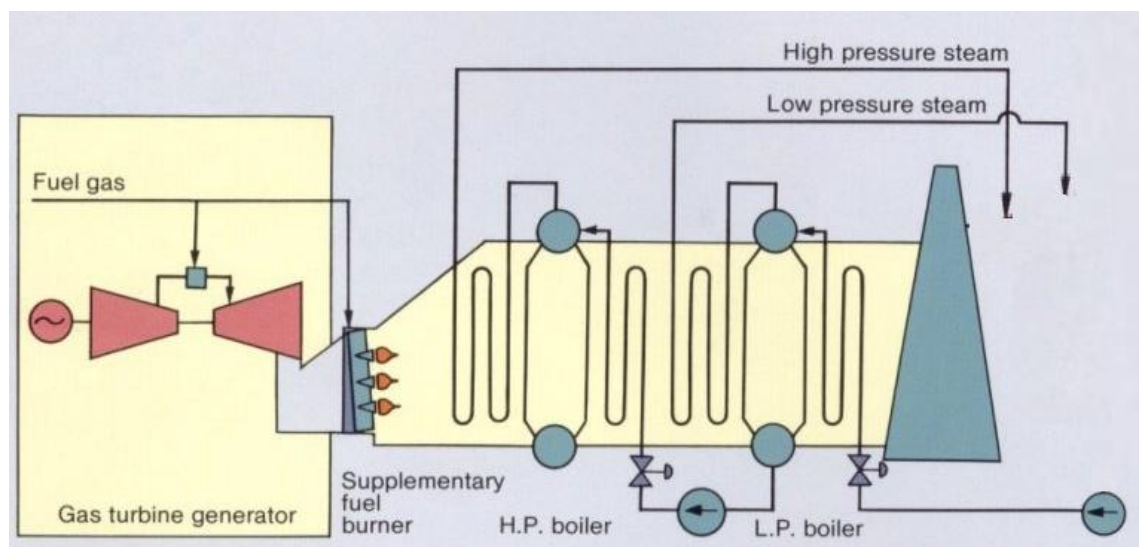


Figura 5.1. Esquema de una unidad de cogeneración⁸.

⁸ <http://savoipower.com/cogeneracion.html>. Consultada el 12/04/2016 a las 12:27.

5.1.1. Rentabilidad de las plantas de cogeneración

La rentabilidad de las plantas de cogeneración depende fundamentalmente de dos factores:

- El aprovechamiento térmico de la instalación, es decir, si la instalación industrial a la cual está asociada es capaz de utilizar de forma eficaz toda la energía térmica que se produce en la recuperación de calor.
- El escenario de precios fluctuante de la energía eléctrica.

Actualmente los complementos retributivos a la producción eléctrica están regulados por el RD 413/2014⁹, el cual exige que las plantas de cogeneración que disponen de primas sean de alta eficiencia. Estas plantas deben presentar un rendimiento eléctrico equivalente (R_{EE}) superior al 59%, el cual se determina mediante la siguiente fórmula¹⁰.

$$R_{EE} = \frac{\text{Electricidad generada}}{\text{Combustible consumido} - \frac{\text{Calor útil generado}}{\text{Valor de referencia}}} \quad (5.1)$$

En este escenario la integración de una máquina de frío a la unidad supone un desarrollo del sistema de cogeneración ya que el aprovechamiento de calor residual para la producción de frío puede hasta hacer rentables plantas que con el aprovechamiento de energía eléctrica y calor útil no lo son¹¹.

Las plantas de cogeneración que integran sistemas de producción de frío a partir de la utilización de calor residual también se conocen como plantas de trigeneración.

⁹ https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2014-6123. Consultada el 02/05/2016 a las 12:49.

¹⁰ http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_guia_calculo_calor_util_hchp-echp-pes_c24e48c1. Consultada el 05/05/16 a las 9:32.

¹¹ García Garrido, Santiago; Fraile Chico, Diego. *Cogeneración: diseño, operación y mantenimiento de plantas*. Díaz Santos, 2008, Madrid.

5.1.2. Datos de operación de las unidades de cogeneración

El complejo de Repsol Petróleo en Tarragona cuenta con dos unidades de cogeneración que generan electricidad y vapor de proceso para las plantas de la refinería y de Olefinas. A continuación se presentan sus datos de operación.

Tabla 5.1. Datos de operación de las unidades de cogeneración (promedios 2014-2015).

	Unidad	Cogeneración I	Cogeneración II
Consumo de gas natural	T/h	9.1	10.6
Consumo de aire	T/h	484.4	510.8
Producción de electricidad	MWh	35.3	37.6
Producción de SHH	T/h	-	93.3
Producción de SH	T/h	87.4	-
Producción de SM	T/h	4.9	3.5

En base a las condiciones de operación actuales es más interesante económicamente emplear el ciclo de refrigeración en la Cogeneración II pues si por circunstancias externas hay que disminuir la producción de electricidad y/o de vapor se baja primeramente la carga en la unidad I ya que la II suministra vapor de muy alta presión para el craqueo térmico que se lleva a cabo en la planta de Olefinas y por esto presenta un servicio más estable.

5.1.3. Determinación de la potencia frigorífica adecuada

Como se ha explicado anteriormente la potencia y el rendimiento de una estación de cogeneración dependen fuertemente de las condiciones ambientales y por este motivo es importante determinar la potencia frigorífica que debe tener el ciclo de refrigeración empleado para mantener constante la temperatura del aire en la admisión del compresor a lo largo del año.

Primeramente se fija una temperatura de entrada al compresor de 10°C (temperatura óptima según el fabricante de la turbina de gas⁶). Los cálculos se realizan teniendo en cuenta la

humedad relativa en Tarragona la cual tiene un valor promedio del 70%¹². En la tabla 5.2 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 5.2. Potencia frigorífica necesaria para suministrar aire a 10°C al compresor.

	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura tras el enfriamiento evaporativo (°C)	Potencia frigorífica necesaria (MW)
Enero	11.1	9.9	-
Febrero	11.2	9.3	-
Marzo	13.8	11.4	0.38
Abril	16.4	14.0	1.23
Mayo	19.5	16.2	2.23
Junio	23.4	19.8	3.63
Julio	26.2	22.3	4.53
Agosto	25.3	22.6	4.23
Septiembre	22.6	20.4	3.45
Octubre	19.4	17.2	2.37
Noviembre	15.4	14.5	0.92
Diciembre	11.6	10.9	0.13

Considerando los resultados obtenidos se plantea inicialmente la utilización de un ciclo de 4.55 MW de potencia frigorífica para que trabaje a carga total en los meses más calurosos del año y a carga parcial en los demás, siendo que de diciembre a marzo podría estar parado ya que la potencia requerida en este periodo es bastante reducida y probablemente no llegaría a justificar los costes de operación.

Sin embargo, los factores limitantes en la integración de un ciclo de refrigeración por absorción vienen a ser las corrientes de servicios que éste requiere, es decir, las fuentes de calor y de refrigeración. En este caso, la potencia máxima del ciclo se fija principalmente en base al caudal de agua de refrigeración que puede suministrar la torre existente sin que esto afecte su funcionamiento hidráulico y térmico.

Según datos de proceso¹³ circula por la torre existente un caudal medio de 3000 m³/h de agua de refrigeración, la cual presenta un salto térmico de aproximadamente 8°C. Se considera que

¹² Humedad relativa del aire –, <http://www.ine.es/inebaseweb>. Consultada el 12/04/2016 a las 11:00.

¹³ MAPRO Repsol. Datos básicos de diseño y especificaciones del circuito de Cogeneraciones.

es posible emplear un 20% de este caudal para enfriar el ciclo de absorción tras su utilización en planta sin que esto cause perturbaciones en la torre. De esta manera, se dispone de un caudal de agua de refrigeración de 600 m³/h, el cual, considerando un incremento de temperatura también de 8°C para garantizar una temperatura adecuada en el condensador del ciclo, es capaz de refrigerar eficazmente un ciclo de 2.25 MW de potencia.

En la tabla 5.3 se presentan los resultados que se obtendrían al utilizar el ciclo de 2.25 MW de potencia a lo largo del año.

Tabla 5.3. Temperatura del aire en la admisión del compresor utilizando un ciclo de 2.25MW de potencia frigorífica.

	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura tras el enfriamiento evaporativo (°C)	Temperatura en la admisión del compresor (°C)	Potencia frigorífica necesaria (MW)
Enero	11.1	9.9	9.9	-
Febrero	11.2	9.3	9.3	-
Marzo	13.8	11.4	10.0	0.38
Abril	16.4	14.0	10.0	1.23
Mayo	19.5	16.2	10.0	2.23
Junio	23.4	19.8	14.1	2.23
Julio	26.2	22.3	16.4	2.24
Agosto	25.3	22.6	16.0	2.24
Septiembre	22.6	20.4	13.7	2.24
Octubre	19.4	17.2	10.4	2.24
Noviembre	15.4	14.5	10.0	0.92
Diciembre	11.6	10.9	10.0	0.13

Como se puede observar en la tabla anterior un ciclo de 2.25 MW de potencia frigorífica es una buena opción pues trabajaría de mayo a octubre a carga total y en marzo y en noviembre utilizando, respectivamente, el 55% y el 41% de su capacidad. Se considera que de diciembre a marzo el ciclo permanecería parado visto que las temperaturas tras el enfriamiento evaporativo ya son muy cercanas o hasta inferiores a la temperatura objetivo de 10°C.

5.2. Integración del sistema de refrigeración por absorción en la Cogeneración II

Inicialmente se considera que la integración del ciclo de refrigeración por absorción sería más eficaz enfriando el aire de admisión al compresor en el evaporador del ciclo y utilizando los gases de escape como fluido calefactor directamente en el generador del mismo.

No obstante, debido a las bajas presiones de operación del ciclo es inviable su conexión directa a la Cogeneración II dado que el espacio físico disponible no es suficiente para instalar las estructuras necesarias. Se ha determinado que la tubuladura de salida del evaporador tendría que presentar dimensiones muy elevadas para permitir una velocidad admisible del vapor generado y, en consecuencia, minimizar las pérdidas de carga de la corriente. De este modo se decide enfriar agua desmineralizada y con esta enfriar el aire antes de su entrada al compresor. El agua subenfriada circulará por un circuito cerrado para garantizar su adecuado enfriamiento en el equipo de absorción.

En cuanto a la fuente de calor, como se ha comprobado que no hay espacio disponible para instalar un nuevo banco de tubos¹⁴, se estudian las siguientes posibilidades:

- Utilizar los tubos existentes para llevar a cabo la transferencia de calor necesaria en el generador.
- Dirigir los gases de escape a un equipo de recuperación de calor residual en el cual se puede producir vapor de agua para accionar el generador.

¹⁴ Informe técnico Repsol: Caldera de recuperación de calor 436F-1. 2013.

6. BASES PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

6.1. Bases de diseño

6.1.1. Especificaciones del aire de entrada

Considerando que se condiciona el aire ambiente para emplearlo en la combustión del gas natural en la turbina no se pueden fijar sus especificaciones. Sin embargo, para efectos de los cálculos realizados se ha tenido en cuenta la temperatura ambiente media en cada mes del año en base a los datos de los años 2014 y 2015.

Igualmente, aunque se sabe que la humedad relativa también cambia a lo largo del año en función de la temperatura ambiente se le asigna un valor promedio del 70% de acuerdo con datos bibliográficos de climatología¹².

6.1.2. Capacidad, flexibilidad operativa y factor de servicio

La capacidad frigorífica del ciclo de absorción se establece en base a la necesidad de refrigeración presentada por la corriente de entrada de aire al compresor. De este modo, la capacidad del ciclo es variable y el sistema se debe adaptar a estas circunstancias, pudiendo trabajar tanto a carga total como a carga parcial, siempre que los beneficios obtenidos operativa y/o económicamente justifiquen los costes de operación. La potencia nominal del ciclo de refrigeración por absorción dimensionado es de 2.25 MW.

El factor operativo normal es de 8000 h/año pero se prevé que este valor se vea reducido a 5334 h/año debido a las bajas temperaturas registradas en los meses de invierno.

6.1.3. Especificaciones del aire de salida

A principio, se estipula una temperatura de salida del aire del sistema de enfriamiento de 10°C. No obstante, dada las limitaciones presentadas por el circuito de agua de refrigeración, la temperatura de salida del aire debe ser igual a la mínima alcanzada tras el enfriamiento con agua subenfriada considerando que el ciclo opera a carga total, estas temperaturas se detallan en la tabla 5.3.

También se considera que el aire llega al compresor en condiciones de saturación pues tras el enfriamiento evaporativo y el posterior enfriamiento con agua procedente del ciclo de frío parte del agua presente en la corriente de aire se condensa.

6.1.4. Normas de diseño a aplicar

- Calderines y bancos de vapor: Código ASME Sección I.
- Intercambiadores de calor de carcasa y tubos: normativa TEMA y código ASME Sección VIII División I.
- Tuberías: código ASME B31.3 *Process Piping* o ASME B31.3.
- Bombas centrífugas: norma API 620.
- Instrumentación: normas IEC e ISA.
- Sistemas, equipos y materiales eléctricos: el diseño debe cumplir los estándares IEC.

6.2. Datos básicos para el desarrollo de la ingeniería

6.2.1. Datos de emplazamiento

El complejo industrial de Repsol Petróleo en la comarca de Tarragona se sitúa entre los municipios de La Pobla de Mafumet y La Canonja y cerca de los municipios de Perafort y Constantí como se muestra en la figura a continuación.

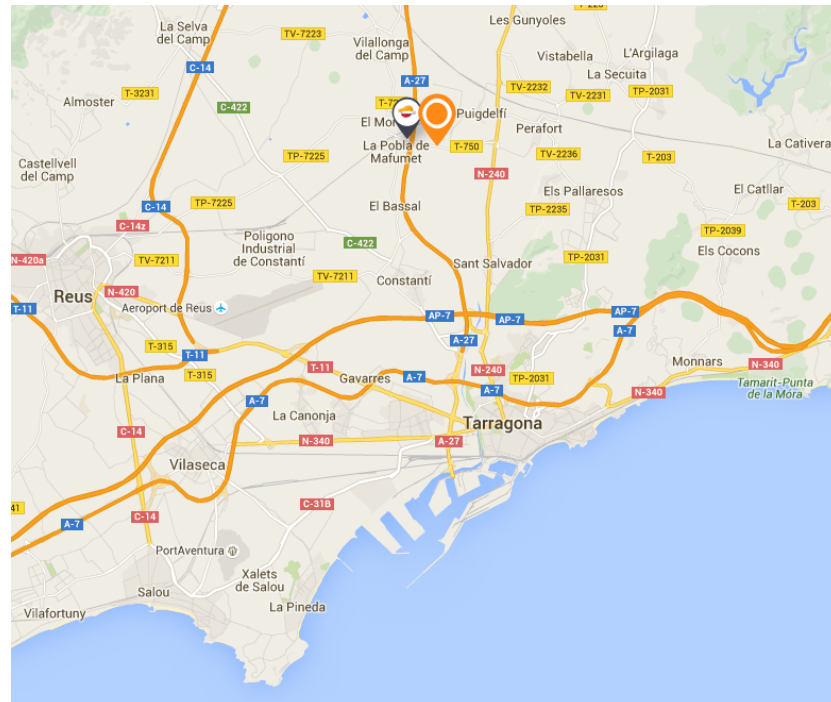


Figura 6.1. Localización del *site* de Repsol Petróleo en Tarragona.

En la figura 6.2 se muestra una foto aérea de la planta de Cogeneración II con la posible ubicación del sistema de frío marcada en rojo.



Figura 6.2. Foto aérea de la planta de cogeneración II con la posible ubicación del ciclo de refrigeración por absorción¹⁵.

¹⁵<https://www.google.es/maps/place/43140+La+Pobla+de+Mafumet,+Tarragona/@41.1717293,1.219173,330>. Consultada el 04/04/2016 a las 11:50.

6.2.1.1 Elevación, estructura del terreno y datos sísmicos

La comarca del Tarragonés se sitúa en el tercio meridional de la costa catalana y tiene una superficie de 318.9 km², su perímetro recorre aproximadamente 168.2 km.

En cuanto a la geografía, la comarca presenta una gradación orográfica suave desde las montañas de la cordillera litoral al nordeste, pasando por la plana central y litoral hasta la franja litoral conocida como Costa Dorada.

La zona se caracteriza por una baja actividad sísmica según lo caracterizado por la Generalitat de Cataluña en el mapa que se presenta en la figura 6.3.

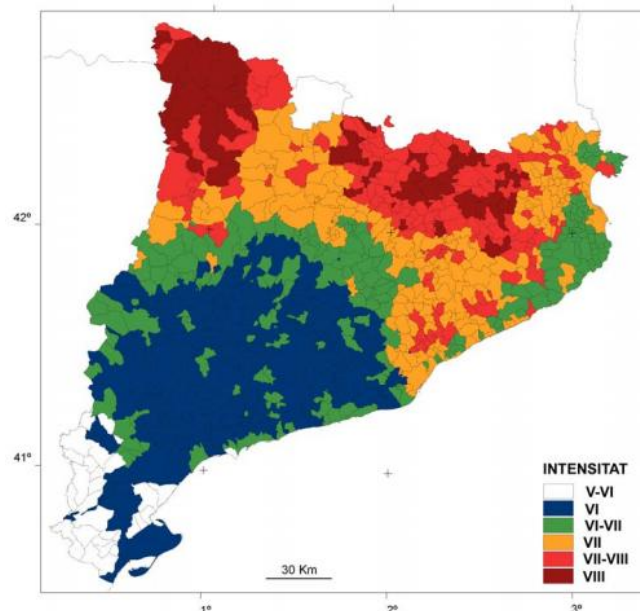


Figura 6.3. Mapa de zonas sísmicas en Cataluña¹⁶.

6.2.1.2 Datos climáticos y pluviométricos

El clima de la comarca del Tarragonés es mediterráneo litoral sud y la distribución de las precipitaciones es irregular con un total anual escaso. La estación más lluviosa es el otoño y la menos lluviosa es el verano en el sud del *cap* de Salou y el invierno en el norte. El periodo

¹⁶http://interior.gencat.cat/web/.content/home/030_arees_dactuacio/proteccio_civil/plans_de_proteccio_civil/plans_de_proteccio_civil_a_catalunya/. Consultada el 04/04/2016 a las 11:30.

árido se encuentra principalmente en los meses de junio y julio pero también durante el mes de febrero. En general, el régimen térmico de la provincia se caracteriza por tener veranos calurosos e inviernos moderados.

En la figura a continuación se muestran las tendencias de lluvias y de temperatura a lo largo del año en la comarca del Tarragonés.

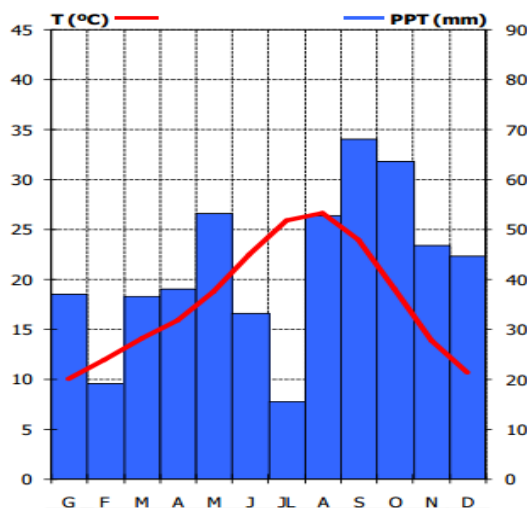


Figura 6.4. Datos de temperatura y precipitaciones medias en la comarca del Tarragonés¹⁷.

6.2.2. Características de los servicios disponibles

6.2.2.1 *Sistemas de vapor y condensado*

La refinería dispone de una red de vapor con 4 niveles principales de presión, los cuales se presentan en la tabla 6.1.

Tabla 6.1. Características de los diferentes tipos de vapor utilizados en la refinería.

Tipos de vapor	Presión [$\text{kg}/\text{cm}^2\text{g}$]	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
Vapor de muy alta presión (SHH)	110	500
Vapor de alta presión (SH)	40	390
Vapor de media presión (SM)	16	250
Vapor de baja presión (SL)	5.0	150

¹⁷ <http://static-m.meteo.cat/wordpressweb/wp-content/uploads/2014/11/13083422/Tarragones.pdf>. Consultada el 04/04/2016 a las 11:20.

Normalmente se usa el calor latente que aporta el vapor al cambiar de fase en proceso o la energía que tienen para producir potencia en turbocompresores. Una vez se ha empleado el vapor en planta se recoge el condensado para volver a utilizarlo con agua de entrada a las calderas de producción de vapor.

6.2.2.2 Agua de refrigeración

En la refinería hay tres conjuntos de torres de agua de refrigeración: una para la planta de Olefinas, una para la refinería y la tercera para las plantas de cogeneración. Las características de cada torre se detallan en la tabla a continuación.

Tabla 6.2. Característica de las torres de refrigeración (promedios 2014-2015).

Torre de refrigeración	Caudal circulante [m ³ /h]	Temperatura CWS [°C]	Temperatura CWR [°C]
Olefinas	27000	26.8	38.6
Refinería	3000	23.3	29.3
Cogeneración	3000	22.1	29.2

6.2.2.3 Sistema de aire

La unidad de aire tiene como objetivo condicionar el aire utilizado tanto en proceso como en instrumentación. El tratamiento que se da al aire depende de su finalidad, dividiéndose en dos grupos: aire de planta, se filtra y se comprime el aire ambiente, y aire de instrumento, el cual pasa por una etapa de secado tras la etapa de compresión ya que el aire utilizado en los elementos de control debe encontrarse libre de humedad.

6.2.2.4 Sistema de nitrógeno

El nitrógeno usado en la refinería proviene de la planta de *Messer* y se alimenta a través de una línea con una estación de regulación y medida a una presión de 7 kg/cm²g.

6.2.2.5 *Energía eléctrica*

En la tabla a continuación se presentan las características principales del suministro eléctrico.

Tabla 6.3. Características del suministro eléctrico.

Servicio	Rango de potencia (kW)		Voltaje	Fase	Frecuencia (Hz)
	De	A			
Motors	0	7.5	380	3	50
	7.5	149.1	500	3	50
	149.1 o más		6000	3	50
Instrumentos	-		-	1	50

6.2.3. Precios

En la tabla 6.4 se presentan los precios utilizados como base para valorar el potencial beneficio o ahorro presentado por cada alternativa de aplicación. Posteriormente estos mismos valores se usan para la evaluación económica de la inversión.

Tabla 6.4. Precios.

	Unidad	Valor
Vapor de muy alta presión	€/T	36.60
Vapor de alta presión	€/T	26.40
Vapor de media presión	€/T	20.7
Vapor de baja presión	€/T	15.8
Condensado caliente	€/T	3.20
Agua de refrigeración	€/m ³	0.04
Agua desmineralizada	€/m ³	1.35
Energía eléctrica	€/kwh	0.08
Aire de instrumentación	€/Nm ³	0.02
Sistema de nitrógeno	€/Nm ³	0.07
Precio diferencial propileno/propano	€/T	560.00
Electricidad generada en la cogeneración	€/MW	63.30

7. DESARROLLO DE LA INGENIERÍA BÁSICA

7.1. Simulación del proceso

En base a la modelización desarrollada en el anexo A.I se ha realizado la simulación del ciclo de refrigeración por absorción en el programa *Aspen Plus*.

El primer paso ha consistido en elegir el modelo termodinámico adecuado para reproducir el comportamiento del par de trabajo, el cual forma una disolución electrolítica fuertemente no ideal debido a la presencia de especies cargadas. Por esto se ha utilizado el método ELECRTL¹⁸, el cual se basa en el modelo de coeficientes de actividad NRTL y relaciona los coeficientes de cada compuesto con su fracción molar en la mezcla en fase líquida, mientras que el modelo *Redlich-Kwong-EOS* se ha empleado para la fase vapor compuesta únicamente por agua.

La imagen de la simulación se presenta en la figura 7.1.

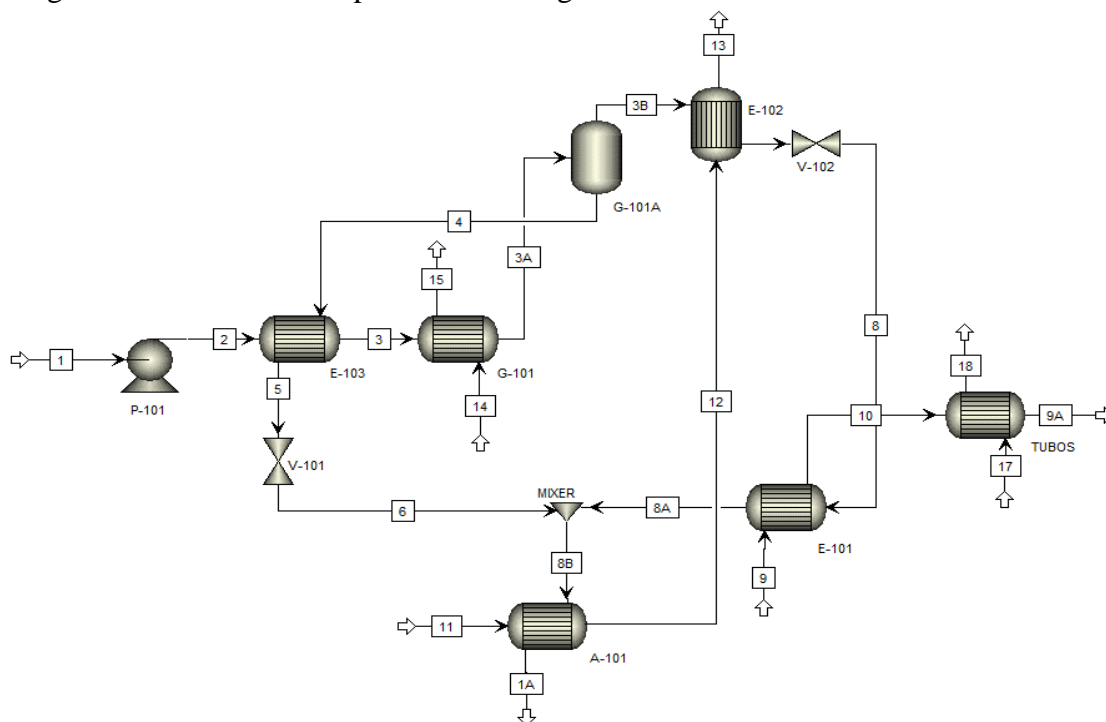


Figura 7.1. Imagen de la simulación del ciclo de refrigeración por absorción.

¹⁸ [https:// Benefits% 20of% 20Multi-Solvent% 20NRTL% 20Models% 20in% 20Aspen% 20Plus](https://www.benefits20of20multi-solvent20nrtl%20models%20in%20aspen%20plus). Consultada el 10/02/16 a las 18:24.

Como se puede observar en la figura anterior el ciclo se compone de diversos intercambiadores de calor y aunque el sistema consiste en un ciclo cerrado, en la simulación ha sido necesario tratarlo como un sistema abierto dado que el modo de cálculo del programa es secuencial. Se ha comprobado que coincidieran las corrientes de entrada a la bomba y salida del absorbedor.

Una adaptación importante que se ha llevado a cabo es la modelización del generador. Para poder separar el vapor generador en este equipo se ha tenido que descomponerlo en 2 bloques, uno en que se genera el vapor y otro en el cual éste se separa de la fase líquida, es decir, un intercambiador de calor y un separador flash que operan a la misma presión y temperatura.

También ha sido necesario utilizar un *mixer* para unir las corrientes procedentes del evaporador y del intercambiador de calor intermedio ya que el programa no permite más de una corriente de entrada a la carcasa de un intercambiador.

Finalmente, los resultados obtenidos en los balances de materia y de energía realizados con *Aspen Plus* se presentan en el diagrama PFD (apartado 7.3.1).

7.2. Diseño básico

7.2.1. Recuperación del calor residual de los gases de escape

7.2.1.1 Último banco de tubos de la caldera de recuperación de calor

El último banco de tubos de la caldera de recuperación de calor de la unidad de Cogeneración II dispone de dos filas con 10 tubos aleteados cada una. Los tubos presentan una longitud de 12 metros y una superficie de intercambio total de aproximadamente 520 m². Este banco de tubos se utiliza como economizador del circuito de vapor de media presión precalentando el *boiling feed water* (BFWH) que se dirige al calderín.

En base a los caudales normales de operación y en las temperaturas registradas del agua y de los humos de escape se ha podido determinar que actualmente tiene lugar el intercambio promedio de 324 kW en este banco de tubos, lo que equivale a aproximadamente el 10% de la demanda energética del generador.

Considerando que no se puede ampliar el área de intercambio por falta de espacio ni tampoco el gradiente de temperatura disponible se asume que el último banco de tubos no es apropiado para ser utilizado como generador del ciclo de refrigeración por absorción y se procede a realizar el diseño de un posible equipo auxiliar de recuperación de calor.

7.2.1.2 Equipo auxiliar de recuperación de calor

Primeramente es necesario dirigir los humos de escape al equipo de recuperación y para esto se debe bloquear el paso de los gases a la chimenea tras intercambiar calor en el último banco de tubos.

A continuación, teniendo en cuenta el área de paso de la caldera de recuperación de calor y el caudal de gases, se calcula el número y las dimensiones de las tuberías necesarias para llevar los gases calientes al generador de vapor provocando una pérdida de carga admisible, la cual se ha fijado en 0.2 kg/cm^2 .

Se ha ideado el equipo de recuperación de calor como un banco de tubos verticales aleteados en los cuales los gases pasan por el exterior de los tubos y el agua por su interior. El agua entra por el extremo inferior de los tubos y se calienta hasta salir por la parte superior con una fracción de vapor de 0.20, entonces se dirige a un depósito donde se separa el agua saturada del vapor saturado.

Tras realizar los cálculos detallados en el anexo A.IV se obtienen los resultados presentados en la tabla 7.1.

Tabla 7.1. Características del sistema de recuperación de calor.

	Unidad	Valor
Área de paso a bloquear entre la caldera y la chimenea	m ²	48
Número de tubuladuras de salida	-	3
Diámetro de las tubuladuras de salida	in	24
Pérdida de carga en el cambio de sección	kg/cm ²	0.20
Calor intercambiado	MW	3.49
Eficiencia del intercambiador de calor	-	0.85
Caudal de vapor producido	T/h	5.70
Número de tubos	-	816
Longitud de los tubos	m	3.0
Longitud del banco de tubos	m	3.8
Anchura del banco de tubos	m	2.7
h_i	W/m ² .°C	1150
h_o	W/m ² .°C	145
Eficiencia de las aletas	%	52.8
U	W/m ² .°C	35.4
Salto térmico	°C	19.1
Área necesaria	m ²	5161
Pérdida de carga del agua	kg/cm ²	0.02
Pérdida de carga de los gases	kg/cm ²	0.06

Tal y como se puede observar en la tabla anterior el equipo de recuperación de calor presenta grandes dimensiones, lo que implicaría un coste elevado. Además esta modificación presenta un aspecto muy delicado que es el bloqueo de los gases a la chimenea. El corte de paso se tendría que hacer con una válvula tajadera de grandes dimensiones para que se pudiera volver a abrir en los periodos del año en los cuales la unidad de refrigeración no estuviera en marcha.

También es necesario tener en cuenta que el espacio existente entre el último banco de tubos y la chimenea es limitado, únicamente 70 cm, lo que dificulta el despliegue de nuevas líneas.

Adicionalmente, se situaría el equipo de recuperación de calor al lado de la chimenea, la cual se encuentra a 38 metros de la zona de condicionamiento de aire donde se instalaría la unidad de refrigeración. Esto sitúa los diferentes componentes del sistema a una distancia considerable, incrementando así los costes de estructuras auxiliares y conexiones. A esto aún se tendrían que sumar los costes referentes a un depósito de separación agua-vapor necesario para separar la corriente que sale de los tubos del equipo de recuperación de calor.

Estos aspectos hacen que esta modificación sea poco atractiva tanto operativa como económicamente ya que los cambios necesarios suponen un coste elevado y podrían alterar el funcionamiento de la caldera y empeorar la transferencia de calor.

Por estos motivos se opta por utilizar vapor de baja presión el cual puede ser empleado directamente como fluido calefactor en el generador del ciclo. Se ha comprobado anteriormente que hay excedente de este servicio en el complejo industrial, principalmente en los meses en que estará en marcha el sistema de refrigeración. Finalmente se considera que el consumo requerido por el ciclo (5.1 T/h) es bajo y no llegaría a afectar el funcionamiento de las plantas de proceso y de la turbina de vapor 661-KT-4101.

7.2.2. Enfriamiento del aire de admisión al compresor

Como se ha mencionado anteriormente la reducida presión de trabajo del ciclo de refrigeración por absorción hace que sea inviable su integración directa en el sistema de acondicionamiento de aire de manera que es necesario configurar un banco de tubos en los cuales se lleve a cabo el intercambio de calor entre el agua subenfriada en interior de los tubos y el aire que ha pasado por el enfriamiento evaporativo y circularía por el exterior de estos.

Se pretende instalar el banco de tubos en el espacio disponible tras el sistema de enfriamiento evaporativo lo que restringe sus dimensiones. En la figura 7.2 se presentan las dimensiones del espacio físico disponible y la posible ubicación del banco de tubos.

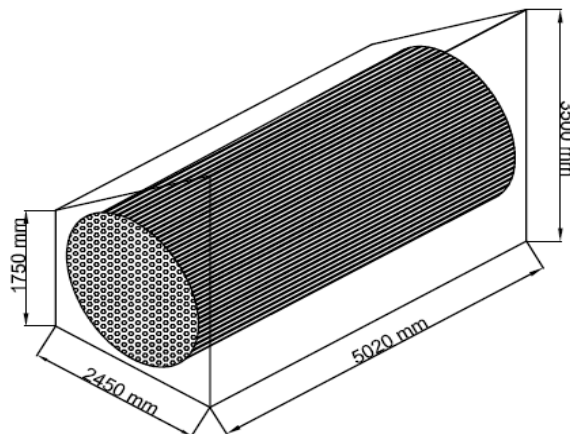


Figura 7.2. Dimensiones del espacio físico disponible en la zona limpia.

Se considera que el aire que llega a los tubos se encuentra casi en condiciones de saturación ya que su disminución de temperatura en la etapa anterior de enfriamiento se hace mediante la evaporación de agua. De este modo al enfriar el aire de admisión al compresor tiene lugar la condensación de parte del agua presente en él y este cambio de fase es responsable por gran parte del calor intercambiado. Debido a esta situación se estiman 2 coeficientes de transferencia de calor en el exterior de los tubos: uno para el agua que condensa y otro para el aire saturado que se enfría. Los cálculos realizados se detallan en el anexo A.V y los resultados obtenidos se presentan en la tabla 7.2.

Tabla 7.2. Características del sistema de enfriamiento de aire.

	Unidad	Valor
Calor total intercambiado	MW	2.25
Caudal medio de aire húmedo	T/h	511.2
Caudal medio de agua que condensa	T/h	1.92
Calor liberado por la condensación del agua	MW	1.32
Calor liberado por el enfriamiento del aire	MW	0.93
Caudal de agua subenfriada	m ³ /h	382
Número de tubos	-	1562
Número de pasos por tubos	-	8
Arreglo tubular	-	Cuadrado
Pitch	in	1.7
h_i	W/m ² ·K	4600
h_o agua	W/m ² ·K	7008
h_o aire	W/m ² ·K	199
U_D	W/m ² ·K	822
Superficie de intercambio necesaria	m ²	588
Longitud de los tubos	mm	5000
Diámetro del haz tubular	mm	2090
Pérdida de carga en el interior de los tubos	kg/cm ²	0.8
Pérdida de carga en el exterior de los tubos	mbar	11

Como se puede observar en la tabla anterior el calor intercambiado debido a la condensación del agua equivale a 60% del calor total intercambiado en el banco de tubos.

En cuanto a la configuración del haz tubular, se ha empleado una configuración cuadrada y un valor elevado de pitch para minimizar las pérdidas de carga visto que su incremento disminuye la potencia generada en la turbina de gas. Con la configuración considerada la pérdida de carga del aire es 11 mbar, valor inferior a los 15 mbar fijados como límite.

Finalmente, se ha comprobado que el diámetro del haz tubular necesario para llevar a cabo el intercambio de calor es inferior a la medida del espacio disponible.

Esta modificación también hace que sea necesario ampliar el sistema de drenaje de agua existente en la unidad de cogeneración y mover el separador de gotas, el cual actualmente se encuentra después del enfriamiento evaporativo, a la parte posterior del banco de tubos para evitar el arrastre de agua en estado líquido lo que podría dañar gravemente el compresor.

7.2.3. Sistema de refrigeración por absorción

Dada la especificidad de los equipos de refrigeración por absorción se opta por descomponer el ciclo y tratar cada intercambiador de calor como un equipo separado. Aunque se reconoce la existencia de varias limitaciones en esta aproximación, se considera que el dimensionamiento de equipos individuales que en conjunto formen la unidad de refrigeración por absorción es aceptable en las etapas de diseño preliminar e ingería conceptual que cubren este proyecto.

Tanto el generador como el evaporador se aproximan a *reboilers* del tipo *kettle* ya que son similares a evaporadores de tubos horizontales con evaporación en la carcasa¹⁹, además este tipo de equipo presenta reducidas pérdidas de carga y este es el factor limitante para el diseño de un sistema que trabaja al vacío.

En cuanto al condensador y al absorbedor, estos se asemejan a condensadores de carcasa y tubos con condensación en película sobre la superficie del haz tubular. El intercambiador intermedio, a su vez, se dimensiona como un cambiador de carcasa y tubos y también como un intercambiador de placas para verificar cuál diseño es más eficiente.

¹⁹ Hewitt, G.; Shires, G.L.; Bott, T.R. *Process Heat Transfer*. CRC Press, 1994, New York, p. 559.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que debido a las bajas presiones de operación se espera que las dimensiones de los equipos sean bastante elevadas en comparación con equipos que trabajan a presión interna.

Los 5 intercambiadores de calor se han dimensionado utilizando el programa *Aspen EDR* y hojas de cálculos con diferentes metodologías con el objetivo de comparar los resultados y seleccionar los diseños óptimos. Los procedimientos de cálculo se detallan en los anexos desde el apartado A.VI hasta el A.X.

7.2.3.1 Generador

El generador es el intercambiador de calor en el cual se evapora parte del agua presente en la mezcla procedente del absorbedor para concentrarla en bromuro de litio aumentando así su capacidad de absorción para volver a usarla; el vapor generado se dirige al condensador.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 7.3.

Tabla 7.3. Especificaciones del generador.

	Unidad	<i>Aspen EDR</i>	Excel
Nomenclatura TEMA	-	BJU	BKU
Calor intercambiado	MW	3.03	3.03
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	42.0	42.0
Caudal de fluido por los tubos	T/h	5.07	5.07
Temperatura de entrada fluido por carcasa	°C	76.8	76.8
Temperatura de salida fluido por carcasa	°C	96.4	98.0
Temperatura de entrada fluido por tubos	°C	150	150
Temperatura de salida fluido por tubo	°C	142	147
ΔT_m corregida	°C	55.9	49.2
Número de pasos por carcasa	-	1	1
Número de pasos por tubos	-	2	2
Presión de entrada fluido por carcasa	mbara	101.0	101.0
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	7.5	10.2
Presión de entrada fluido por tubos	kg/cm ² a	4.5	4.5
Pérdida de carga en los tubos	kg/cm ²	0.1	0.1
Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K	13901	8517
Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K	1148	2669
Coefficiente de transferencia de calor global	W/m ² ·K	657	865
Flujo de calor en el haz tubular	kW/m ²	36	43

Tabla 7.3. Especificaciones del generador – continuación.

	Unidad	<i>Aspen EDR</i>	Excel
Flujo de calor crítico	kW/m ²	416	207
Ratio flujo de calor real/flujo de calor crítico	-	0.09	0.21
Superficie de intercambio	m ²	86.7	72.7
Número de tubos	-	87 Us	77 Us
Longitud de los tubos	mm	6000	6000
Arreglo tubular	-	Cuadrado	Cuadrado
Pitch	in	2	2
Diámetro interno de la carcasa	mm	900	2166
Conexiones de entrada en la carcasa	-	1	1
Conexiones de salida en la carcasa	-	2	2
Conexiones de entrada en los tubos	-	1	1
Conexiones de salida en los tubos	-	1	1
Diámetro de las conexiones			
Entrada en la carcasa	in	8.00	8.00
Salida de vapor de la carcasa	in	26.0	24.0
Salida de líquido de la carcasa	in	8.0	8.0
Entrada en los tubos	in	6.00	6.00
Salida de los tubos	in	1.25	2.00
Sobredimensionamiento	%	5.0	4.0

Como se puede observar en la tabla anterior los resultados obtenidos en ambos casos son semejantes en su mayoría. Las discrepancias más significativas se encuentran en los valores de los coeficientes de transferencia de calor, de los flujos de calor y del diámetro interno de la carcasa.

En cuanto al coeficiente de transferencia interno, hay una gran diferencia entre el valor bibliográfico utilizado para los cálculos en Excel y el valor obtenido en *Aspen EDR*; esto puede ser debido a que el valor bibliográfico adoptado para el vapor de agua no es apropiado para el caso de estudio.

En lo que se refiere al coeficiente de transferencia de calor externo es posible apreciar que el valor calculado con Excel es 232% superior al obtenido con el *Aspen EDR*. Una posible razón para esta diferencia es que puede no haber sido adecuada la utilización de la correlación de *Mostinski* para calcular el coeficiente de ebullición nucleada para las condiciones de operación del generador, el cual trabaja a baja presión (101 mbara). Esta correlación emplea la presión reducida del fluido que se evapora en el cálculo, lo que ha podido generar resultados poco fiables.

El diámetro de la carcasa, a su vez, presenta resultados muy distintos en cada caso, esto se debe principalmente a que en *Aspen EDR* no se ha podido utilizar una carcasa K visto que el programa presenta problemas de software para cálculos empleando carcasas del tipo *kettle* en estas condiciones de operación. De este modo, lógicamente el diámetro de una carcasa J es mucho más reducido que el de una carcasa K adecuada para llevar a cabo la separación necesaria entre líquido y vapor.

Los valores finales del coeficiente global, a su vez, presentan un 32% de diferencia lo que influye sobre las superficies de intercambio necesarias y, en consecuencia, el número de tubos requerido.

7.2.3.2 Evaporador

En el evaporador se produce el frío útil, es decir, en este equipo el agua desmineralizada se enfría cediendo calor para que se evapore el agua procedente del condensador de ciclo. El método de cálculo es similar al utilizado para dimensionar el generador. No obstante, el caudal de fluido calefactor (agua subenfriada) es el que determina el *duty* del equipo de refrigeración y el fluido frío es agua pura (refrigerante) que se evapora a temperatura constante.

En la tabla 7.4 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 7.4. Especificaciones del evaporador.

	Unidad	<i>Aspen EDR</i>	Excel
Nomenclatura TEMA	-	BJM	BKU
Calor intercambiado	MW	2.25	2.25
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	3.51	3.51
Caudal de fluido por los tubos	m ³ /h	382	382
Temperatura de entrada fluido por carcasa	°C	2.0	2.0
Temperatura de salida fluido por carcasa	°C	3.2	2.0
Temperatura de entrada fluido por tubos	°C	11.0	11.0
Temperatura de salida fluido por tubo	°C	5.9	6.0
ΔT_m corregida	°C	7.8	6.2
Número de pasos por carcasa	-	1	1
Número de pasos por tubos	-	4	4
Presión de entrada fluido por carcasa	mbara	7.1	7.1

Tabla 7.4. Especificaciones del evaporador – continuación.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	1.7	1.1
Presión de entrada fluido por tubos	kg/cm ² a	4.5	4.5
Pérdida de carga en los tubos	kg/cm ²	0.5	0.4
Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K	4732	4245
Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K	5195	1870
Coefficiente de transferencia de calor global	W/m ² ·K	1215	839
Flujo de calor en el haz tubular	kW/m ²	9.5	5.1
Flujo de calor crítico	kW/m ²	30.6	42.4
Ratio flujo de calor real/flujo de calor crítico	-	0.31	0.12
Superficie de intercambio	m ²	436	459
Número de tubos	-	696	958
Longitud de los tubos	mm	8000	6000
Arreglo tubular	-	Cuadrado	Cuadrado
Pitch	in	2	2
Diámetro interno de la carcasa	mm	1770	2425
Conexiones de entrada en la carcasa	-	1	1
Conexiones de salida en la carcasa	-	2	2
Conexiones de entrada en los tubos	-	1	1
Conexiones de salida en los tubos	-	1	1
Diámetro de las conexiones			
Entrada en la carcasa	in	40.0	40.0
Salida de la carcasa	in	48.0	50.0
Entrada en los tubos	in	10.0	10.0
Salida de los tubos	in	10.0	10.0
Sobredimensionamiento	%	1.0	10.0

En base a la tabla anterior se nota que en general los valores obtenidos mediante los dos métodos concuerdan. Las principales diferencias se encuentran en los valores del coeficiente de transferencia de calor externo, del flujo de calor crítico y del diámetro interno de la carcasa.

Como en el caso del generador, la presión reducida interviene en los cálculos del coeficiente de transferencia de calor externo y del flujo de calor crítico y debido a que el evaporador trabaja a presiones aún más reducidas que el generador (7.1 mbara) esto puede haber provocado que los resultados obtenidos utilizando el método de *Mostinski* no se acerquen a los valores que se obtendrían en la realidad.

Las diferencias en cuanto al diámetro de la carcasa se deben a lo comentado anteriormente, es decir, no se ha podido simular el evaporador con una carcasa K en *Aspen EDR* debido a

limitaciones del software y una carcasa J no contempla la adecuada separación entre líquido y vapor.

Se observa también que el diámetro requerido de las tubuladuras de salida es bastante elevado para limitar la velocidad del vapor y su respectiva pérdida de carga ya que la densidad del vapor producido en el equipo es extremadamente reducida a la presión de trabajo.

7.2.3.3 Absorbedor

El absorbedor es el intercambiador de calor en el cual la disolución concentrada en bromuro de litio absorbe el vapor de agua generado en el evaporador.

En este equipo tienen lugar dos fenómenos que liberan calor: la absorción de vapor de agua en la disolución y, simultáneamente, la condensación del agua. En este caso el cambio de fase tiene lugar en la película de disolución sobre los tubos y no directamente sobre la superficie de estos.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 7.5.

Tabla 7.5. Especificaciones del absorbedor.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Nomenclatura TEMA	-	BXM	BXM
Calor intercambiado	MW	2.85	2.85
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	42.0	42.0
Caudal de fluido por los tubos	m ³ /h	570	570
Temperatura de entrada del vapor por carcasa	°C	44.3	2.0
Temperatura de entrada del líquido por carcasa			44.4
Temperatura de salida fluido por carcasa	°C	31.7	34.1
Temperatura de entrada fluido por tubos	°C	29.2	29.2
Temperatura de salida fluido por tubos	°C	33.5	33.6
ΔT_m corregida	°C	5.3	7.1
Número de pasos por carcasa	-	1	1
Número de pasos por tubos	-	8	8
Presión de entrada fluido por carcasa	mbara	7.1	7.1
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	1.1	4.6
Presión de entrada fluido por tubos	kg/cm ² a	4.5	4.5

Tabla 7.5. Especificaciones del absorbedor – continuación.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Pérdida de carga en los tubos	kg/cm ²	0.6	0.8
Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K	6036	6573
Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K	904	1146
Coefficiente de transferencia de calor global	W/m ² ·K	534	556
Superficie de intercambio	m ²	1024	816
Número de tubos	-	1647	1893
Longitud de los tubos	mm	8000	6000
Arreglo tubular	-	Cuadrado	Cuadrado
Pitch	in	2	2
Diámetro interno de la carcasa	mm	2669	2707
Conexiones de entrada en la carcasa	-	2	2
Conexiones de salida en la carcasa	-	1	1
Conexiones de entrada en los tubos	-	1	1
Conexiones de salida en los tubos	-	1	1
Diámetro de las conexiones			
Entrada en la carcasa	in	60.0	60.0
Salida de la carcasa	in	42.0	6.0
Entrada en los tubos	in	12.0	12.0
Salida de los tubos	in	12.0	12.0
Sobredimensionamiento	%	1.0	11.0

En la tabla anterior es posible ver que la mayoría de los resultados obtenidos con los dos métodos son bastante similares. La diferencia más significativa se percibe en la pérdida de carga en la carcasa, la cual está sobreestimada en el cálculo manual ya que se ha determinado utilizando el método simplificado de *Delaware* y este no se adapta apropiadamente a una carcasa del tipo X sin *baffles*.

También es importante resaltar que como en caso anterior el diámetro de las tubuladuras de entrada a la carcasa son muy grandes debido a la baja densidad del vapor procedente en el evaporador.

7.2.3.4 Condensador

En el condensador el vapor de agua procedente del generador condensa cediendo calor al agua de refrigeración que previamente ha pasado por el absorbedor. El vapor de agua condensado vuelve al evaporador tras pasar por una válvula de expansión.

A continuación se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 7.6. Especificaciones del condensador.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Nomenclatura TEMA	-	BXM	BXM
Calor intercambiado	MW	2.45	2.45
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	3.51	3.51
Caudal de fluido por los tubos	m ³ /h	570	570
Temperatura de entrada del vapor por carcasa	°C	98.0	98.0
Temperatura de salida fluido por carcasa	°C	41.9	45.0
Temperatura de entrada fluido por tubos	°C	33.5	33.6
Temperatura de salida fluido por tubo	°C	37.5	37.6
ΔT_m corregida	°C	10.2	10.1
Número de pasos por carcasa	-	1	1
Número de pasos por tubos	-	2	2
Presión de entrada fluido por carcasa	mbara	101	101
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	2.7	2.2
Presión de entrada fluido por tubos	kg/cm ² a	4.5	4.5
Pérdida de carga en los tubos	kg/cm ²	0.3	0.3
Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K	8191	8414
Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K	7211	5898
Coefficiente de transferencia de calor global	W/m ² ·K	1492	1400
Superficie de intercambio	m ²	184	173
Número de tubos	-	392	393
Longitud de los tubos	mm	6000	6000
Arreglo tubular	-	Cuadrado	Cuadrado
Pitch	in	2	2
Diámetro interno de la carcasa	mm	1202	1198
Conexiones de entrada en la carcasa	-	2	2
Conexiones de salida en la carcasa	-	1	1
Conexiones de entrada en los tubos	-	1	1
Conexiones de salida en los tubos	-	1	1
Diámetro de las conexiones			
Entrada en la carcasa	in	16.0	16.0
Salida de la carcasa	in	2.0	6.0
Entrada en los tubos	in	16.0	16.0
Salida de los tubos	in	12.0	12.0
Sobredimensionamiento	%	14.0	9.0

Se puede ver en la tabla anterior que los resultados obtenidos mediante los dos métodos de diseño utilizados son bastante semejantes. Se considera que son más parecidos que en los casos anteriores porque este equipo trabaja a una presión relativamente más elevada y el único fluido que interviene es el agua.

7.2.3.5 Intercambiador de calor intermedio

En el intercambiador de calor intermedio la corriente caliente que sale del generador intercambia calor con la corriente fría que sale del absorbedor. Este equipo permite aumentar la eficiencia energética del ciclo pues disminuye tanto la cantidad de calor que hay que aportar al generador como la cantidad de energía que hay que retirar del absorbedor.

Se han planteado dos diseños distintos para este equipo: un intercambiador de carcasa y tubos y un intercambiador de placas para averiguar cuál es el más adecuado para la aplicación. Los resultados obtenidos se presentan en las tablas 7.7 y 7.8, respectivamente.

Tabla 7.7. Especificaciones del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Nomenclatura TEMA	-	BEM	BEM
Calor intercambiado	MW	0.98	0.98
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	38.5	38.5
Caudal de fluido por los tubos	T/h	42.0	42.0
Temperatura de entrada del fluido por carcasa	°C	98.0	98.0
Temperatura de salida del fluido por carcasa	°C	49.1	49.1
Temperatura de entrada del fluido por tubos	°C	34.0	34.0
Temperatura de salida del fluido por tubos	°C	76.9	76.9
ΔT_m corregida	°C	17.9	17.9
Número de pasos por carcasa	-	1	1
Número de pasos por tubos	-	1	1
Presión de entrada fluido por carcasa	mbar	101	101
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	12.8	49.6
Presión de entrada fluido por tubos	mbar	101	101
Pérdida de carga en los tubos	mbar	1.7	3.2
Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K	226	207
Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K	740	898
Coefficiente de transferencia de calor global	W/m ² ·K	135	123
Superficie de intercambio	m ²	406	474
Número de tubos	-	862	922
Longitud de los tubos	mm	6000	6000
Arreglo tubular	-	Cuadrado	Cuadrado
Pitch	in	1.25	1.25
Diámetro interno de la carcasa	mm	1100	1143
Conexiones de entrada en la carcasa	-	1	1
Conexiones de salida en la carcasa	-	1	1
Conexiones de entrada en los tubos	-	1	1
Conexiones de salida en los tubos	-	1	1

Tabla 7.7. Especificaciones del intercambiador de calor de carcasa y tubos – continuación.

	Unidad	<i>Aspen EDR</i>	Excel
Diámetro de las conexiones			
Entrada en la carcasa	in	8.0	8.0
Salida de la carcasa	in	8.0	8.0
Entrada en los tubos	in	6.0	6.0
Salida de los tubos	in	6.0	6.0
Sobredimensionamiento	%	0.0	0.0
Precio	€	184,110	-

Como se puede observar en la tabla anterior la mayoría de los resultados obtenidos mediante los dos procesos de cálculo coinciden. Sin embargo, se notan algunas diferencias en los coeficientes de calor lo que se debe principalmente a diferencias en los valores de las propiedades de los fluidos ya que en *Aspen EDR* estas son más exactas que en los cálculos manuales en los cuales se usan las propiedades de las corrientes a sus respectivas temperaturas intermedias.

También se ven discrepancias en las pérdidas de carga calculada, particularmente en lo que se refiere al fluido que pasa por la carcasa. Estas diferencias se deben al hecho de que el método simplificado de *Delaware* utilizado suele dar un valor conservador de pérdidas de carga, es decir, sobreestimarlas, lo que en este caso no es adecuado ya que la pérdida de carga es un factor muy importante en el diseño de los equipos que operan a presiones tan reducidas.

Tabla 7.8. Especificaciones del intercambiador de calor de placas.

	Unidad	<i>Aspen EDR</i>	Excel
Fabricante de la placa	-	Alfa Laval	
Modelo de placa	-	MA30-M	
Ángulo de corrugación	°	27	27
Calor intercambiado	MW	0.98	0.98
Caudal de fluido por la carcasa	T/h	38.5	38.5
Caudal de fluido por los tubos	T/h	42.0	42.0
Temperatura de entrada del fluido caliente	°C	98.0	98.0
Temperatura de salida del fluido caliente	°C	49.3	49.3
Temperatura de entrada del fluido frío	°C	34.0	34.0
Temperatura de salida del fluido por frío	°C	76.8	76.8
ΔT_m corregida	°C	18.1	18.1
Número de pasos	-	1	1
Número de placas	-	141	141
Número de canales fluido frío/fluido caliente	-	70/70	70/70
Pérdida de carga del fluido frío	mbar	3.9	3.3
Pérdida de carga del fluido caliente	mbar	4.7	3.7

Tabla 7.8. Especificaciones del intercambiador de calor de placas – continuación.

	Unidad	Aspen EDR	Excel
Coefficiente de transferencia de calor fluido frío	W/m ² ·K	968	978
Coefficiente de transferencia de calor fluido caliente	W/m ² ·K	864	950
Coefficiente de transferencia de calor global limpio	W/m ² ·K	448	473
Coefficiente de transferencia de calor global sucio	W/m ² ·K	304	316
Superficie de intercambio	m ²	209	209
Longitud/ amplitud de la placa	mm	2163/913	2163/913
Espesor de la placa	mm	0.6	0.6
Pitch entre placas	mm	5.6	5.6
Longitud de conjunto de placas	mm	784	784
Diámetro de los puertos	mm	332	332
Sobredimensionamiento	%	0.0	4.0
Precio	€	32,775	-

Como se puede observar en la tabla anterior los resultados obtenidos en ambos casos son muy similares y se notan ligeras diferencias en cuanto al coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente y las pérdidas de carga de los dos fluidos. Esto se debe principalmente a diferencias en los valores de las propiedades de los fluidos utilizados en cada caso como también se ha comentado en el diseño anterior.

Una vez analizados los dos posibles diseños para el intercambiador intermedio se concluye que la mejor opción es utilizar un intercambiador de placas ya que presenta un coeficiente global más elevado y por esto requiere menos superficie de intercambio, resultando en un equipo más compacto. Además las pérdidas de carga que tienen lugar son reducidas y el equipo es significativamente más barato. Con todo, se tienen que emplear placas soldadas para garantizar la estanqueidad del sistema y evitar puntos de posible entrada de aire.

7.2.3.6 Resultados globales

En la tabla 7.9 se presentan los resultados más significativos obtenidos en el dimensionamiento de los equipos una vez seleccionados los diseños más apropiados entre los dos realizados para cada caso. Igualmente se muestran valores experimentales de los coeficientes de transferencia global de los equipos para verificar la fiabilidad de los resultados alcanzados.

Tabla 7.9. Parámetros característicos de los equipos del sistema de refrigeración por absorción.

	Unidad	G-101	E-101	E-102	A-101	E-103
<i>Duty</i>	MW	3.03	2.25	2.43	2.85	0.98
Diseño seleccionado	-	<i>Aspen EDR</i>	<i>Aspen EDR</i>	<i>Aspen EDR</i>	<i>Aspen EDR</i>	<i>Aspen EDR</i>
Superficie de intercambio	m ²	87	436	184	1024	209
Longitud de los tubos/ placas	mm	6000	8000	6000	8000	2163
Diámetro haz tubular/Ancho placas	mm	900	1770	1100	2669	913
Pérdida de carga en la carcasa	mbar	7.5	1.7	2.7	1.1	3.9/4.7
U _D calculado	W/m ² ·K	657	1215	1492	534	304
U _D experimental ²⁰	W/m ² ·K	700	1100	1750	520	200
U _D experimental ²¹	W/m ² ·K	700	1600	1400	220	330

Primeramente, es importante resaltar que el programa *Aspen EDR* no disponía del compuesto bromuro de litio en su base de datos y se han tenido que importar las propiedades de la mezcla del programa *Aspen Plus*, lo que ha podido generar ciertas desviaciones en los resultados obtenidos. A pesar de que el software no haya podido interpretar los datos importados de forma totalmente apropiada se entiende que ha sido capaz de reproducir el comportamiento de la mezcla adecuadamente tanto cuando tiene lugar el intercambio de calor líquido-líquido como cuando se dan cambios de fase en los equipos.

En general, se considera que los resultados alcanzados son consistentes pues presentan valores de los coeficientes globales de transferencia de calor semejantes a los valores experimentales consultados y que las diferencias que se pueden observar se deben principalmente a diferencias en las condiciones de operación y a distintas geometrías de los equipos.

Particularmente en lo que se refiere al evaporador y al absorbedor también se sabe que los resultados obtenidos mediante *Aspen EDR* pueden presentar desviaciones dado que la presión de operación de estos equipos es bastante reducida, situándose por debajo de la presión mínima establecida por el programa de 0.01 bar.

²⁰ Bakhitiari, Bahador; Fradette, Louis; Legros, Robert; Paris, Jean. *A model for analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps*. Energy Conversion and Management 52, 2011, p. 1439-1448.

²¹ Figueredo, Gustavo Raúl. *Caracterización experimental y modelización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto de H₂O/LiBr con accionamiento a dos temperaturas para la climatización de edificios*. Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, España, 2012.

Finalmente, en la tabla a continuación se presentan las características generales del ciclo de refrigeración por absorción diseñado.

Tabla 7.10. Características del ciclo de refrigeración por absorción diseñado.

	Unidad	Valor
Potencia frigorífica	MW	2.25
Masa de la mezcla de trabajo en el ciclo	T	76.2
Concentración en LiBr	% en peso	57.7
Caudal de SL requerido	T/h	5.07
Caudal de agua de refrigeración	m ³ /h	570
Caudal de agua subenfriada	m ³ /h	382
COP	-	0.74

7.2.3.7 *Integración de equipos*

Una vez conocidos los parámetros térmicos de los equipos se procede a delinear sus parámetros geométricos básicos.

Como se ha comentado al principio de este capítulo, las dimensiones requeridas por los equipos principales son bastante elevadas y esto se magnifica cuando hay la presencia de vapor en el sistema. Debido a las reducidas presiones de operación la densidad del vapor es extremadamente baja resultando no sólo en diámetros de carcasa elevados como también en tubuladuras de entrada y de salida muy grandes para que la velocidad del vapor y, en consecuencia, las pérdidas de carga en las conexiones sean razonables.

Por estos motivos se plantea integrar el generador y el condensador en una carcasa de alta presión y el evaporador y el absorbedor en otra carcasa de baja presión, de modo que no sean necesarias tubuladuras de diámetros inviables y tampoco tuberías de dimensiones elevadas para transportar el vapor de un equipo a otro, lo que también contribuye para disminuir las pérdidas de carga en el sistema.

Para integrar dos equipos individuales en una sola carcasa se tiene en cuenta básicamente la presión de operación y el diámetro de los haces tubulares. De esta manera se ubica el haz tubular del generador y el del condensador en una carcasa separándolos por un tabique y

dejando una apertura en la parte superior para que el vapor producido en el generador se desplace al condensador. Lo mismo se lleva a cabo con la carcasa en la que se sitúan los haces tubulares del evaporador y del absorbedor.

Tras determinar el diámetro de las carcasas necesarias, se ha comprobado que sus respectivos espesores sean adecuados para equipos que trabajan a presión externa como se muestra en el anexo A.XI. En la figura 7.3 se presenta un esquema de las carcasas y en la tabla 7.11 sus respectivas dimensiones.

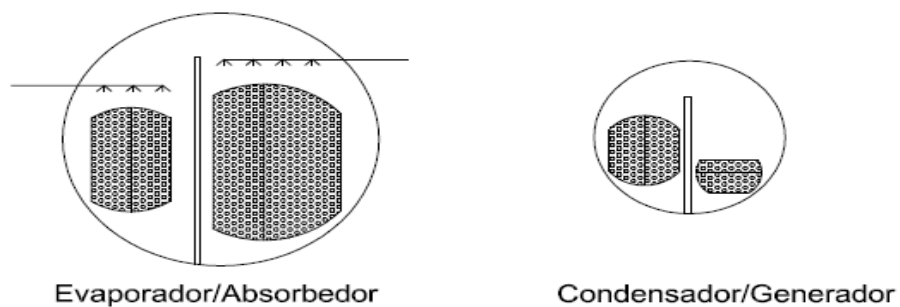


Figura 7.3. Esquema de las carcasas integradas.

Tabla 7.11. Dimensiones de las carcasas integradas.

	Unidad	Generador/ Condensador	Evaporador/A bsorbedor
Diámetro total	mm	2600	4300
Longitud	mm	7733	1087
Espesor de la carcasa (presión interna)	mm	8	13
Espesor de la carcasa (presión externa)	mm	15	23
Altura de la placa de separación	mm	2260	3830
Presión crítica de la carcasa	atm	1.42	1.34
Presión crítica de los cabezales	atm	10.1	9.00

7.2.3.8 Aislamiento

Se decide prescindir de aislamiento en los equipos principales del sistema ya que según estudios realizados no se han observado ventajas significativas en aislar las máquinas de refrigeración por absorción²².

²² Catálogo York: https://EngGuide_YIA_SingleEffect%20Absorption%20Chillers%20Steam%20and%20Hot

7.2.4. Diseño de tuberías

El diseño de tuberías se ha realizado teniendo como base la pérdida de carga admisible en cada línea. De modo general, los diámetros seleccionados son más elevados que los valores típicos para garantizar una mínima pérdida de carga en el sistema. Por otro lado, se permite un diámetro de tubería reducido para las líneas que van desde la impulsión de la bomba P-101 hasta la entrada del generador.

En el anexo A.XII se detallan los cálculos realizados. Tanto los resultados obtenidos como las características de las líneas se presentan en el listado de líneas (anexo A.XVIII.3).

7.2.4.1 Aislamiento de tuberías

Debido a la temperatura del fluido que circula por ciertas líneas del sistema es importante aislarlas correctamente para conservar el calor, permitiendo el ahorro energético, y para protección del personal ya que temperaturas por encima de los 65°C representan un peligro operativo. Igualmente, las líneas que transportan fluido subenfriado, es decir, con una temperatura inferior a los 20°C también deben estar aisladas adecuadamente para evitar que el fluido absorba calor del ambiente.

Una vez realizados los cálculos presentados en el anexo A.XII.1 se determinan las características de las líneas recubiertas con material aislante térmico, las cuales se muestran en la tabla a continuación.

Tabla 7.12. Características de las líneas recubiertas con material aislante térmico.

	Unidad	Línea 3	Línea 4	Línea 9	Línea 10
Temperatura del fluido	°C	76.2	98.0	6.0	11.0
Material aislante	-	<i>Foam glas</i>		<i>Foam glas</i>	
Espesor de aislante requerido	mm	82.7	53.9	113.6	80.7
Espesor de aislante normalizado	mm	90.0	60.0	120.0	90.0

%20Water%20Chillers%20. Consultada el 03/04/2016 a las 18:00.

7.2.5. Diseño de instrumentación y control

7.2.5.1 Caracterización de la estrategia de control

Los objetivos primarios del sistema de control en un ciclo de refrigeración por absorción son permitir el control de la capacidad frigorífica del sistema y garantizar que la operación transcurra de forma fiable y segura. No obstante, se trata de un ciclo cerrado en el cual la manipulación de una variable en un equipo tiene repercusiones en los demás y esto hace que los controles se influyan entre ellos. Por este motivo se considera que un sistema de control PID²³ (proporcional + integral + derivativo) es el más adecuado ya que permite corregir eficazmente y en el mínimo tiempo posible los efectos de las perturbaciones. A continuación se describe la estrategia de control adoptada, la cual se muestra en el diagrama PCD 100 (apartado 7.3.2)

- Control de la temperatura de salida del agua subenfriada (TC-101)

La capacidad frigorífica del ciclo depende directamente de la cantidad de refrigerante que cambia de fase en el evaporador. De manera que si la temperatura del agua subenfriada es superior al *set point* la TCV-101 abre permitiendo que llegue más cantidad de refrigerante al evaporador el cual se evaporará utilizando el calor cedido por el agua subenfriada y bajando así su temperatura. Sin embargo, si la temperatura del agua subenfriada es inferior a la estipulada, la TCV-101 cierra haciendo que llegue un caudal más reducido de refrigerante al evaporador.

- Control de nivel en el generador (LC-102)

El nivel en el generador es una variable importante en el sistema dado que el nivel adecuado asegura la integridad del equipo. Si el nivel baja dejando descubiertos los tubos por los cuales pasa el vapor estos se pueden dañar gravemente. Para evitar esta situación se controla el nivel mediante la regulación del caudal de salida del generador; de modo que si el nivel baja, se cierra la LCV-102 disminuyendo el caudal de disolución concentrada que abandona el equipo.

²³ Creus Solé, Antonio. *Instrumentación industrial*. 7ª Ed, Macombo, España, 2005, p. 501.

Por otro lado, si el nivel aumenta se abre la LCV-102, incrementando la corriente de disolución concentrada que sale del equipo.

- Control de nivel en el absorbedor (LC-101)

Se controla el nivel en el absorbedor para evitar que los tubos se inunden y el equipo pierda superficie de intercambio. Esta variable se regula a través de la manipulación del caudal de salida del absorbedor de manera que si el nivel sube por encima del *set point* se abre la LCV-101 aumentando el caudal de disolución diluida que sale del equipo. Por lo contrario, al bajar el nivel por debajo del *set point* la LCV-101 cierra reduciendo la corriente que deja el equipo.

- Control de nivel en el condensador (LC-103)

El nivel en el condensador también se controla para evitar que los tubos se inunden y el equipo pierda superficie de intercambio. Sin embargo, esta variable está directamente relacionada con la cantidad de vapor producida en el generador y, posteriormente, condensada. De este modo, regulando el caudal de vapor que entra al generador (LCV-103) es posible controlar la cantidad de vapor generada y, en consecuencia, el nivel del condensador.

Lógicamente, para que se lleve a cabo la condensación del vapor adicional producido es necesario aumentar el caudal de agua de refrigeración, el cual está sujeto al control de presión en la carcasa del absorbedor/evaporador. También es importante resaltar que el aporte de calor regula en realidad la capacidad frigorífica del ciclo pero la temperatura de salida del agua subenfriada responde antes a cambios en el caudal que llega al evaporador.

- Control de presión en la carcasa absorbedor/evaporador (PC-101)

Se controla la presión en esta carcasa pues tiene efecto sobre la capacidad frigorífica del ciclo ya que el incremento de la presión impide que el refrigerante se evapore. Esta variable también está fuertemente conectada a la presión en la carcasa generador/condensador y al cambio de fase que tiene lugar en el condensador. Por ejemplo, al aumentar la cantidad de refrigerante que hierve en el generador, disminuye la cantidad de disolución concentrada que vuelve al absorbedor y el fenómeno de absorción empeora dando lugar a un incremento de presión en la carcasa absorbedor/evaporador. Ante este cambio el controlador de presión actúa (PCV-101) aumentando el caudal de agua de refrigeración que entra en el equipo. Este mismo

caudal se dirige a continuación al condensador, permitiendo que se condense más cantidad de refrigerante y aumentando así el nivel en el este equipo.

7.2.5.2 Sistema de enclavamientos

El sistema de enclavamientos se encarga de vigilar las variables críticas de la unidad y en caso de que detecte una emergencia es responsable de parar de forma automática los equipos involucrados. A continuación se detallan los enclavamientos utilizados para mantener la seguridad del proceso y/o la integridad de los equipos.

- Cierre de agua subenfriada al banco de tubos (PDSHH-101)

Se monitoriza la presión diferencial en el banco de tubos utilizado para enfriar el aire antes de su entrada al compresor. Si esta variable presenta un valor muy elevado se considera que es síntoma de una fuga en el sistema y se cierra automáticamente la válvula de bloqueo ABV2 situada en la línea de entrada de agua subenfriada para evitar que llegue agua al compresor, lo que puede dañar gravemente este equipo.

- Paro de la bomba de recirculación de refrigerante en el evaporador (LSLL-104)

Al detectarse nivel muy bajo en evaporador se para automáticamente la bomba de recirculación para evitar que esta se dañe por bajo NPSH disponible.

- Cierre de vapor al generador (PSHH-103)

Se monitoriza la presión en la carcasa generador/condensador para asegurar que esta no sobrepase el límite fijado. Si la presión registrada es muy elevada se actúa automáticamente sobre la válvula de bloqueo ABV1 ubicada en la línea de entrada de SL al G-101 cerrándola.

7.2.5.3 Variables registradas

Además de las variables registradas para finalidad de control también se miden otras variables para monitorizar el desempeño del sistema, son las siguientes:

- Presión en la impulsión de las bombas y temperatura en las corrientes de entrada y de salida del intercambiador intermedio.
- Caudal de entrada, temperatura intermedia y de salida y presión de salida del agua de refrigeración y temperatura de retorno y caudal de agua subenfriada.

7.2.6. Diseño de válvulas de control

El dimensionamiento y la selección de las válvulas de control adecuadas son esenciales para asegurar el funcionamiento eficaz del sistema de acuerdo con la estrategia de control establecida.

- Ciclo de refrigeración por absorción

Como la hermeticidad es un factor muy importante en los ciclos que trabajan a vacío se han elegido válvulas de diafragma que se caracterizan por ser estancas, impidiendo la entrada de aire en el sistema. Según el fabricante de las válvulas seleccionadas, el diafragma de polipropileno es el más apropiado para el contacto con disoluciones acuosas de sales²⁴. Este tipo de válvula presenta una curva característica inherente²⁵ lineal hasta el 80% de apertura, la cual se considera adecuada para el control requerido.

- Circuito de agua de refrigeración y de vapor de baja presión

Se requiere una válvula controladora (PCV-101) para regular el caudal de agua de refrigeración en la entrada al absorbedor para así controlar la presión de la carcasa. También es necesaria una válvula controladora (LCV-103) que regule el caudal de entrada de SL al generador.

Se han elegido válvulas de globo lineales para el control de los caudales de agua y vapor ya que permiten una precisión adecuada en el control de los flujos²⁶.

²⁴ <http://www.flowmaster-br.com/Images/Interior/documents/xomox/saundersidv-us.2011.pdf>. Consultada el 07/04/2016 a las 16:08.

²⁵ Creus Solé, Antonio. *Instrumentación industrial*. 7ª Ed, Macombo, España, 2005, p.385.

²⁶ <http://www.powerflo.com.au/files/ControlValves36005>. Consultada el 06/05/2016 a las 13:28.

7.2.6.1 Resultados

En la tabla 7.13 se presentan las características de las válvulas seleccionadas tras el dimensionamiento detallado en el anexo A.XIII.

Tabla 7.13. Características de las válvulas de control.

	Unidad	LCV-101	LCV-102	LCV-103	TCV-101	PCV-101
Variable controlada	-	Nivel	Nivel	Nivel	Temperatura	Presión
Fluido	-	LiBr/H ₂ O	LiBr/H ₂ O	Vapor de baja presión	LiBr/H ₂ O	CWR
Flujo másico nominal	kg/h	42000	38487	5070	3513	568900
Estado físico de la corriente	-	Líquido	Líquido	Vapor	Líquido	Líquido
Tipo de válvula	-	Diafragma	Diafragma	Globo	Diafragma	Globo
Pérdida de presión	bar	0.600	0.084	0.500	0.093	0.500
Diámetro de la tubería	in	2 ½	8	6	4	12
Diámetro de la válvula	in	2	4	6	1 ¼	12
Cv al 100% de apertura		80.0	315	450	27.5	1620
Cv requerido	gal/min	59.7	160.1	264.8	18.4	849.1
Kv requerido	m ³ /h	49.4	138.5	229.0	15.9	734.5
Apertura en operación normal	%	53.3	37.0	51.0	52.0	52.3
Marca	-	Saunders	Saunders	Masoneilan	Saunders	Masoneilan
Modelo	-	Tipo A	Tipo A	Serie 10000	Tipo A	Serie 10000
Rangeabilidad	-	35:1	35.1	50:1	35.1	50:1
Característica del caudal	-	Lineal hasta 80%	Lineal hasta 80%	Lineal	Lineal hasta 80%	Lineal
Material del diafragma	-	PP	PP	-	PP	-

7.2.7. Elección de bombas

7.2.7.1 Ciclo de refrigeración por absorción

El ciclo de refrigeración por absorción requiere una bomba para impulsar la disolución diluida en bromuro de litio hacia el generador. Para realizar esta función se han seleccionado bombas herméticas conocidas como *canned pumps*, las cuales no tienen sellos ni retenes en los ejes.

Estas bombas son compactas, fáciles de instalar y presentan una alta fiabilidad y una elevada resistencia al fallo; con una frecuencia de reparación de aproximadamente el 33% de la cuota presentada por las bombas con cierre mecánico y las de acoplamiento magnético²⁷.

Las *canned pumps* se enfrían mediante la circulación interna de la solución que pasa entre el estator y el rotor refrigerando y lubricando el motor y regresa por el eje hueco del motor hacia el frente de la bomba.

Los cojinetes son de grafito ya que no llevan aceite de lubricación y se lubrican con la misma solución que bombean. El estator es hermético y el rotor se encuentra sumergido en la solución. Las bombas tienen un inductor de flujo previo al impulsor para evitar la cavitación dado que la solución está muy cerca de su punto de saturación.

También se usa una bomba de dimensiones reducidas para recircular el agua en evaporador desde el fondo del equipo hacia los dispersores y asegurar que los tubos se encuentren mojados en todo momento.

²⁷ Dr. G. Feldle. *HERMETIC pumps for the refrigeration industry*. Technical report. http://www.hermetic-pumpen.com/system/assets/290/FB_Kaeltetechnik_E. Consultada el 07/04/2016 a las 16:48.

7.2.7.2 Circuito de agua subenfriada y de agua de refrigeración

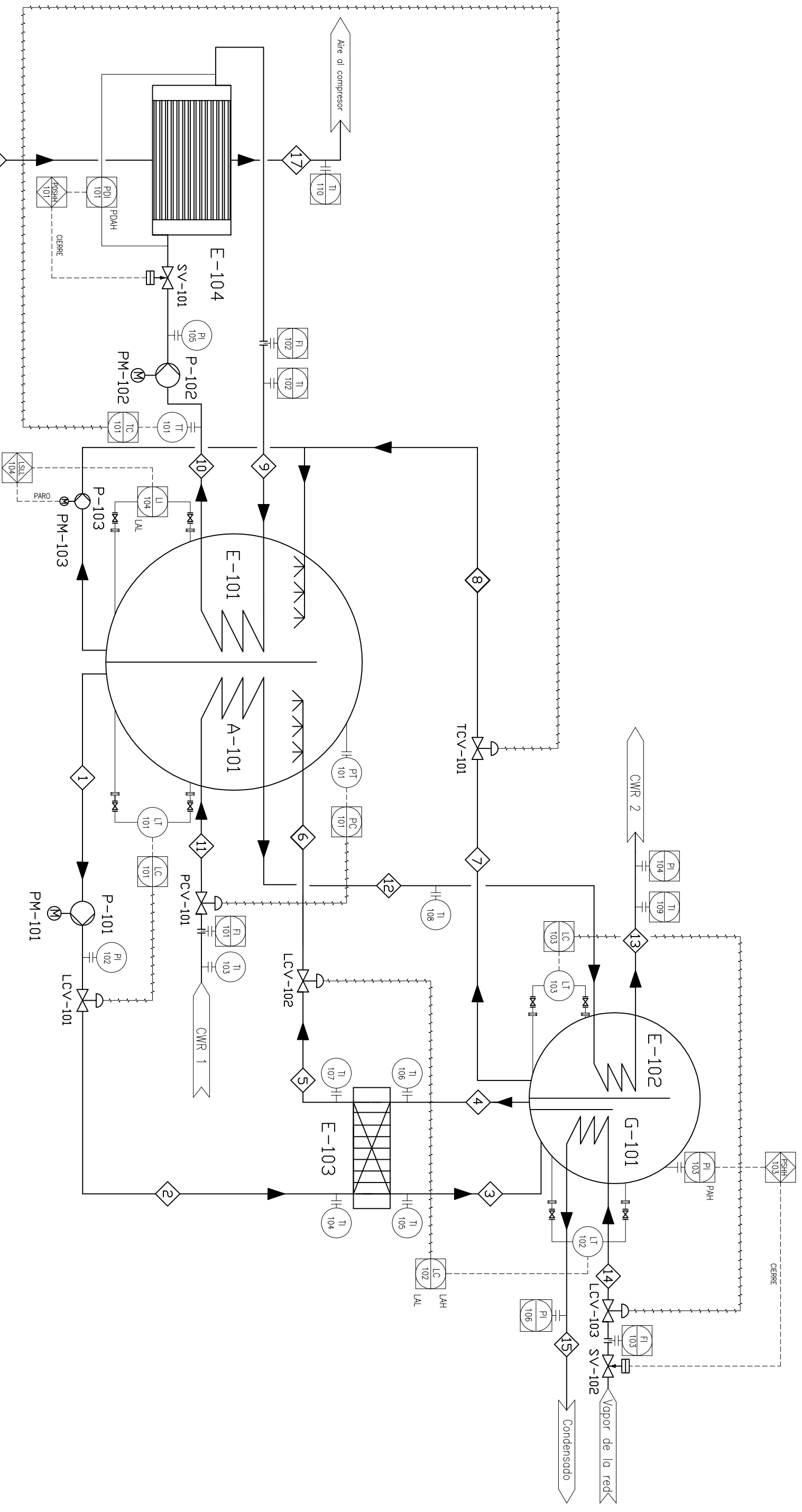
Para los circuitos de agua subenfriada y de agua de refrigeración se han seleccionado bombas en línea, las cuales se utilizan típicamente en circuitos de agua ya que este tipo de bomba va directamente bridada en la tubería y presentan valores de NPSH requerido bajos, lo que es importante teniendo en cuenta que aspiran directamente de la tubería y no de un depósito con una columna de líquido.

7.2.7.3 Resultados

Tras realizar los cálculos detallados en el anexo A.XIV se han seleccionado las bombas que presentan las características detalladas en la tabla 7.14.

Tabla 7.14. Características de las bombas.

	Unidad	P-101	P-102	P-103	P-104
Caudal normal	m ³ /h	30.3	382.0	3.6	570
Marca	-	<i>Hermetic Pumpen</i>	KSB	<i>Iwaki</i>	KSB
Modelo	-	CNF 50-160	Etaline-R-200-500	NRD-30	Etaline-R-200-500
Altura en la impulsión	m	19.1	51.0	4.0	57.0
Diferencial de presión	bar	1.9	5.0	0.4	5.6
Potencia en el eje	kW	1.6	58	0.38	97
Potencia en el motor	kW	2.5	78	0.45	125
Eficiencia	%	63.2	74.7	85.2	77.9
NPSH requerido	m	0.6	2.5	0.6	2.5
NPSH disponible	m	1.0	15.3	0.8	19.8



Fecha		Nombre	
Dibujado	20/03/16	de Oliveira Santos, Laís	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO FINAL DE GRADO
Comprovado	25/05/16	de Oliveira Santos, Laís	
Proyecto	1605		

Unidad de refrigeración por absorción

NOMENCLATURA DE LÍNEAS













____ Línea de proceso

____ Línea de servicios











X" - X - XXX-MX-XX

- Tipo de aislamiento
- PP: Protección de personal
- H: Conservación de calor
- PS: Estabilidad de proceso
- Tipo de material
- M1: ASTM A53 Gr.A
- M2: UNS C70600
- Número de la línea
- Especificación de la línea
- P: fluido del ciclo de refrigeración
- SL: vapor de baja presión
- Cl: condensado
- CWR: cooling water return
- CHW: chilled water
- Diámetro de la tubería

ACCESORIOS

-  Válvula reguladora automática
-  Válvula de bloqueo automática
-  Válvula reguladora manual
-  Válvula de bloqueo manual
-  Válvula check
-  Válvula de seguridad por sobrepresión
-  Entrada de aire
-  Trampa de vapor
-  Reducción
-  Tubuladura
-  Unión bridada
-  Anillo de goteo

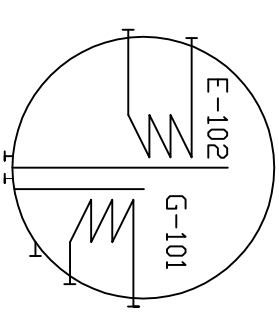
NOMENCLATURA DE INSTRUMENTACIÓN

-  Indicador/transmisor de presión
-  Indicador/transmisor de temperatura
-  Indicador/transmisor de caudal
-  Indicador/transmisor de nivel
-  Transmisor de potencia
-  Controlador
-  Enclavamiento
-  Instrumento en campo
-  Instrumento en panel
-  Tipo de señal
 - Ai: entrada analógica/AO: salida analógica
 - Di: entrada digital/DO: salida digital
 - Número de la señal

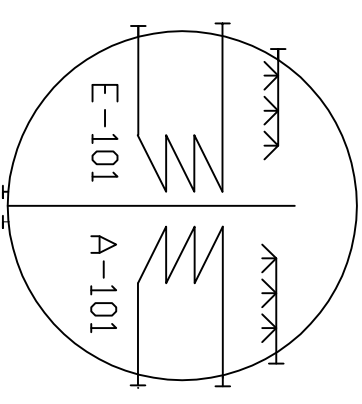
NOMENCLATURA DE VÁLVULAS

- VM-XXX: numeración válvula manual
- VC-XXX: numeración válvula check
- XCV 10X: Numeración válvula de reguladora
- ABVX: Numeración válvula de bloqueo

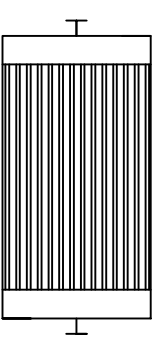
EQUIPOS



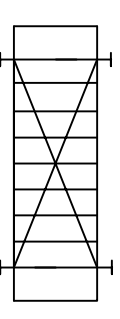
Condensador/Generador



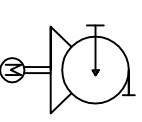
Evaporador/Absorbedor



Banco de tubos



Intercambiador de placas

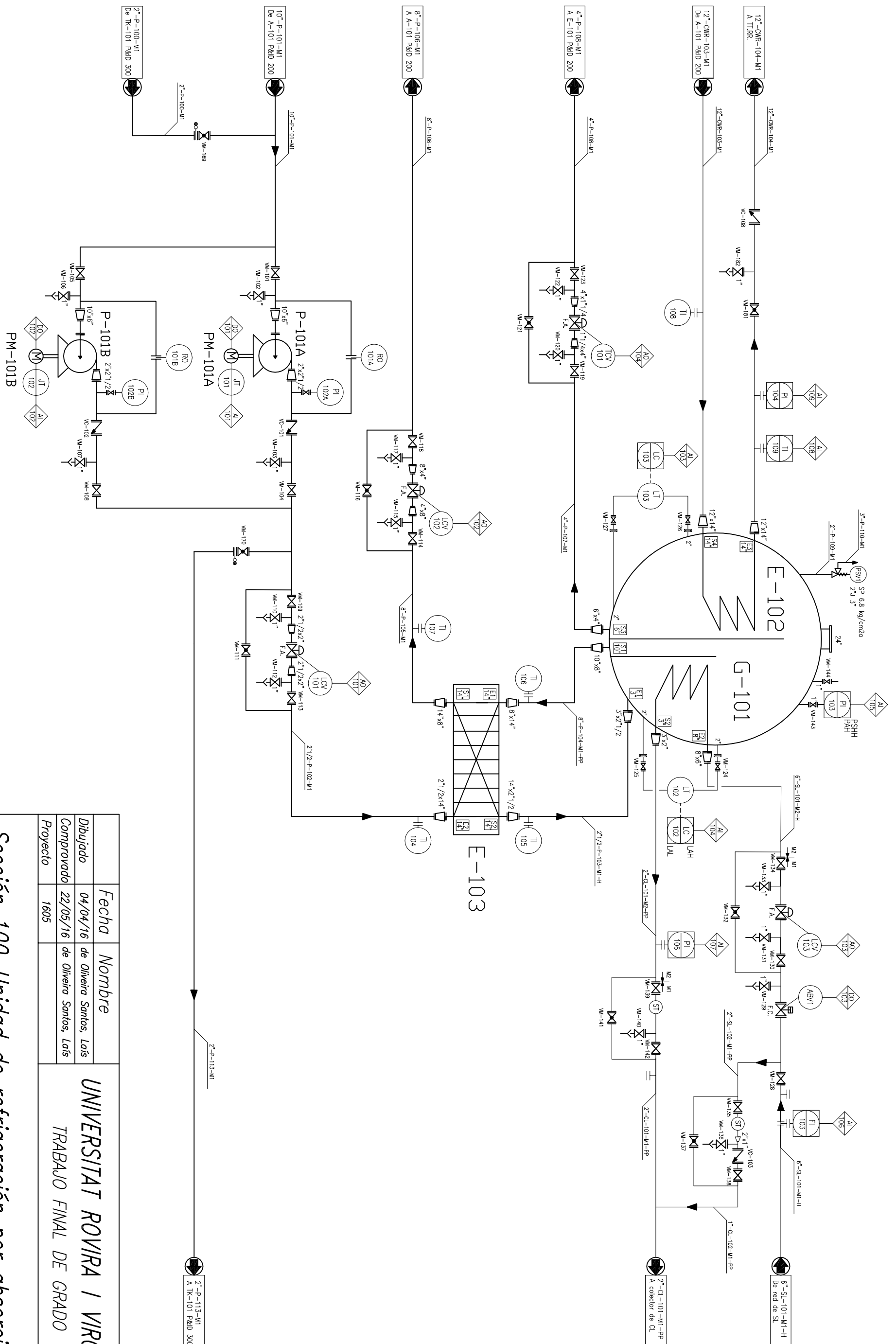


Bomba y motor

	Fecha	Nombre	
Dibujado	10/11/15	de Oliveira Santos, Laís	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO FINAL DE GRADO
Comprovado	24/11/15	de Oliveira Santos, Laís	
Proyecto	1605		

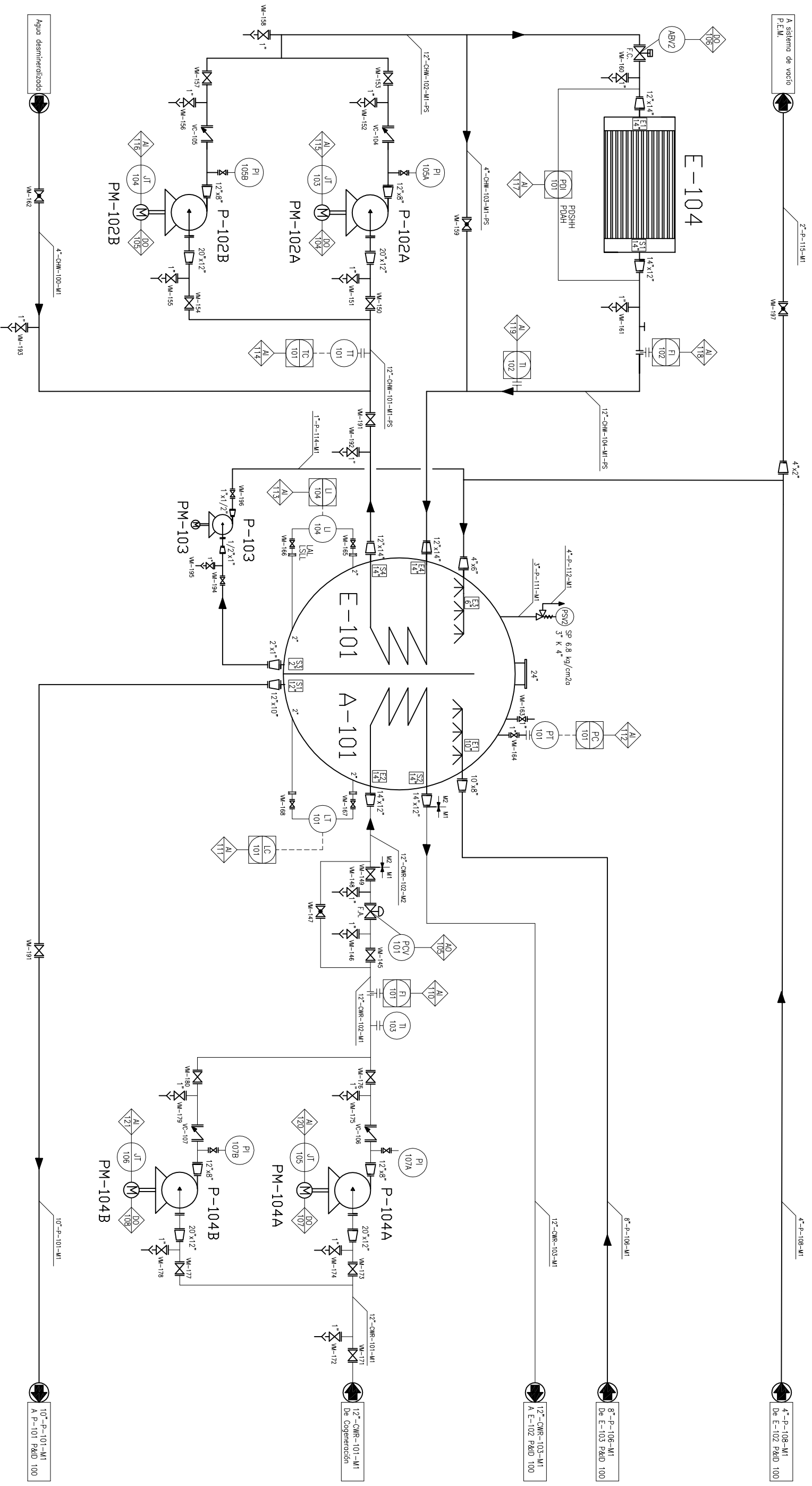
Leyenda

Plano 000



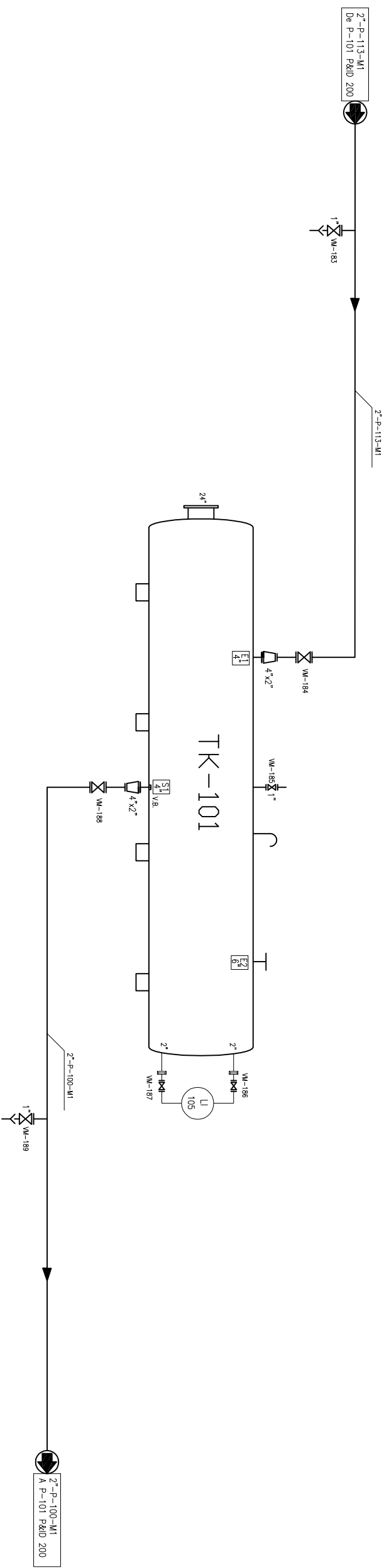
Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO FINAL DE GRADO
Dibujado	de Oliveira Santos, Laís	
Comprovado	de Oliveira Santos, Laís	
Proyecto	1605	

Sección 100 – Unidad de refrigeración por absorción



Fecha	Nombre	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO FINAL DE GRADO
04/04/16	de Oliveira Santos, Laís	
21/05/16	de Oliveira Santos, Laís	
Proyecto	1605	

Sección 200 – Unidad de refrigeración por absorción



	Fecha	Nombre	
Dibujado	04/04/16	de Oliveira Santos, Laís	UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI TRABAJO FINAL DE GRADO
Comprovado	22/05/16	de Oliveira Santos, Laís	
Proyecto	1605		

Sección 300 – Unidad de refrigeración por absorción

8. MEDIO AMBIENTE

8.1. Análisis de ciclo de vida comparativo

La adecuada refrigeración puede garantizar tanto condiciones de operación seguras como un aumento significativo de la eficacia de algunos procesos. Por otro lado, la demanda de refrigeración está necesariamente relacionada a un incremento del consumo energético, aumentando así el impacto ambiental asociado a los procesos industriales. Sin embargo, en los últimos años ha tenido lugar un aumento notable de la conciencia ambiental en todos los ámbitos de la sociedad, incluso el sector industrial. La importancia del factor ambiental sumada a leyes ambientales cada vez más restrictivas y al aumento del coste de la energía han conducido a un cambio de perspectiva; actualmente se valora la incorporación de los aspectos ambientales juntamente con los criterios de la economía tradicional en la optimización de los procesos industriales.

Por estos motivos es necesario analizar los sistemas de refrigeración industrial disponibles para evaluar su impacto ambiental antes de emplearlos en planta. Para poder determinar el impacto ambiental generado por los diferentes sistemas de refrigeración se lleva a cabo un análisis de ciclo de vida que es una herramienta de gestión ambiental reconocida internacionalmente. Esta metodología permite evaluar de forma objetiva y rigurosa los impactos ambientales generados por un producto, proceso o actividad a lo largo de todas las fases de su ciclo de vida (desde de la extracción de las materias primas necesarias para su elaboración hasta su gestión final como residuo), lo que también se conoce como “*from the cradle to the grave*”.

El objetivo principal del estudio realizado y detallado en el apartado A.XV ha sido evaluar los impactos medioambientales provocados por dos tecnologías diferentes de generación de frío industrial, la refrigeración por absorción y la refrigeración convencional por compresión, de modo que la cuantificación de los impactos permitiera comparar de forma objetiva los dos sistemas desde el punto de vista ambiental. Los principales resultados alcanzados se relatan a continuación.

8.1.1. Análisis de resultados

Primeramente, considerando los resultados obtenidos y presentados en el anexo A.XV.3 se observa que la sustitución del bromuro de litio por cloruro de litio para cuantificar los impactos generados por la etapa de obtención de materias primas puede haber alterado de manera relevante los resultados del inventario.

Teniendo en cuenta que no se ha realizado un estudio detenido de sus respectivos procesos de producción para poder garantizar que sean equivalentes y las incertidumbres generadas durante el análisis de inventario se ha optado por considerar solamente la etapa de operación para proceder a comparar las dos tecnologías de refrigeración. Asimismo, de manera general, los resultados del inventario coinciden con las referencias bibliográficas^{28,29}, las cuales afirman que el impacto ambiental generado por estos equipos se debe mayoritariamente a la etapa de operación, lo que respalda esta decisión.

Desde la perspectiva del análisis *gate to gate*, se percibe que el impacto generado por los dos sistemas es bastante similar en la mayoría de las categorías, excepto en la de calentamiento global, en la cual las emisiones de CO₂ equivalente del equipo de absorción son aproximadamente 3 veces superior a las del equipo de refrigeración. Esto se debe principalmente al uso de gas natural, un combustible fósil, para la producción de vapor de proceso.

Por otro lado, si se tiene en cuenta que el ciclo de refrigeración por absorción no emplea vapor de proceso a altas presiones y altas temperaturas pero vapor de baja presión excedente, los impactos provocados por este tipo de equipo se ven reducidos significativamente ya que el ciclo de absorción consume 5 veces menos electricidad que el ciclo de compresión para producir la misma potencia calorífica y por esto se presenta cómo la opción óptima; además contribuyendo para optimizar la integración energética del complejo industrial.

²⁸ Gebreslassie, Berhane H.; Guillén-Gosálbez, Gonzalo; Jiménez, Laureano; Boer, Dieter. *Design of environmentally conscious cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment*. Applied Energy, 86, 2009, p. 1712-1722.

²⁹ Shi, Junli; Li, Tao; Zhang, Hongchao; Peng, Shitong; Liu, Zhichao; Jiang, Qihong. *Energy consumption and environmental emissions assessment of a refrigeration compressor based on life cycle assessment methodology*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2015, p. 947-956.

En cuanto a la influencia de la corriente de agua de refrigeración en las categorías de impacto evaluadas, se nota que se incrementan especialmente los valores relativos al ciclo de absorción pues éste necesita un caudal de agua de refrigeración aproximadamente 150% superior al requerido por el equipo de compresión. No obstante, el agua es un recurso renovable, de modo que si se garantiza su adecuado tratamiento y se cumplen las leyes medioambientales se puede admitir cierto grado de condescendencia en su uso, aun más en este caso en el cual se usa agua de retorno a las torres.

Con respecto a las posibles fugas de amoníaco en el sistema de refrigeración por compresión, aunque no se ha podido llevar a cabo la cuantificación de los impactos generados en estas circunstancias, se ha llegado a la conclusión de que tendrían una contribución minoritaria en el impacto final debido a la pequeña cantidad de amoníaco que se vertería en un largo periodo de tiempo.

Finalmente, teniendo en cuenta los diferentes escenarios planteados se puede afirmar que desde el punto de vista medioambiental el ciclo de refrigeración por absorción es menos nocivo que el ciclo de compresión si se emplea calor residual para su funcionamiento, aunque requiera más agua de refrigeración.

9. SEGURIDAD EN EL DISEÑO

La seguridad es un punto fundamental tanto en el diseño de las instalaciones como en el desarrollo del proceso. Por esto se lleva a cabo un estudio de peligrosidad y operabilidad de la carcasa generador/condensador mediante un análisis HAZOP ya que este es el equipo que se considera más crítico en la unidad. El estudio realizado se muestra en la tabla 9.2.

También se dimensionan las válvulas de alivio de sobrepresión (PSV) necesarias para las dos carcasas en circunstancias de fuego externo dado que el ciclo de refrigeración por absorción opera a presiones manométricas negativas y se entiende que no podría llegar a alcanzar sobrepresiones significativas únicamente por razones de operación.

9.1. Dimensionamiento de las válvulas de alivio de sobrepresión

Se dimensionan las válvulas de alivio de sobrepresión para las carcasas generador/condensador y absorbedor/evaporador según el método detallado en los códigos API 520³⁰ y API 521³¹.

Los cálculos realizados se muestran en el anexo A.XVI. y los resultados se presentan en la tabla 9.1. Es importante resaltar que las PSV's utilizadas deben disponer de un sello hidráulico con aporte continuo de agua para evitar la entrada de aire en el equipo.

Tabla 9.1. Características de las válvulas de alivio de sobrepresión.

	Unidad	PSV 1	PSV 2
Flujo de descarga	kg/h	2042	3157
Presión de descarga	kg/cm ² a	6.8	6.8
Área mojada del recipiente	m ²	30.7	52.2
Calor total absorbido	kW	1175	1816
Área efectiva del orificio requerida	in ²	0.870	1.443
Área efectiva del orificio estándar	in ²	1.287	1.828
Letra de designación	-	J	K

³⁰ API recommended practice 520: *Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices in refineries*. 7^a Ed. Washington, D.C. American Petroleum Institute, 2000.

³¹ API recommended practice 521: *Pressure-relieving and Depressuring Systems*. 5^a Ed. Washington, D.C. American Petroleum Institute, 2007.

9.2 Análisis HAZOP

Tabla 9.2. Análisis HAZOP.

Nudo	Palabra guía	Desviación	Posible causa	Escenario	Consecuencia	Salvaguarda	Acciones correctoras/ Recomendaciones
Generador G-101	Más	Nivel	Fallo del controlador LC-102 (lee menor nivel que el real)	Evapora menos caudal y puede rebosar al E-102	Paro de la instalación por contaminación del E-102 con bromuro de litio	Alarma de alto nivel en el LC-102	
			Fallo del controlador LC-101 (lee mayor nivel que el real)	Evapora menos caudal y puede rebosar al E-102	Paro de la instalación por contaminación del E-102 con bromuro de litio	Controlador de nivel LC-102	
			Fallo del controlador LC-103 (lee mayor nivel que el real)	Ídem más nivel por fallo LC-101			
	Menos	Nivel	Fallo del controlador LC-102 (lee mayor nivel que el real)	El haz tubular por el cual pasa el vapor puede quedar descubierto	Daños en el equipo	Alarma de bajo nivel en el LC-102	
			Fallo del controlador LC-101 (lee menor nivel que el real)	El haz tubular por el cual pasa el vapor puede quedar descubierto	Daños en el equipo	Controlador de nivel LC-102	
			Fallo del controlador LC-103 (lee menor nivel que el real)	Ídem menos nivel por fallo LC-101			
	No	Flujo corriente 4	Fallo del controlador LC-102 (lee mayor nivel que el real, G-101 sin nivel)	El haz tubular por el cual pasa el vapor queda descubierto	Daños en el equipo	Alarma de bajo nivel LAL-102	
			Fallo LCV-102 (bloqueada en posición cerrada)	Ídem más nivel por fallo del controlador LC-102			
		Flujo corriente 3	Fallo LCV-101 (bloqueada en posición cerrada)	Disminución del nivel en G-101	Posibles daños en el equipo	Controlador de nivel LC-102	
			Fallo P-101	Disminución del nivel en G-101	Posibles daños en el equipo	Controlador de nivel LC-102	Instalar bomba reserva
		Flujo corriente 14	Fallo LCV-103 (bloqueada en posición cerrada)	No hay evaporación, aumenta el nivel y puede rebosar al E-102	Paro de la instalación por contaminación del E-102 con bromuro de litio	Controlador de nivel LC-102 con alarma de alto nivel	
	Más	Flujo corriente 4	Fallo del controlador LC-102 (lee mayor nivel que el real)	Ídem menos nivel por fallo LC-102			
		Flujo corriente 3	Fallo del controlador LC-101 (lee mayor nivel que el real)	Ídem más nivel por fallo del controlador LC-101			
		Flujo corriente 14	Fallo del controlador LC-103 (lee menor nivel que el real)	Aumenta la producción de vapor en el equipo causando la disminución del nivel y aumento de la presión en el equipo	Posibles daños en el equipo porque el haz tubular puede quedar descubierto	Controlador de nivel LC-102 con alarma de bajo nivel	Poner alarma de muy alta presión en el PI-103 y bloqueo de SL
	Menos	Flujo corriente 4	Fallo del controlador LC-102 (lee menor nivel que el real)	Ídem más nivel por fallo del controlador LC-102			
		Flujo corriente 3	Fallo del controlador LC-101 (lee menor nivel que el real)	Ídem menos nivel por fallo del controlador LC-101			
		Flujo corriente 14	Fallo del controlador LC-103 (lee mayor nivel que el real)	Ídem más nivel por fallo del controlador LC-103			
Inversión	Flujo inverso	No se aplica					
Más	Presión	Fallo del controlador PC-101 (lee menor presión que la real)	Aumento de la presión en el generador porque no hay suficiente condensación en E-102	Aumento de la presión en G-101 afecta la absorción en el A-101, aumentando también la presión en esta carcasa	Controlador de presión PC-101 y alarma de alta presión en el PI-103	Ídem más flujo corriente 14 por fallo LC-103	

Nudo	Palabra guía	Desviación	Posible causa	Escenario	Consecuencia	Salvaguarda	Acciones correctoras/ Recomendaciones
Generador G-101	Más	Presión	Fallo del controlador LC-103 (lee menor nivel que el real)	Ídem más flujo corriente 14			
			Fallo PCV-101 (bloqueada en posición cerrada)	Ídem más presión por fallo PC-101			
			Fallo LCV-103 (bloqueada en posición abierta)	Ídem más flujo corriente 14			
			Fuego externo	Ruptura catastrófica del G-101	Daños en las instalaciones con consecuencia significativas para la seguridad	Válvula de seguridad (PSV 1)	
	Menos	Presión	Fallo del controlador PC-101 (lee mayor presión que la real)	Al disminuir la presión aumenta la evaporación que tiene lugar en el G-101	Con el aumento del caudal de vapor y de agua de refrigeración hay más condensación en el E-102 y aumenta su nivel	Controlador de nivel LC-103	
			Fallo del controlador LC-103 (lee mayor nivel que el real)	Disminución de la presión y aumento de nivel en E-102	Ídem más nivel por fallo LC-103		
			Fallo PCV-101 (bloqueada en posición abierta)	Ídem menos presión por fallo PC-101			
			Fallo LCV-103 (bloqueada en posición cerrada)	Ídem menos presión por fallo LC-103			
	Más	Temperatura	Fallo del controlador LC-103 (lee menor nivel que el real)	Ídem más flujo corriente 14 por fallo LC-103			
			Fallo LCV-103 (bloqueada en posición abierta)	Mayor generación de vapor y aumento de la presión de y la temperatura en el equipo	Posibles daños en las instalaciones	Alarma de alta presión en el LI-103	Ídem más flujo corriente 14 por fallo LC-103
			Fuego externo	Ídem más presión por fuego externo			
	Menos	Temperatura	Fallo del controlador LC-103 (lee mayor nivel que el real)	Ídem menos flujo corriente 14 por fallo LC-103			
			Fallo LCV-103 (bloqueada en posición cerrada)	Ídem no flujo corriente 14			
			Fallo del intercambiador E-103	La corriente 3 llega más fría al G-101	Disminuye la evaporación en el equipo, aumentando el nivel en el G-101 y disminuyendo el nivel en el E-102	Controladores de nivel LC-102 y LC-103	
	Otra	Composición	No se aplica al tratarse de un ciclo cerrado				
Otra	Fase	No se aplica al tener lugar normalmente cambio de fase en el equipo					
No	Electricidad	Problemas de suministro	Paro de la bomba P-101	Ídem no flujo corriente 3			
No	Aire de instrumentación	Problemas de suministro o en el sistema de aire	LCV-101 abre LCV-102 abre LCV-103 cierra	Condiciones deseadas			

10. OPERACIÓN NORMAL DE LA UNIDAD

A continuación se definen las principales características que deben presentar los fluidos involucrados en la unidad de refrigeración por absorción para una operación estable y eficaz de la unidad.

10.1. Circuito H₂O/LiBr

Al tratarse de un circuito cerrado se considera que idealmente no hay pérdidas en el mismo y, por lo tanto, la concentración de los compuestos de la mezcla no varía durante la operación.

Uno de los aspectos operativos más relevantes en la operación de un ciclo de refrigeración por absorción con bromuro de litio es evitar su cristalización en el sistema, lo que disminuye la capacidad frigorífica del ciclo y puede llegar a bloquear las tuberías provocando la parada indeseada de la unidad. Por este motivo se ha elegido cuidadosamente la concentración de bromuro de litio en la mezcla, la cual varía de 57.7% a 63.3% en peso. Los diferentes puntos de operación en el ciclo se han representados en el diagrama de equilibrio de la mezcla que se presenta a continuación.

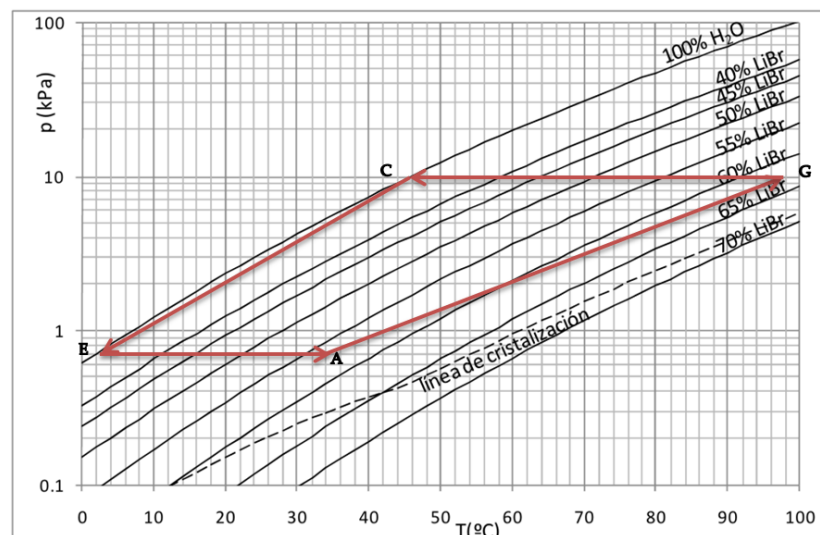


Figura 10.1. Diagrama de equilibrio de la mezcla H₂O/LiBr³² con las líneas de operación del ciclo.

³² Lapuerta Amiga, Magín; Armas Vergel, Octavio. *Frío Industrial y aire acondicionado*. Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha, Cuenca, 2012, p.105.

10.1.1. Aditivos químicos

En las máquinas de refrigeración por absorción normalmente se emplean una serie de aditivos químicos para mejorar su desempeño y aumentar la vida útil del equipo. A continuación se listan los principales motivos por los cuales se utilizan aditivos y los compuestos empleados en cada caso.

- Control de la corrosión: se utilizan inhibidores de la corrosión con litio como nitrato, cromato o molibdato de litio. La corrosión que se produce durante la operación tiende a generar hidrógeno gas, el cual se acumula en la parte de baja presión del sistema, principalmente en el absorbedor, disminuyendo la capacidad de refrigeración del equipo.
- Control del pH: se usan compuestos como el hidróxido de litio y el ácido bromhídrico para equilibrar el pH de la mezcla.
- Incremento de la transferencia de calor y de materia³³: también se pueden emplear compuestos como el 2-etil-1-hexanol para aumentar la transferencia de calor y de materia en el equipo, incrementando así su capacidad frigorífica.

10.2. Agua desmineralizada

El agua desmineralizada se usa para el circuito de agua subenfriada. Se considera que agua de elevada calidad es más apropiada para este servicio ya que minimiza los problemas de incrustación y de corrosión.

Se determina que se deben tomar muestras periódicas del circuito para analizar pH, hierro y residual del aditivo anticorrosión.

Las principales características del agua desmineralizada procedente del tratamiento en cadenas de intercambio iónico se muestran en la tabla a continuación.

³³ Dorgan, Chad B., Dorgan, Charles E. *Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat*. ASHRAE Inc, USA, 1995, p. 81.

Tabla 10.1. Características del agua desmineralizada³⁴.

Parámetro	Unidad	Valor
pH	-	7.0-9.5
Conductividad a pH 8	μS/cm	<30
Na	ppm	<3
Dureza total	ppm CaCO ₃	1
Sílice	ppb	<1000

10.3. Agua de refrigeración

El agua de refrigeración también debe presentar una serie de características para que se lleve a cabo el adecuado intercambio de calor y se garantice la integridad de los equipos. Se realizan controles rutinarios de las condiciones del agua de refrigeración en las balsas observando los siguientes aspectos:

- Presencia de hidrocarburos o irisaciones en superficie causadas por una contaminación del circuito.
- Cambio de color del agua por turbidez provocada por emulsiones o sólidos en suspensión, presencia elevada de óxidos de hierro.
- Presencia de algas en las zonas de las columnas de hormigón en contacto con el agua, lo que es indicativo de un deficiente tratamiento bacteriológico.
- Aparición de espumas en la superficie de la balsa que no sean las normales del tratamiento de choques con los productos bactericidas.

También se toman muestras diarias de agua de torre en las cuales se analizan parámetros como: pH, conductividad, dureza cálcica, DQO filtrada, sólidos en suspensión, turbidez, TAC, sulfatos, residual de inhibidor de la corrosión y de aditivos biodispersante, sulfatos, zinc e hierro.

³⁴ MAPRO Repsol. Especificaciones de productos de la unidad de desmineralización.

11. PROCEDIMIENTOS OPERATIVOS

11.1. Puesta en marcha de la unidad de refrigeración por absorción

A continuación se detallan los pasos principales que se deben seguir para llevar a cabo la correcta puesta en marcha de la unidad.

- Hacer nivel en los recipientes
 - Abrir VM-169 y VM-101.
 - Mantener cerrada VM-190 y poner en marcha la bomba P-101 A/B para impulsar el fluido desde el tanque (TK-101) hasta el generador (G-101). Una vez alcanzado el 50% de nivel en el G-101, se abre la LCV-102 dejando que el fluido vaya hacia el A-101.

- Abrir *utilities*
 - Agua de refrigeración: abrir VM-171 y poner en marcha la bomba P-104 A/B.
 - Agua desmineralizada: cuando el nivel en los dos equipos alcance el 50% se abre VM-162 dando paso al agua desmineralizada hacia el circuito de agua subenfriada. Primeramente se abre un venteo en el punto alto del circuito. A continuación es necesario comprobar que VM-191 se encuentra cerrada y poner en marcha la bomba P-102 A/B. Cuando salga agua desmineralizada por el venteo situado en el punto elevado del circuito se cierran la VM-162 y se abre VM-191.

- Hacer vacío en el circuito
 - Se comprueba que VM-197 está abierta y se pone en marcha la bomba de vacío. Cuando el PI-101 marque la presión de trabajo deseada, se cierra VM-197 y se para la bomba de vacío.
 - Al alcanzar el 100% de nivel en los dos equipos se abre VM-190 liberando la línea que va desde el A-101 hacia el G-101.

- Abrir SL al generador
 - A continuación se abre VM-128 dando paso al SL al G-101. Parte del refrigerante presente en la mezcla empezará a evaporar y se dirigirá hacia el condensador, donde

cambiará de fase y pasará al evaporador en el cual se convertirá en vapor y volverá al absorbedor, cerrando el ciclo.

– Según el fluido se vaya desplazando de un equipo y la operación se normalice se pueden poner los lazos de control en automático.

11.2. Parada de la unidad de refrigeración por absorción

Se detallan los pasos a seguir para parar adecuadamente la unidad.

- Corte de SL
 - Se cierra LCV-103 (entrada de SL al G-101) y se espera hasta que el PI-103 indique una disminución de presión debido a la ausencia de vapor de agua.

- Depresionar
 - Se abren VM-144 y VM-163 para que los equipos alcancen la presión atmosférica.

- Vaciado de los recipientes
 - Se abre VM-170 y se cierra VM-109. También se abre LCV-102 para vaciar el G-101 y TCV-101 para vaciar el condensador (E-102). La bomba P-101 A/B impulsará la mezcla hacia el TK-101 hasta que se vacíe el A-101 ya que la bomba dispone de un reciclo de caudal mínimo y esta operación no supone un peligro para su integridad. Al vaciar el A-101 se para la P-101 A/B y se purga la línea.
 - El evaporador (E-101) se vaciará por acción de gravedad por la purga VM-195 ya que el fluido remaneciente es agua y se puede drenar directamente a la arqueta.

- Cierre de *utilities*
 - Se para bomba P-104 A/B y se cierra el agua de refrigeración mediante el cierre de VM-171. Se para también la bomba P-102 A/B y se vacía el circuito de agua subenfriada.
 - Finalmente se purgan las líneas de los circuitos y se desconecta la electricidad de la unidad.

12. ESTUDIO DE LA VIABILIDAD ECONÓMICA

Una vez se conocen los parámetros operativos de la unidad y las especificaciones preliminares de todos los equipos principales involucrados se lleva a cabo el análisis de la rentabilidad de la inversión para determinar su viabilidad económica.

El método utilizado para la estimación de los costes, gastos de operación e ingresos esperados se detalla en el anexo A.XIX, mientras que los principales resultados obtenidos se muestran en la tabla 12.1.

Tabla 12.1. Costes e ingresos estimados de la unidad de refrigeración por absorción.

	Unidad	Valor
Coste de equipos principales	k€	1,517.8
Coste externos	k€	151.8
Costes de gestión de proyecto e ingeniería	k€	151.8
Costes de producción	k€/año	5.2
Costes de trabajo de operación	k€/año	0.0
Costes de mantenimiento y seguros promedio	k€/año	63.8
Gastos imprevistos	k€	151.8
Ingresos promedio	k€/año	643.2

En base a estos valores se calculan los beneficios esperados antes (BAI) y después del pago de impuestos (BDI) y los flujos de caja en los próximos 10 años, periodo en el cual se debe amortizar de forma lineal la inversión inicial. Es importante resaltar que los flujos de caja son variables debido a que se esperan cambios anuales en el precio de venta de la electricidad y que la tasa de impuesto empleada es del 30% sobre los beneficios esperados. Los resultados se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 12.2. Valores de los parámetros financieros calculados en los próximos 10 años.

Año	Amortización [k€/año]	BAI [k€/año]	BDI [k€/año]	Flujo de caja [k€]
0				-1,973.07
1	197.30	274.37	192.06	124.75
2	197.30	322.29	225.60	131.06
3	197.30	362.13	253.49	137.30
4	197.30	405.10	283.57	143.46
5	197.30	421.65	295.15	149.61
6	197.30	435.78	305.04	155.74
7	197.30	449.89	314.92	162.65
8	197.30	466.38	326.47	170.34
9	197.30	482.05	337.44	178.01
10	197.30	149.66	104.76	185.66

A partir de los valores de flujo de caja se calculan el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el tiempo de retorno de la inversión (TRI) que son los parámetros de rentabilidad utilizados para evaluar la viabilidad económica del proyecto. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 12.3.

Tabla 12.3. Parámetros de rentabilidad de la inversión.

Parámetro	VAN [k€]	TIR[%]	TRI [años]
Valor	746.80	18.9	4.5

Como se puede observar en la tabla anterior los valores del VAN y de la TIR indican que la inversión es rentable. No obstante, se considera que el tiempo de retorno de la inversión es demasiado elevado ya que las fluctuaciones en el precio de venta de la electricidad hacen que sean desaconsejables inversiones con un tiempo de retorno superior a los 3 años.

Debido a esta situación se decide evaluar la posibilidad de utilizar un equipo de refrigeración por absorción comercial en la modificación en lugar de emplear los equipos individuales dimensionados.

Se selecciona una máquina de refrigeración por absorción de la marca BROAD³⁵ modelo BDS 200 con una capacidad frigorífica de 2326 kW. El fabricante también suministra el set de bombas necesario para la operación del sistema. Los precios de la unidad de refrigeración utilizando un equipo comercial se presentan en la tabla a continuación.

Tabla 12.4. Precios de los equipos de la unidad de producción de frío utilizando una máquina de refrigeración por absorción comercial.

	Coste del equipo instalado actualizado [€]
Máquina de refrigeración por absorción	328,041.71
Set de bombas	91,851.68
Banco de tubos	50,457.30
Tanque de almacenamiento	106,696.51
Total	577,047.19

Es posible ver que el coste de los equipos principales se ve reducido aproximadamente a un 38% del coste anterior evaluado utilizando los equipos individuales diseñados. En la tabla

³⁵<http://www.gqsltd.co.uk/BROAD%20X%20Absorption%20Chiller%20Model%20Selection%20Design%20Manual%20>. Consultada el 09/05/2016 a las 22:55.

12.5 se recogen todos los costes estimados así como los ingresos esperados en esta opción del proyecto.

Tabla 12.5. Costes e ingresos estimados de la unidad de refrigeración por absorción.

	Unidad	Valor
Coste de equipos principales	k€	577.1
Coste externos	k€	57.7
Costes de gestión de proyecto e ingeniería	k€	57.7
Costes de producción	€/año	5.2
Costes de trabajo de operación	€/año	0.00
Costes de mantenimiento y seguros promedio	€/año	23.1
Gastos imprevistos	k€	57.7
Ingresos promedio	€/año	643.2

En base a la tabla anterior se percibe que al disminuir el coste de los equipos principales todos los demás costes también se ven reducidos ya que son estimados preliminarmente como porcentajes del coste de la unidad.

A continuación se muestran los beneficios estimados antes y después de impuestos y los flujos de caja en los próximos 10 años.

Tabla 12.6. Valores de los parámetros calculados en los próximos 10 años.

Año	Amortización [k€/año]	BAI [k€/año]	BDI [k€/año]	Flujo de caja [k€]
0				-577.05
1	57.70	455.85	319.10	376.80
2	57.70	504.40	353.08	410.78
3	57.70	544.92	381.45	439.15
4	57.70	588.63	412.04	469.74
5	57.70	605.92	424.14	481.85
6	57.70	620.81	434.57	492.27
7	57.70	635.69	444.98	502.69
8	57.70	652.97	457.08	514.78
9	57.70	669.44	468.61	526.31
10	57.70	337.86	236.50	294.21

Nuevamente, a partir de los valores de flujo de caja se calculan el VAN, la TIR y el TRI para evaluar la rentabilidad de esta opción. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 12.7.

Tabla 12.7. Parámetros de rentabilidad de la inversión.

Parámetro	VAN [k€]	TIR[%]	TRI [años]
Valor	2,078.9	71.4	1.5

El VAN y la TIR obtenidos indican que la inversión es altamente rentable y atractiva económicamente. Además, se obtiene un tiempo de retorno de la inversión de 1.5 años, el cual es aceptable ya que es significativamente inferior al límite establecido previamente de 3 años.

12.1. Análisis de sensibilidad

Se realiza un análisis de sensibilidad de la inversión para examinar los efectos de las incertidumbres en las previsiones de la viabilidad del proyecto. Los parámetros analizados son el porcentaje de incremento en la potencia generada en la turbina de gas y el precio de venta de la electricidad generada. Mediante la variación de estos dos parámetros se obtienen los resultados presentados en la tabla a continuación.

Tabla 12.8: Resultados del análisis de sensibilidad.

		Aumento de la potencia generada [%]	0.5	0.7	0.9
		Electricidad adicional generada [MWh]	5,715	8,001	10,287
Precio de venta mínimo	VAN [k€]	658.9	1,151.3	1,643.8	
	TIR [%]	33.2	47.8	61.7	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	2.9	2.1	1.6	
Precio de venta medio	VAN [k€]	1,321.4	2,078.9	2,836.5	
	TIR [%]	51.5	71.4	90.7	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	2.0	1.5	1.2	
Precio de venta máximo	VAN [k€]	1,394.0	2,180.6	2,967.1	
	TIR [%]	56.5	79.7	102.8	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	1.8	1.2	1.1	

Como se puede observar en la tabla anterior los parámetros de rentabilidad son favorables hasta en el peor caso planteado, es decir, escenario ácido (los precios de venta de electricidad más bajos) y aumento mínimo de la potencia generada en la turbina. En estas circunstancias el VAN sigue siendo positivo, la TIR superior a la tasa de interés considerada de 10.75% y el tiempo de retorno de la inversión ligeramente inferior al límite fijado de 3 años. Adicionalmente, en el mejor escenario contemplado la inversión podría llegar a ser altamente lucrativa, presentando una TIR superior al 100% y un tiempo de retorno mínimo de 1.1 años.

De este modo es posible afirmar que esta modificación supone una opción de inversión rentable y de bajo riesgo económico.

13. CONCLUSIONES

A lo largo del desarrollo de este proyecto se ha visto que pese al elevado grado de integración presentado entre las unidades de proceso de la refinería sigue habiendo una importante cantidad de calor que se desaprovecha, especialmente el que se encuentra a baja temperatura. En estas circunstancias se ha comprobado que la integración de un ciclo de refrigeración por absorción en la refinería representa una importante oportunidad de mejora de la eficiencia energética, presentando dos ventajas principales: la recuperación de calor residual que sería disipado al ambiente y la optimización de procesos que puedan verse beneficiados por la utilización de agua subenfriada.

Entre las diversas alternativas de integración analizadas, tanto en cuanto posibles fuentes de calor como en lo que se refiere a potenciales puntos de aplicación, se ha decidido emplear el sistema de refrigeración en la unidad de Cogeneración II para enfriar el aire de admisión al compresor previo a la turbina de gas, lo que permite aumentar la potencia generada en la misma.

Tras la correspondiente evaluación de la utilización de los gases de escape de la caldera de recuperación de calor como fuente energética para el generador del ciclo se ha concluido que no es viable ni económica ni operativamente y se ha seleccionado vapor de baja presión excedente como la fuente de calor óptima. En cuanto a la integración de la producción de frío no se ha podido conectar la fuente de frío directamente a la unidad de cogeneración debido al limitado espacio físico disponible. El espacio requerido por los equipos principales de la unidad de refrigeración ha representado un importante desafío en este proyecto ya que las reducidas presiones de operación del sistema implican en equipos principales con dimensiones bastante elevadas y, en consecuencia, con alto coste, lo que viene a perjudicar la rentabilidad de la inversión.

Una vez evaluada económicamente la modificación propuesta se ha verificado que esta no resulta viable y se ha decidido analizar la utilización de un equipo de refrigeración por absorción comercial para sustituir los equipos individuales diseñados. Esta nueva opción ha resultado atractiva económicamente al presentar un valor actual neto de 2,078.9 k€, una tasa

interna de retorno del 71.4%. y un tiempo de retorno de la inversión de 1.5 años, el cual se considera aceptable ya que es 50% inferior a los 3 años fijados inicialmente como límite máximo para invertir en proyectos involucrados en el mercado eléctrico.

Debido a las fluctuaciones en los precios de la electricidad también se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad de la inversión en el cual se han estudiado los efectos de las variaciones en el incremento de la potencia generada en la turbina de gas y del precio de venta de la electricidad sobre la rentabilidad del proyecto. A partir de este análisis se ha visto que esta modificación supone una alternativa de inversión rentable y de bajo riesgo económico.

En lo que se refiere a la seguridad en las instalaciones y de proceso, se ha podido comprobar que la unidad presenta una baja peligrosidad dado que los compuestos utilizados son completamente inocuos para la salud humana y para el medio ambiente. Sin embargo, se han implementado alarmas y enclavamientos en el sistema de control para aumentar el nivel de seguridad del sistema.

En cuanto al impacto medioambiental generado por los ciclos industriales de refrigeración, se ha verificado que la etapa del ciclo de vida que produce mayor impacto es la de operación, lo que está directamente relacionado con la producción de energía para el funcionamiento de los equipos. En base al análisis de ciclo de vida comparativo de las dos tecnologías analizadas se puede afirmar que el ciclo de refrigeración por absorción es menos nocivo para el medio ambiente que el ciclo tradicional de compresión mecánica de vapor si se emplea calor residual para su funcionamiento ya que consume 5 veces menos electricidad, una fuente de energía primaria de alto nivel, para alcanzar la misma producción de frío. Aunque el ciclo de absorción requiere más agua de refrigeración, se considera que en este caso esta necesidad no provocaría un incremento del impacto generado dado que se utiliza agua de refrigeración que retorna a las torres una vez empleada en las plantas de proceso.

En resumen, se concluye que la integración de un ciclo de refrigeración por absorción en la unidad de Cogeneración II del site de Repsol Petróleo en Tarragona utilizando un equipo de refrigeración comercial es una buena inversión tanto desde el punto de vista de la integración energética como desde las perspectivas operativas, medioambientales y económicas.

14. BIBLIOGRAFIA

14.1. Libros

- Branan, R. Carl. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 4ª Ed. Elsevier, Amsterdam, 2005.
- Crawley, Frank. *HAZOP: guide to best practice : guidelines to best practice for the process and chemical industries*. 2ª Ed. Rugby: Institution of Chemical Engineers, USA, 2008.
- Creus Solé, Antonio. *Instrumentación industrial*. 7ª Ed, Macombo, España, 2005.
- Dorgan, Chad B., Dorgan, Charles E. *Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat*. ASHRAE Inc, USA, 1995.
- Fullana i Palmer, Pere. *Análisis del ciclo de vida*. Rubes, España, 1997.
- García Garrido, Santiago; Fraile Chico, Diego. *Cogeneración: diseño, operación y mantenimiento de plantas*. Díaz Santos, Madrid, 2008.
- Hewitt, G.; Shires, G.L.; Bott, T.R. *Process Heat Transfer*. CRC Press, New York, 1994.
- Herold, Keith E.; Radermacher, Reinhard; Klein, Sanford A. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, USA, 1996.
- Kern, Donald Q. *Procesos de Transferencia de Calor*. CECSA, México, 1976.
- Lapuerta Amiga, Magín; Armas Vergel, Octavio. *Frío Industrial y aire acondicionado*. Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha, Cuenca, 2012.
- Molina Igartua, Luis A.; Alonso Girón, Jesús Maria. *Calderas de Vapor en la Industria*. Grupo EVE, España, 1996.
- Miranda, Ángel Luis. *Evaporadores*. Ceac, España, 2000.
- Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Ed. Reverté, España, 2004.
- Rufes Martínez, Pedro. *Condensadores*. Ceac, España, 2000.
- Serth, Robert W. *Process Heat Transfer: principles and applications*. Elsevier, Oxford, 2007.
- Sinnott, R. K. *Diseño en Ingeniería Química*. 5ª Ed., Reverté, Barcelona, 2012.
- Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A. *Termodinámica*. 7ª Ed. McGraw-Hill, México, 2012.

14.2. Artículos científicos

- Bakhitiari, Bahador; Fradette, Louis; Legros, Robert; Paris, Jean. *A model for analysis and design of H₂O-LiBr absorption heat pumps*. Energy Conversion and Management 52, 2011, p. 1439-1448.
- Bovea, María D.; Cabello, Ramón; Querol, Daría. *Comparative Life Cycle Assessment of Commonly Used Refrigerants in Commercial Refrigeration Systems*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2007, Vol. 12, Issue 5, p. 299-307.
- Bruno, J.C., Coronas, A., Guxens, S., Lázaro, M. *Efficiency improvement in oil refinery processes using absorption refrigeration plants driven by waste heat*. Proc.of. the Int. Sorption Heat Pump Conference. 2012.
- Gebreslassie, Berhane H.; Guillén-Gosálbez, Gonzalo; Jiménez, Laureano; Boer, Dieter. *Design of environmentally conscious cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment*. Applied Energy, 86, 2009, p. 1712-1722.
- Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Eveloy. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry*. Applied Thermal Engineering 50, 201, p. 918-931.
- Shi, Junli; Li, Tao; Zhang, Hongchao; Peng, Shitong; Liu, Zhichao; Jiang, Qiuhong. *Energy consummation and environmental emissions assessment of a refrigeration compressor based on life cycle assessment methodology*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2015, p. 947-956
- Somers, C.; Mortazavi, A.; Hwang, Y.; Radermacher, R.; Rodgers, P.; Al-Hashimi, S. *Modeling water/lithium bromide chillers in Aspen Plus*. Applied Energy 88, 2011, p.4197-4205.

14.3. Informes técnicos

- Informe técnico Repsol. *Recuperación de calor residual de refinerías vía ORC (Organic Rankine Cycle)*. 2012.
- Informe técnico Repsol: Caldera de recuperación de calor 436F-1. 2013.
- MAPRO Repsol. Fundamentos del proceso y descripción de la unidad de Cogeneración II.
- MAPRO Repsol. Especificaciones de productos de la unidad de desmineralización.
- MAPRO Repsol. Plan analítico de los circuitos de refrigeración.

14.4. Tesis

- Magnani, Sara. *Modelling and Performance analysis at partial load of a single effect partial chiller*. Tesis de máster. Universidad de Torino, Italia, 2015.
- Figueredo, Gustavo Raúl. *Caracterización experimental y modelización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto de H₂O/LiBr con accionamiento a dos temperaturas para la climatización de edificios*. Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, España, 2012.
- Bruno Argilaguet, Joan Carles. *Integració de cicles d'absorció en xarxes d'energia de plantes de procés*. Tesis doctoral, Universitat Rovira i Virgili, España, 2000.

14.5. Páginas web

- Instituto Nacional de Estadística: <http://www.ine.es/inebaseweb>.
- Google Maps: <https://www.google.es/maps/place/43140+La+Pobla+de+Mafumet,+Tarragona/@41.1717293,1.219173,330>.
- http://interior.gencat.cat/web/.content/home/030_arees_dactuacio/proteccio_civil/plans_de_proteccio_civil/plans_de_proteccio_civil_a_catalunya/documents/Sismicat_annex_5_perillositat_sismica.
- <http://static-m.meteo.cat/wordpressweb/wp-content/uploads/2014/11/13083422/> Tarragones.
- Catálogo Grasso: <http://pdf.directindustry.es/pdf/grasso-international-7563.html>
- Catálogo Broad: http://www.absorcionbroad.com/pdf/Catalogo_Broad_v4.pdf
- http://eplca.jrc.ec.europa.eu/?page_id=134
- <http://www.gabi-software.com/support/gabi/gabi-lcia-documentation/ilcd-recommendation>
- <http://www.gabi-software.com/spain/index/>
- <http://www.gamesacorp.com/recursos/doc/rsc/compromisos/clientes/certificaciones-ohsas-y-i/informe-analisis-ciclo-de-vida-g90.pdf>
- <http://acv.ibict.br/programa-brasileiro-de-acv/publicacoes/manual-do-sistema-ilcd-sistema>
- <http://www.ksb.com>
- <http://www.hermeticumpen.com>
- <http://savoipower.com/cogeneracion.html>

ANEXOS

SIMBOLOGÍA

Letras		
Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área	m ²
A'	Factor para el cálculo de la presión crítica	-
A''	Constante del material (aislamiento térmico)	-
A _w	Área mojada	m ²
a _s	Área de paso entre tubos	m ²
B	Espacio entre <i>baffles</i>	-
B'	Factor para el cálculo de la presión crítica	-
BR	Intervalo de ebullición	°C
ca	Corrosión admisible	mm
C _c	Factor de geometría de cambio de sección	-
C _p	Capacidad calorífica a presión constante	kJ/kg·K
C _v	Capacidad calorífica a volumen constante	kJ/kg·K
Cv	Coefficiente de flujo válvulas de control	Gal/min
C ₁	Factor de configuración del haz tubular	-
CHW	Agua subenfriada (<i>chilled water</i>)	-
COP	Coefficiente de performance	-
CWR	Agua de refrigeración retorno (<i>cooling water return</i>)	-
CWS	Agua de refrigeración suministro (<i>cooling water supply</i>)	-
D	Diámetro	m
D _e	Diámetro equivalente	m
E	Eficiencia de soldadura	-
f	Factor de fricción	-
F	Paso entre tubos	m
F _b	Factor de ebullición en el haz tubular	-
F _k	Relación de capacidades caloríficas	-
F _p	Factor de presión	-
F _{p'}	Factor de geometría de la tubería	-
F _m	Factor de mezcla	-
g	Gravedad	m/s ²
G	Flujo másico	kg/m ² ·s
Gr	Número de <i>Grashof</i>	-
h	Entalpía	kJ/kg
h _e	Coefficiente de transferencia de calor externo (tuberías)	W/m ² ·K
h _{fg}	Entalpía de vaporización	kJ/kg
h _i	Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² ·K
h _{nb}	Coefficiente de ebullición nucleada	W/m ² ·K
h _{nc}	Coefficiente de convección natural	W/m ² ·K
h _o	Coefficiente de transferencia de calor externo	W/m ² ·K
j _H	Factor de <i>Colburn</i>	-
k	Conductividad térmica	W/m·K
k'	C _p /C _v	-
K _x	Coefficientes dimensionamiento PSV	-

Letras		
Símbolo	Descripción	Unidad
K_f	Coefficiente de forma caldera	-
K_i	Relación de diámetros (válvula-tubería)	-
L	Longitud	m
L_{eq}	Longitud equivalente	m
\dot{m}	Caudal másico	kg/h
\dot{m}_n	Caudal másico en la tubuladura	kg/s
M	Constante 1 de combustión gas natural	kcal/kg·°C
n	Número	-
n_b	Número de <i>baffles</i>	-
n_f	Número de filas	-
n_t	Número de tubos	-
$n_{t/f}$	Número de tubos por fila	-
N	Constante 2 de combustión gas natural	kcal/kg·°C·°C
N_x	Constantes para el dimensionamiento válvulas de control	-
Nu	Número de <i>Nusselt</i>	-
P	Presión	kg/cm ² / bar/ Pa/ psi
P'	Factor de corrección del salto térmico	-
P_c	Presión crítica	kg/cm ² / bar/ Pa/ psi
P_{cf}	Presión de flujo crítico	psi
P_r	Presión reducida	-
P _T	Pitch	mm/in
Pr	Número de <i>Prandtl</i>	-
\hat{q}	Flujo de calor	kW/m ²
Q	Calor transferido	kW
R	Resistencia térmica	W/m ² ·K
r	Radio	m
R'	Factor de corrección del salto térmico	-
Re	Número de <i>Reynolds</i>	-
S	Sección	m ²
S'	Tensión admisible	Pa
t	Espesor de pared	mm
T	Temperatura	°C/°R
ΔT_{mle}	Temperatura media logarítmica	°C
T_w	Temperatura en la pared	°C
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² ·K
v	Velocidad	m/s
\dot{v}	Caudal volumétrico	m ³ /s
V	Volumen	m ³
V.A.	Vacío absoluto	-
w	Fracción másica	-
W	Trabajo	kW
z	Altura	m

Letras griegas		
Símbolo	Descripción	Unidad
β	Coefficiente de expansión térmica	-
β_m	Factor de pérdida de carga por fricción en la carcasa	-
β'	Coefficiente área mojada	-
ε	Eficiencia	-
ρ	Densidad	kg/m ³
σ	Relación entre áreas	-
Δ	Variación	-
μ	Viscosidad	mPa·s
Ω	Eficiencia de las aletas	-
θ	Relación pérdida de carga fase líquida/fase vapor	-
ψ_H	Multiplicador homogéneo	-
ϕ	Relación de viscosidades dinámica	-
δ	Espesor de la lámina de disolución en el absorbedor	m
τ	Flujo másico en la carcasa del absorbedor	kg/m ² ·s
ϕ_{VO}^{-2}	Factor de condensación	-
γ	Peso específico	kg/m ³
Subíndice		
Símbolo	Descripción	Unidad
a	Absorbedor	-
c	Condensador	-
C	Limpio (<i>clean</i>)	-
D	Sucio (<i>dirty</i>)	-
e	Evaporador	-
f	Fluido	-
g	Generador	-
G	Fase gas	-
i	interno	-
L	Líquido	-
n	Tubuladura	-
O	externo	-
s	superficie	-
SH	Intercambiador intermedio	-
V	Vapor	-

ÍNDICE

A.I.	Modelización del ciclo	1
I.1.1.	Hipótesis y suposiciones	1
I.1.2.	Modelo	2
A.II.	Selección de materiales	5
A.III.	Condiciones de diseño	6
A.IV.	Equipo de recuperación de calor	7
IV.1.	Tubuladuras de salida de la caldera	7
IV.2.	Banco de tubos	8
IV.2.1.	Cálculos geométricos	10
IV.2.2.	Propiedades de los fluidos	11
IV.2.3.	Cálculos térmicos	12
IV.2.4.	Cálculos globales	12
IV.2.5.	Pérdidas de carga	14
A.V.	Banco de tubos para el enfriamiento de aire	15
V.1.	Características de los fluidos	15
V.2.	Cálculos térmicos	16
V.2.1.	Balance de energía	16
V.2.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica	17
V.2.3.	Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos	17
V.2.4.	Coefficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)	17
V.2.5.	Coefficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)	18
V.2.6.	Cálculos geométricos	20
V.2.7.	Pérdida de carga en los tubos	20
V.2.8.	Resultados	21
A.VI.	Generador	22
VI.1.	Características de los fluidos	22
VI.2.	Decisiones previas	22
VI.3.	Cálculos térmicos	23
VI.3.1.	Balance de energía	23
VI.3.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica	23
VI.3.3.	Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos	24
VI.3.4.	Coefficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)	24

VI.3.5.	Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o)	24
VI.3.6.	Coeficiente de transferencia de calor global	26
VI.3.7.	Flujo de calor crítico.....	26
VI.3.8.	Resultados.....	27
VI.4.	Cálculos geométricos	28
VI.4.1.	Resultados.....	29
VI.5.	Cálculos de pérdida de carga	30
VI.5.1.	Pérdida de carga en la carcasa	30
VI.5.2.	Pérdida de carga en los tubos	34
A.VII.	Evaporador.....	36
VII.1.	Características de los fluidos	36
VII.2.	Decisiones previas	36
VII.3.	Cálculos térmicos.....	37
VII.3.1.	Balance de energía.....	37
VII.3.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica	37
VII.3.3.	Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos.....	38
VII.3.4.	Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i).....	38
VII.3.5.	Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o)	38
VII.3.6.	Coeficiente de transferencia de calor global	39
VII.3.7.	Resultados.....	39
VII.4.	Cálculos geométricos	40
VII.5.	Cálculos de pérdida de carga	41
VII.5.1.	Pérdida de carga en la carcasa	41
VII.5.2.	Pérdida de carga en los tubos	42
A.VIII.	Absorbedor.....	43
VIII.1.	Características de los fluidos.....	43
VIII.2.	Decisiones previas.....	43
VIII.3.	Cálculos térmicos	44
VIII.3.1.	Balance de energía.....	44
VIII.3.2.	Diferencia de temperatura media logarítmica	44
VIII.3.3.	Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos.....	45
VIII.3.4.	Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i).....	45
VIII.3.5.	Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)	45

VIII.3.6. Corrección del coeficiente de transferencia de calor global debido a la transferencia de calor sensible	47
VIII.3.7. Resultados.....	48
VIII.4. Cálculos geométricos	49
VIII.4.1. Resultados.....	49
VIII.5. Cálculos de pérdida de carga.....	49
VIII.5.1. Pérdida de carga en la carcasa	49
VIII.5.2. Pérdidas de carga en los tubos	51
A.IX. Condensador	53
IX.1. Características de los fluidos	53
IX.2. Decisiones previas	53
IX.3. Cálculos térmicos.....	54
IX.3.1. Balance de energía.....	54
IX.3.2. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)	54
IX.4. Cálculos geométricos	55
IX.5. Cálculos de pérdida de carga	55
IX.5.1. Pérdida de carga en la carcasa	55
IX.5.2. Pérdida de carga en los tubos	56
A.X. Intercambiador de calor intermedio.....	58
X.1. Características de los fluidos	58
X.2. Intercambiador de carcasa y tubos	58
X.2.1. Decisiones previas	59
X.2.2. Cálculos térmicos	59
X.2.3. Cálculos de pérdida de carga	62
X.3. Intercambiador de placas	64
A.XI. Cálculo del espesor de los recipientes	68
A.XII. Diseño de tuberías.....	70
XII.1. Aislamiento térmico de las tuberías	70
XII.1.1. Selección del material aislante	71
XII.2. Cálculo del espesor de aislante requerido.....	71
A.XIII. Diseño de válvulas de control.....	73
XIII.1. Dimensionamiento para líquidos.....	73
XIII.2. Dimensionamiento para gases o vapores	74

A.XIV.	Bombas	75
XIV.1.	Bomba del ciclo de refrigeración por absorción (P-101)	76
XIV.2.	Bomba del ciclo de refrigeración por absorción (P-103)	76
XIV.3.	Bombas del circuito de agua subenfriada (P-102) y de agua de refrigeración (P-104)	77
A.XV.	Medio ambiente	78
XV.1.	Análisis de ciclo de vida comparativo	78
XV.1.1.	Marco y objetivo del estudio	78
XV.1.2.	Tecnologías analizadas	79
XV.1.3.	Categorías de evaluación del impacto ambiental	81
XV.2.	Análisis del inventario de ciclo de vida	83
XV.2.1.	Escenario base	84
XV.3.	Evaluación del impacto ambiental	85
XV.3.1.	Análisis de sensibilidad	90
A.XVI.	Dimensionamiento de la válvula de alivio de sobrepresión	94
A.XVII.	Hojas de especificaciones	96
XVII.1.	Generador G-101	96
XVII.2.	Absorbedor A-101	97
XVII.3.	Evaporador E-101	98
XVII.4.	Condensador E-102	99
XVII.5.	Intercambiador intermedio E-103	100
XVII.6.	Banco de tubos E-104	101
XVII.7.	Tanque de almacenamiento TK-101	102
XVII.8.	Bomba P-101	103
XVII.9.	Bomba P-102	104
XVII.10.	Bomba P-103	105
XVII.11.	Bomba P-104	106
XVII.12.	Válvulas de control	107
XVII.13.	Válvulas de seguridad (PSV)	108
A.XVIII.	Listados	109
XVIII.1.	Listados de equipos	109
XVIII.2.	Listado de bombas	109
XVIII.3.	Listado de líneas	110
XVIII.4.	Listado de instrumentos	112

XVIII.5.	Listado de válvulas	114
A.XIX.	Estudio de viabilidad económica	117
XIX.1.	Estimación de los costes.....	117
XIX.1.1.	Coste de los equipos principales	117
XIX.1.2.	Estimación de costes externos	119
XIX.1.3.	Costes de gestión de proyecto e ingeniería	120
XIX.1.4.	Costes de producción	120
XIX.1.5.	Costes de trabajo de operación.....	120
XIX.1.6.	Costes de mantenimiento y seguros	121
XIX.1.7.	Gastos imprevistos	121
XIX.2.	Estimación de los ingresos	121
XIX.3.	Determinación de la rentabilidad de la inversión.....	122
XIX.3.1.	Valor actual neto	123
XIX.3.2.	Tasa interna de retorno	123
XIX.3.3.	Tiempo de retorno de la inversión.....	124
XIX.4.	Estimación de los costes II.....	124
XIX.4.1.	Coste de los equipos principales II.....	124
XIX.5.	Determinación de la rentabilidad de la inversión II	125
XIX.6.	Análisis de sensibilidad.....	126

A.I. MODELIZACIÓN DEL CICLO

La formulación de un modelo adecuado es imprescindible para comprender el funcionamiento del ciclo estudiado, así como para analizar su performance en diferentes condiciones de operación.

El modelo matemático preliminar se basa en los balances de materia y de energía del sistema y en las ecuaciones de diseño de los intercambiadores de calor que lo componen. En la figura I.1 se presenta un esquema del ciclo.

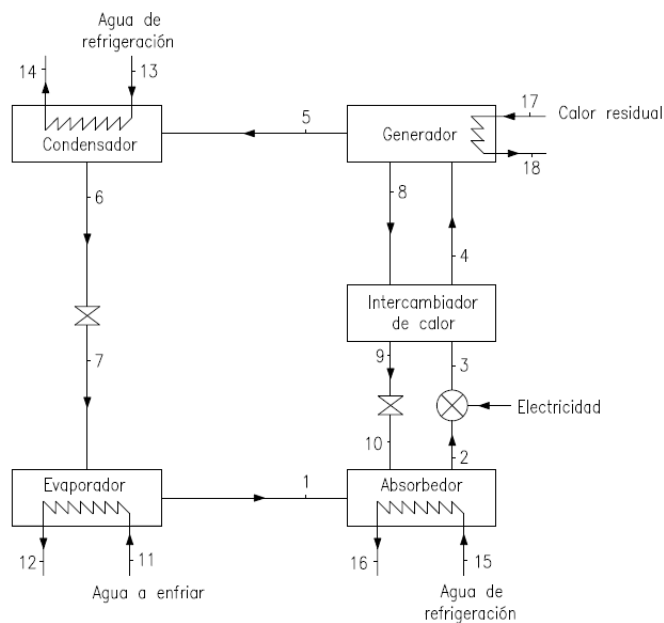


Figura I.1. Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción con las corrientes numeradas.

I.1.1. Hipótesis y suposiciones

Durante el desarrollo del modelo hay algunas informaciones que no están disponibles y sin las cuales es imposible solucionarlo, por esto es necesario hacer ciertas suposiciones basadas en las características comunes de los ciclos de refrigeración. Las hipótesis adoptadas son:

- Las soluciones líquidas que salen del generador, del absorbedor y del condensador se encuentran en condiciones de saturación.

- La fracción del vapor de la corriente de salida del evaporador es 1 y se encuentra en su temperatura de saturación a la presión correspondiente.
- El vapor que sale del generador se encuentra en equilibrio con la solución saturada que abandona el equipo.
- Las expansiones que tienen lugar en el ciclo a través de válvulas son expansiones isoentálpicas.
- En un principio no se consideran las pérdidas de carga a través de los componentes del circuito.
- Las pérdidas de calor hacia el exterior del ciclo son despreciables, así como los efectos de la energía cinética y potencial.
- Se considera que el intercambiador intermedio presenta una eficiencia del 85%.

En general, para los balances de energía se tienen en cuenta las corrientes externas al ciclo ya que 4 de sus elementos principales son intercambiadores de calor que transfieren calor entre el ciclo y sus alrededores. También se considera cualquier transferencia de calor o trabajo en que esté involucrada el sistema de refrigeración.

En cuanto al criterio de signos, se asume que los flujos de energía son positivos cuando entran al ciclo y negativos cuando salen.

I.1.2. Modelo

I.1.2.1 Evaporador

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (\text{I.1})$$

$$W_{LiBr,7} = W_{LiBr,1} \quad (\text{I.2})$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (\text{I.3})$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_7) = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12})$$

$$Q_{\text{evaporador}} = U \cdot A_e \cdot \Delta T_{mle} = U \cdot A_e \cdot \frac{(T_{11}-T_1)-(T_{12}-T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11}-T_1}{T_{12}-T_7}\right)} \quad (\text{I.4})$$

I.1.2.2 Absorbedor

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{10} \quad (\text{I.5})$$

$$\dot{m}_2 \cdot w_{\text{LiBr},2} = \dot{m}_1 \cdot w_{\text{LiBr},1} + \dot{m}_{10} \cdot w_{\text{LiBr},10} \quad (\text{I.6})$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (\text{I.7})$$

$$Q_{\text{absorbedor}} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - (\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10}) = \dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{16}) \quad (\text{I.8})$$

$$Q_{\text{absorbedor}} = U \cdot A_a \cdot \Delta T_{\text{mle}} = U \cdot A_a \cdot \frac{(T_{10}-T_{16})-(T_2-T_{15})}{\ln\left(\frac{T_{10}-T_{16}}{T_2-T_{15}}\right)} \quad (\text{I.9})$$

I.1.2.3 Intercambiador de calor intermedio

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (\text{I.10})$$

$$w_{\text{LiBr},3} = w_{\text{LiBr},4} \quad (\text{I.11})$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{I.12})$$

$$w_{\text{LiBr},8} = w_{\text{LiBr},9} \quad (\text{I.13})$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (\text{I.14})$$

$$Q_{\text{HE}} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) \quad (\text{I.15})$$

$$\varepsilon_{\text{HE}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_3} \quad (\text{I.16})$$

I.1.2.4 Generador

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad (\text{I.17})$$

$$\dot{m}_4 \cdot w_{\text{LiBr},4} = \dot{m}_5 \cdot w_{\text{LiBr},5} + \dot{m}_8 \cdot w_{\text{LiBr},8} \quad (\text{I.18})$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (\text{I.19})$$

$$Q_{\text{generador}} = (\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_8 \cdot h_8) - \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (\text{I.20})$$

$$Q_{\text{generador}} = U \cdot A_g \cdot \Delta T_{\text{mle}} = U \cdot A_g \cdot \frac{(T_{18}-T_4)-(T_{17}-T_8)}{\ln\left(\frac{T_{18}-T_4}{T_{17}-T_8}\right)} \quad (\text{I.21})$$

I.1.2.5 Condensador

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{I.22})$$

$$W_{\text{LiBr},5} = W_{\text{LiBr},6} \quad (\text{I.23})$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (\text{I.24})$$

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_{13} \cdot (h_{13} - h_{14})$$

$$Q_{\text{condensador}} = U \cdot A_c \cdot \Delta T_{\text{mle}} = U \cdot A_c \cdot \frac{(T_6 - T_{13}) - (T_5 - T_{14})}{\ln \frac{(T_6 - T_{13})}{(T_5 - T_{14})}} \quad (\text{I.25})$$

I.1.2.6 Bomba

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{I.26})$$

$$W_{\text{LiBr},2} = W_{\text{LiBr},3} \quad (\text{I.27})$$

$$W_{\text{bomba}} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_2 \cdot v_2 \cdot (P_{\text{alta}} - P_{\text{baja}}) \quad (\text{I.28})$$

I.1.2.7 Válvulas de expansión de solución

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (\text{I.29})$$

$$W_{\text{LiBr},9} = W_{\text{LiBr},10} \quad (\text{I.30})$$

$$h_9 = h_{10} \quad (\text{I.31})$$

I.1.2.8 Válvulas de expansión de refrigerante

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (\text{I.32})$$

$$W_{\text{H}_2\text{O},6} = W_{\text{H}_2\text{O},7} \quad (\text{I.33})$$

$$h_6 = h_7 \quad (\text{I.34})$$

I.1.2.9 Coeficiente de performance (COP)

$$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}}} \quad (\text{I.35})$$

A.II. SELECCIÓN DE MATERIALES

El primer paso en el diseño de los equipos es la selección de los materiales de construcción adecuados ya que cada material presenta características específicas.

Los equipos de refrigeración por absorción consisten en varios intercambiadores de calor de carcasa y tubos en los cuales generalmente los tubos son de aleación de cobre y níquel (90/10) por su alta conductividad térmica y resistencia a la solución de bromuro de litio y agua, mientras que la carcasa y los cabezales son de acero al carbono (A516) ya que este material presenta una resistencia adecuada a la mezcla de trabajo y un coste reducido en comparación con el cuproníquel. Las placas tubulares son de acero inoxidable 316L.

Para el equipo de recuperación de calor también se elige acero al carbono (A516) pues es el mismo material utilizado en la caldera de recuperación de calor existente. Igualmente se usa este material para el sistema de enfriamiento de aire.

Para las tuberías se selecciona acero al carbono A53 que es material típico utilizado para tuberías industriales de baja presión.

En la tabla II.1 se presentan las características de los materiales seleccionados.

Tabla II.1. Características de los materiales seleccionados¹.

Propiedad	Unidad	Cupro-níquel	Acero inoxidable	Acero al carbono	Acero al carbono
Tipo	-	90% Cu/ 10% Ni	316L	A516 Gr. 70	SA53
Conductividad térmica	W/m.K	40	30	31	51
Coefficiente de dilatación térmica	$\mu\text{m/m}\cdot^{\circ}\text{C}$	17.1	15.9	21.0	12.5
Tensión de ruptura	MPa	303-414	480	485-620	330-415
Límite elástico (0.2%)	MPa	110-393	170	260	205
Módulo elástico	GPa	135	193	190	200

¹ ASM Handbook. Materials Park, Ohio, 1992.

A.III. CONDICIONES DE DISEÑO

Se establecen la presión y la temperatura de diseño de los equipos según las normas adoptadas por Repsol.

- Presión de diseño: se elige como la mayor entre los siguientes valores:
 - La presión de operación incrementada en un 10%.
 - La presión de operación aumentada en 1.75 kg/cm^2 .
 - Una presión total de 3.50 kg/cm^2 .
 - 10/13 de la presión de diseño correspondiente al otro lado del intercambiador.

- Temperatura de diseño: se elige teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:
 - Los equipos se diseñan a una temperatura máxima igual a la mayor temperatura esperada tanto en condiciones normales como anormales incrementada como mínimo en 15°C pero en ningún caso inferior a 85°C .
 - En equipos con conexiones de vaporizado no será inferior a la temperatura del vapor con el que se haga el vaporizado.
 - En condiciones de vacío total será como mínimo 15°C superior a la temperatura de rocío a presión atmosférica. En caso de vapor de agua utilizar 120°C .

En la tabla III.1. se muestran las condiciones de operación de los equipos que componen el sistema de refrigeración por absorción.

Tabla III.1. Condiciones de diseño de los equipos.

	Presión de diseño [$\text{kg/cm}^2\text{a}$]		Temperatura de diseño [$^\circ\text{C}$]	
	Carcasa	Tubos	Carcasa	Tubos
Haz tubular para el enfriamiento de aire	-	7.3	-	120
Equipo de recuperación de calor	6.4	8.3	200	200
Generador	5.6/V.A	7.3	180	180
Condensador	5.6/V.A.	7.3	180	120
Evaporador	5.6/V.A.	7.3	180	120
Absorbedor	5.6/V.A.	7.3	180	120
Intercambiador Intermedio	4.5/V.A.	4.5	120	120
Tanque	4.5	-	85	-

A.IV. EQUIPO DE RECUPERACIÓN DE CALOR

En el equipo de recuperación de calor se aprovecha el calor residual de los humos utilizando su energía para producir vapor de agua para calentar el generador del ciclo de absorción.

Primeramente es necesario dirigir los humos de escape al equipo y para esto se debe instalar una válvula tajadera que bloquee el paso de los gases a la chimenea tras ceder calor en el último banco de tubos existente.

A continuación, teniendo en cuenta el área de paso de la caldera de recuperación de calor y el caudal de gases, se calcula el número y dimensiones de las tuberías necesarias para llevar los gases calientes al generador de vapor provocando una pérdida de carga aceptable, la cual se ha fijado en 0.2 kg/cm^2 .

Se ha ideado el equipo de recuperación de calor como un banco de tubos aleteados en los cuales los gases pasan por el exterior de los tubos y el agua por su interior. El agua entra por el extremo inferior de los tubos y se va calentando hasta salir por la parte superior con una fracción de vapor de 0.20 y se dirige a un depósito dónde se separa el agua saturada del vapor saturado.

IV.1. Tubuladuras de salida de la caldera

Se calcula la pérdida de presión de los humos debido al cambio de sección utilizando la ecuación IV.1.

$$\Delta P_{\text{cambio de sección}} = \frac{\dot{m}_n^2}{2 \cdot \rho_G} \cdot \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma^2} \right] \quad (\text{IV.1})$$

Dónde:

$$\sigma = \frac{A_{\text{grande}}}{A_{\text{pequeña}}} \quad (\text{IV.2})$$

$$A_{\text{grande}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^3 \cdot Y}{4}} \quad (\text{IV.3})$$

$$A_{pequeña} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (IV.4)$$

$$C_c = \frac{1}{0.639 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\sigma}\right)\right]^{0.5} + 1} \quad (IV.5)$$

Los cálculos son iterativos y se varía tanto el número de líneas necesarias como su diámetro para limitar la pérdida de carga al valor fijado. En la tabla IV.1 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla IV.1. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por cambio de sección.

	Unidad	Valor
Tubuladuras de salida	-	3
Diámetro de tubuladura de salida	in	24
A_{grande}	m ²	1.04
$A_{pequeña}$	m ²	0.29
\dot{m}_n^2	kg/m ² ·s	164
σ	-	3.56
C_c	-	0.65
$\Delta P_{cambio\ de\ sección}$	kg/cm ² a	0.20

IV.2. Banco de tubos

En el banco de tubos se transmite calor al agua saturada produciendo vapor saturado. A continuación se detalla el método utilizado para dimensionar esta parte del equipo.

- Datos de los fluidos

En la tabla IV.2 se presentan los datos de los fluidos que intercambian calor en el equipo de recuperación de calor.

Tabla IV.2. Características de los fluidos.

Datos	Unidad	Valor
Combustible usado	-	Gas natural
Exceso de oxígeno para la combustión	%	14
M	kcal/kg·°C	0.247522
N	kcal/kg·°C·°C	0.0000235
Presión del agua	kg/cm ² a	1.23

Datos	Unidad	Valor
Temperatura de entrada del agua	°C	124.3
Temperatura de salida agua-vapor	°C	125.0
Temperatura de entrada del gas	°C	160.7
Temperatura de salida del gas	°C	133.0
Caudal de agua	T/h	30.0
Caudal de vapor	T/h	5.70
Caudal de gases	T/h	516
Resistencia debido al <i>fouling</i> del agua ²	kcal/h·m ² ·°C	5000
Resistencia debido al <i>fouling</i> de los gases ²	kcal/h·m ² ·°C	2000

- Características de los tubos

Para realizar los cálculos necesarios para dimensionar el banco tubular hace falta conocer las características geométricas de los tubos que se utilizarán. Para ello se ha tomado como referencia el banco de tubos del economizador existente en la caldera de recuperación de calor. Se especifican las características que se muestran en la tabla a continuación.

Tabla IV.3. Características de los tubos.

Característica	Unidad	Valor
Material de tubos y aletas	-	Acero al carbono
Espesor de la aleta	m	0.00127
Paso entre aletas	m	0.00423
Paso entre tubos	m	0.1143
Diámetro externo del tubo	m	0.0508
Diámetro interno del tubo	m	0.0454
Diámetro exterior de las aletas	m	0.0889
Conductividad material del tubo	kcal/m·h·°C	30.95
Coefficiente de forma	-	0.9
Longitud	m	3
Número de tubos por fila	-	34
Número de filas	-	24
Número de tubos	-	816
Número de pasos	-	1

² Molina Igartua, Luis A.; Alonso Girón, Jesús María. *Calderas de vapor en la industria*. Grupo EVE, España, 1996, p. 443.

IV.2.1. Cálculos geométricos

- Superficie de calefacción en los tubos (SC)

$$(SC)_1 = \frac{\pi}{c} \cdot \left[\left(\frac{D_{o,aletas}^2 - D_{o,tubo}^2}{2} \right) + D_{ext,aletas} \cdot A + D_{o,tubo} \cdot (C - A) \right] \quad (IV.6)$$

- Sección libre de paso de gases (S)

$$(S)_1 = \frac{1}{c} \cdot \left(C \cdot (F - D_{o,tubo}) - A \cdot (D_{o,aletas} - D_{o,tubo}) \right) \quad (IV.7)$$

- Volumen del tubo (V)

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\frac{A \cdot (D_{o,aletas}^2 - D_{o,tubo}^2)}{c} + D_{o,tubo}^2 \right] \quad (IV.8)$$

- Perímetro proyectado (PP)

$$(PP)_1 = \frac{2}{c} \cdot (D_{o,aletas} - D_{o,tubo} + C) \quad (IV.9)$$

- Diámetro equivalente para transmisión de calor (d_{ev})

$$d_{ev} = \frac{2 \cdot (SC)_1}{\pi \cdot (PP)_1} \quad (IV.10)$$

- Volumen libre neto (VLN)

$$VLN = F^2 - V_1 \quad (IV.11)$$

- Diámetro equivalente para la pérdida de carga (D_{ev})

$$D_{ev} = \frac{4 \cdot VLN}{(SC)_1} \quad (IV.12)$$

- Coeficientes para eficiencia de las aletas

$$r_e = \frac{D_{o,aletas}}{2} \quad (IV.13)$$

$$r_b = \frac{D_{o,tubo}}{2} \quad (IV.14)$$

$$y_b = \frac{A}{2} \quad (IV.15)$$

$$b = \frac{1}{2} \cdot \left[1.56 - 0.153 \cdot \left(\frac{r_e}{r_b} - 1 \right)^{0.918} \right] \quad (IV.16)$$

$$a = \left[0.22 + 0.093 \cdot \left(\frac{r_e}{r_b} - 1 \right)^{0.8} \right] \cdot \left(\frac{r_e - r_b}{\sqrt{k \cdot y_b}} \right)^{2 \cdot b} \quad (IV.17)$$

En la tabla IV.4 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla IV.4. Resultados obtenidos en los cálculos geométricos.

Parámetro	Unidad	Valor
Superficie de calefacción de los tubos	m ² /m	2.17
Sección libre de paso de gases	m ² /m	5.21E-2
Volumen del tubo	m ³ /m	3.28E-3
Perímetro proyectado	m/m	20.0
Diámetro equivalente para la transmisión de calor	m	6.91E-2
Volumen libre neto	m ³ /m	9.78E-3
Diámetro equivalente para la pérdida de carga	m	1.80E-2
Coeficientes para la eficiencia de las aletas		
r_e	-	4.45E-2
r_b	-	2.54E-2
y_b	-	6.35E-4
b	-	7.21E-1
a	-	1.64E-2

IV.2.2. Propiedades de los fluidos

En las tablas IV.5 y IV.6 se presentan las propiedades de los fluidos.

Tabla IV.5. Propiedades del fluido en el interior de los tubos.

Propiedad	Unidad	Valor
Entalpía agua	kcal/kg	125
Entalpía vapor saturado	kcal/kg	648
Viscosidad	kg/s·m	2.20E-4
Calor específico medio	kcal/kg·°C	1.00
Velocidad másica	kg/s·m ²	151
Número de <i>Reynolds</i>	-	31216
Número de <i>Prandtl</i>	-	1.46

Tabla IV.6. Propiedades del fluido en el exterior de los tubos.

Propiedad	Unidad	Valor
Viscosidad	kg/s·m	2.24E-5
Calor específico medio	kcal/kg·°C	2.51E-1
Conductividad térmica	kcal/h·m·°C	2.85E-2
Velocidad másica	kg/s·m ²	27.0
Número de <i>Reynolds</i> para la transmisión de calor	-	83152
Número de <i>Reynolds</i> para la pérdida de carga	-	21701

IV.2.3. Cálculos térmicos

Inicialmente se realiza el balance de energía en el cual el calor cedido por los gases se obtiene mediante la ecuación IV.18 y el calor absorbido por el agua a través de la ecuación IV.19. Se considera que el equipo de recuperación de calor presenta una eficiencia del 85%.

$$Q_{gas} = \dot{m}_{gas} \cdot \left[M \cdot (T_{gas} - T'_{gas}) + N \cdot (T_{gas}^2 - T'_{gas}{}^2) \right] \quad (IV.18)$$

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot (h_{vs} - h_{as}) \quad (IV.19)$$

A continuación se determinan los coeficientes de transmisión de calor en el interior y en el exterior de los tubos.

- Coeficiente de transmisión de calor del agua

$$h_{i,a} = 417.6 \cdot G_a \cdot c_a \cdot \left(\frac{Re^{2/3} - 125}{Re} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{i,tubo}}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot Pr^{-2/3} \quad (IV.20)$$

- Coeficiente de transmisión interior

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,a}} + \frac{1}{h_{sa}}} \quad (IV.21)$$

- Coeficiente de transmisión de calor de los gases

$$h_{o,g} = 0.0747 \cdot Re_t \cdot \frac{k_g}{d_{ev}} \cdot \left(\frac{c_g \cdot \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \quad (IV.22)$$

- Coeficiente de transmisión exterior

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{o,g}} + \frac{1}{h_{sg}}} \quad (IV.23)$$

IV.2.4. Cálculos globales

- Salto térmico

$$\Delta T_m = \frac{(T_g - T_{vs}) - (T'_g - T_a)}{\ln \frac{(T_g - T_{vs})}{(T'_g - T_a)}} \quad (IV.24)$$

- Eficiencia de las aletas

$$\Omega = 1 - a \cdot h_{o,g}^b \quad (IV.25)$$

- Coeficiente de transmisión de calor global

$$U = \frac{K_f}{\frac{1}{\Omega \cdot h_{o,g}} + \frac{(SC)_1}{\pi \cdot D_{i,tubo} \cdot h_i}} \quad (IV.26)$$

- Superficie de calefacción necesaria (SC)

$$(SC) = \frac{Q_{agua}}{U \cdot \Delta T_m} \quad (IV.27)$$

- Número de filas (comprobación)

$$n_f = \frac{(SC)}{(SC)_1 \cdot L \cdot n_{t/f}} \quad (IV.28)$$

En número de filas calculado con la ecuación IV.28 debe coincidir con el supuesto al principio, en caso contrario hace falta seguir iterando hasta que el número de filas supuesto inicialmente sea igual al calculado al final. En la tabla IV.7 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla IV.7. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

Parámetro	Unidad	Valor
Calor cedido por los gases	MW	4.11
Calor absorbido por el agua	MW	3.49
Coeficiente de transmisión de calor del agua	W/m ² .°C	1434
Coeficiente de transmisión de calor interior	W/m ² .°C	1150
Coeficiente de transmisión de calor de los gases	W/m ² .°C	155
Coeficiente de transmisión de calor exterior	W/m ² .°C	145
Salto térmico	°C	19.1
Eficiencia de las aletas	%	52.8
Coeficiente de transmisión de calor global	W/m ² .°C	35
Superficie de calefacción necesaria	m ²	5161
Número de filas (comprobación)	-	23.3
Número de filas (suposición inicial)	-	24.0

Como se puede observar en la tabla anterior, el número de filas necesarias coincide con el número supuesto inicialmente de modo que se consideran válidos los cálculos realizados y los resultados obtenidos.

IV.2.5. Pérdidas de carga

Finalmente, se estiman las pérdidas de carga del agua utilizando el programa *Aspen EDR* en modo simulación con las especificaciones geométricas presentadas en la tabla IV.3 y de los gases utilizando la ecuación IV.29. En la tabla IV.8 se muestran los resultados obtenidos.

$$\Delta P_{gas} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot Re_p^{-0.134} \cdot G_g^2 \cdot n_f \cdot \left(\frac{F}{D_{ev}}\right)^{0.6} \cdot (546 + T_g + T'_g) \quad (IV.29)$$

Tabla IV.8. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga.

Parámetro	Unidad	Valor
Pérdida de carga del agua	kg/cm ²	0.02
Pérdida de carga de los gases	kg/cm ²	0.06

En la tabla anterior se nota que la pérdida de carga del agua y de los gases es bastante reducida y se considera que la corriente gaseosa tendría presión suficiente para volver a la chimenea.

A.V. BANCO DE TUBOS PARA EL ENFRIAMIENTO DE AIRE

En este banco de tubos tiene lugar la refrigeración del aire tras su paso por el enfriamiento evaporativo. Se considera que el aire que llega a los tubos se encuentra casi en condiciones de saturación ya que su disminución de temperatura en la etapa anterior de enfriamiento se hace mediante la evaporación de agua. De este modo al enfriar el aire de admisión al compresor tiene lugar la condensación de parte del agua presente en él y este cambio de fase es responsable de gran parte del calor intercambiado.

Para dimensionar apropiadamente la estructura se considera que es necesario estimar dos coeficientes de transferencia de calor en el exterior de los tubos: uno para el agua que condensa y otro para el aire saturado que se enfría.

Primeramente se utiliza el programa *Aspen EDR* para una estimación inicial del área de intercambio requerida y el coeficiente global de transferencia de calor utilizando una configuración triangular de tubos lisos y carcasa X con varias tubuladuras de entrada y de salida para garantizar un flujo cruzado. Se obtienen los resultados presentados en la tabla V.1.

Tabla V.1. Parámetros preliminares del banco de tubos para el enfriamiento del aire.

Parámetro	Unidad	Valor
Número de tubos	-	1921
Longitud de los tubos	mm	5000
Pitch	in	1.25
Diámetro del haz tubular	mm	1686
U_D	W/m ² .K	576
Pérdida de carga a través del haz tubular	mbar	95

En base a los primeros resultados obtenidos se llevan a cabo los cálculos térmicos para determinar los coeficientes de transferencia de calor en el exterior y en el interior de los tubos.

V.1. Características de los fluidos

En la tabla V.2 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el banco de tubos.

Tabla V.2. Propiedades de los fluidos que intercambian calor en el banco de tubos.

Propiedad	Unidad	Aire entrada	Aire salida	CHW1	CHW2
Temperatura media	°C	16.2	10.0	6.0	11.0
Capacidad calorífica	kJ/kg·K	1.019	1.019	4.199	4.197
Conductividad térmica	W/m·K	0.0240	0.0237	0.5745	0.5814
Viscosidad dinámica	mPa·s	0.0181	0.0178	1.5014	1.2983
Densidad	kg/m ³	1.79	1.83	998.31	998.87

V.2. Cálculos térmicos

V.2.1. Balance de energía

El *duty* del intercambiador se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{intercambiador} = (\dot{m}_{agua} \cdot h_{agua} + \dot{m}_{aire,out} \cdot h_{aire,out}) - \dot{m}_{aire,in} \cdot h_{aire,in} \quad (V.1)$$

Es importante resaltar que una parte considerable de la potencia del intercambiador se debe a la condensación del agua y por esto se calculan dos *duties* por separado.

$$Q_{intercambiador,agua} = \dot{m}_{agua,condensa} \cdot (h_{agua,V} - h_{agua,L}) \quad (V.2)$$

$$Q_{intercambiador,aire} = \dot{m}_{aire,iu} \cdot h_{aire,in} + \dot{m}_{aire,out} \cdot h_{aire,out} \quad (V.3)$$

Dónde:

$$\dot{m}_{aire,out} = \dot{m}_{aire,iu} - \dot{m}_{agua,condensa} \quad (V.4)$$

La masa de agua que condensa se obtiene por balance de materia considerando las condiciones de saturación del aire a las diferentes temperaturas de salida del banco de enfriamiento a lo largo del año. El caudal promedio a lo largo del año es de 1.92 T/h de agua. El caudal de agua subenfriada utilizado se calcula usando la ecuación V.5.

$$\dot{m}_{CW} = \frac{Q_{intercambiador}}{(h_{CW,out} - h_{CW,in})} \quad (V.5)$$

V.2.2. Diferencia de temperatura media logarítmica

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación V.6.

$$\Delta T_{mle} = \frac{(T_{aire,in} - T_{CWR}) - (T_{aire,out} - T_{CWS})}{\ln \frac{(T_{aire,in} - T_{CWR})}{(T_{aire,out} - T_{CWS})}} \quad (V.6)$$

V.2.3. Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos

Para calcular el número de tubos necesario en el intercambiador se utiliza la ecuación V.7, asignando una velocidad de paso para el agua de refrigeración. El número de pasos debe garantizar una velocidad adecuada del fluido refrigerante.

$$n_{tubos} = \frac{\dot{m}_{CW} \cdot n_{pasos}}{v_{CW} \cdot \rho \cdot \pi \cdot D_{i,tubo}^2} \quad (V.7)$$

V.2.4. Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)

Primeramente se calcula el número de *Reynolds* según la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{fc} \cdot \left(\frac{n_{pasos}}{n_{tubos}}\right)}{\pi \cdot D_{i,tubo} \cdot \mu} \quad (V.8)$$

Si el régimen del flujo dentro de los tubos es turbulento, *Re* superior a 2000, se usa la correlación de *Petukhov-Kirillov* (ecuación V.9) para calcular el número de *Nusselt*.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (V.9)$$

Dónde:

$$f = (1.58 \cdot \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (V.10)$$

Finalmente, se determina h_i mediante la ecuación V.11.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_{i,tubo}} \quad (V.11)$$

V.2.5. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos para determinar el coeficiente de transferencia de calor global, el cual depende del flujo de calor local y, por lo tanto, requiere un cálculo iterativo.

V.2.5.1 *Agua*

Se utiliza el método de *Nusselt* con la corrección de *Kern* para tubos inundados³ para calcular el coeficiente de transferencia del agua como si se tratara de un condensador de carcasa y tubos. El coeficiente global viene dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = R_t + \frac{1}{h_o} \quad (\text{V.12})$$

Dónde:

$$R_t = R_{fo} + \left[\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right] \cdot \frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}} + \frac{t_{tubo} \cdot D_{o,tubo}}{k_{tubo} \cdot D_m} \quad (\text{V.13})$$

$$D_m = \frac{D_{o,tubo} - D_{i,tubo}}{\ln \left(\frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}} \right)} \quad (\text{V.14})$$

Una vez se conocen todas las demás resistencias, se calcula h_o mediante la ecuación V.15.

$$h_o = 0.728 \cdot \left(\frac{\rho_L^2 \cdot g \cdot h_{fg} \cdot k_L^3}{\mu_L \cdot \Delta T_w \cdot D_{o,tubo}} \right)^{0.25} \cdot \frac{1}{n_{t/c}^{1/6}} \quad (\text{V.15})$$

Como se puede observar en la ecuación V.15, h_o es función de la diferencia de temperatura entre la temperatura de saturación y la temperatura en la superficie de la capa de *fouling* (ΔT_w). Al no conocer esta diferencia de temperatura es necesario asignarle un valor inicial para calcular U. A continuación, sabiendo el valor de U, se vuelve a calcular ΔT_w mediante la ecuación V.16.

$$\Delta T_w = \Delta T \cdot (1 - R_t \cdot U) \quad (\text{V.16})$$

En la cual ΔT es la variación de temperatura en los extremos del intercambiador.

³ Kakaç, Sadik; Liu, Hongtan; Pramuanjaroenkij, Anchasa. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 3ª Ed. CRC Press, USA, 2012, p. 509.

Se debe seguir iterando hasta que el valor de ΔT_w supuesto inicialmente para cada extremo coincida con los calculados con la ecuación V.16. De esta manera se calculan dos U, una para cada extremo del intercambiador, y, finalmente, el coeficiente global su promedio.

V.2.5.2 Aire

Inicialmente se calcula la velocidad másica del aire a través de los tubos con la ecuación V.17. teniendo en cuenta la configuración preliminar obtenida en *Aspen EDR*.

$$G_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{3600 \cdot (S)_1 \cdot L \cdot n_{t/f}} \quad (V.17)$$

Dónde:

$$(S)_1 = F - D_{o,tubo} \quad (V.18)$$

Se calcula el coeficiente de transmisión de calor del aire mediante la ecuación V.19.

$$h_{o,aire} = 17.54 \cdot G_{aire}^{0.6} \cdot D_{o,tubo}^{-0.4} \cdot c_{aire} \quad (V.19)$$

A continuación se calcula el coeficiente global debido al enfriamiento del aire empleando la ecuación V.20 y manteniendo constante las condiciones en el interior de los tubos utilizadas en el apartado anterior.

$$U_{D,aire} = \frac{1}{\frac{1}{h_{o,aire}} + \frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo} \cdot h_i}} \quad (V.20)$$

V.2.5.3 Global

Finalmente, se calcula el coeficiente de transferencia de calor global ponderado.

$$U_{D,global} = U_{D,agua} \cdot \frac{Q_{intercambiador,agua}}{Q_{intercambiador}} + U_{D,aire} \cdot \frac{Q_{intercambiador,aire}}{Q_{intercambiador}} \quad (V.21)$$

V.2.6. Cálculos geométricos

Una vez conocido el valor del coeficiente global se comprueba que el número de tubos calculado al principio en función de la velocidad del fluido en su interior es adecuado.

$$A = \frac{Q_{intercambiador}}{U_{D,global} \cdot \Delta T_m} \quad (V.22)$$

$$n_{tubos} = \frac{A}{\pi \cdot D_{o,tubo} \cdot L} \quad (V.23)$$

A continuación se determina el diámetro del haz tubular utilizando la ecuación V.24 para verificar si es compatible con el espacio disponible.

$$D_s = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{C_1}{CPT} \cdot \left[\frac{A \cdot \left(\frac{P_T}{D_{o,tubo}} \right)^2 \cdot D_{o,tubo}}{L} \right]} \quad (V.24)$$

V.2.7. Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga en los tubos se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_{retorno} \quad (V.25)$$

Siendo:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 \cdot f \cdot n_{pasos} \cdot L \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{CWS} \cdot D_{i,tubo}} \quad (V.26)$$

$$\Delta P_{retorno} = 2 \cdot n_{pasos} \cdot \rho_{CWS} \cdot v_{CWS}^2 \quad (V.27)$$

Dónde:

$$G = v_{CWS} \cdot \rho_{CWS} \quad (V.28)$$

$$f = 0.046 \cdot Re^{-0.2} \quad (V.29)$$

- Pérdida de carga en las tubuladuras

También se determinan las pérdidas de carga en las tubuladuras para verificar que los diámetros elegidos son adecuados.

$$G_n = \frac{\dot{m}}{A_{flujo,n}} \quad (V.30)$$

$$\Delta P_{n,cw} = \frac{1}{2} \cdot \left(1.334 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{G_n^2}{s} \right) \quad (V.31)$$

V.2.8. Resultados

En la tabla V.3 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla V.3. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
<i>Duty</i> total	MW	2.25
<i>Duty</i> agua	MW	1.32
<i>Duty</i> aire	MW	0.93
Caudal de fluido refrigerante	m ³ /h	382
ΔT_m	°C	4.6
Diámetro exterior de los tubos	in	1.00
Diámetro interior de los tubos	in	0.834
Velocidad del fluido en el interior de los tubos	m/s	1.3
Número de pasos por tubos	-	8
Número de tubos	-	1562
Número de tubos por columna	-	70
Re_{tubos}	-	20126
Nu_{tubos}	-	184
h_i	W/m ² ·K	4602
R_t	W/m ² ·K	6.36E-4
ΔT_{w1}	°C	0.96
ΔT_{w2}	°C	0.69
h_o agua	W/m ² ·K	7008
h_o aire	W/m ² ·K	250
Superficie de intercambio necesaria	m ²	575
Arreglo tubular	-	cuadrado
Pitch	in	1.7
Longitud de los tubos	mm	5000
Diámetro del haz tubular	mm	2090
U_D	W/m ² ·K	840
Sobredimensionamiento	%	8.4

A.VI. GENERADOR

Es el intercambiador de calor donde se evapora parte del agua presente en la mezcla de trabajo procedente del absorbedor para concentrarla en bromuro de litio, aumentando así su capacidad de absorción para volver a usarla mientras que el vapor generado se dirige al condensador.

VI.1. Características de los fluidos

En la tabla VI.1 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el generador.

Tabla VI.1. Propiedades de los fluidos que intercambian calor en el generador.

Propiedad	Unidad	Alimentación	Vapor	Líquido	SL	Condensado
Temperatura	°C	76.8	98.0	98.0	150	146
Capacidad calorífica	kJ/kg·K	1.960	1.895	1.891	2.264	4.310
Conductividad térmica	W/m·K	0.4224	0.0241	0.3994	0.0312	0.6816
Viscosidad dinámica	mPa·s	1.3779	0.0125	1.2561	0.0139	0.1861
Densidad	kg/m ³	1559.45	0.06	1616.64	2.39	919.38

VI.2. Decisiones previas

- Emplazamiento de los fluidos: el fluido a ser evaporado se sitúa en la carcasa, mientras que el fluido calefactor se ubica en los tubos.
- Dimensión de los tubos: se utilizan tubos de 1 pulgada de diámetro nominal y de longitud inicial de 6 metros, la cual se puede modificar según el área de intercambio requerida.
- Tipo de cabezales y carcasa: de acuerdo con la normativa TEMA se elige un cabezal del tipo B ya que el fluido calefactor es limpio y una carcasa del tipo K. Dado que se usan tubos en U, se especifica la carcasa BKU.
- Configuración del haz tubular: con la intención de minimizar las pérdidas de carga se opta por emplear una configuración cuadrada de 90° con un pitch de 2 pulgadas. Un elevado valor de pitch también facilita la limpieza exterior de los tubos visto que el par de trabajo

puede presentar cristalización y los intercambiadores del tipo *kettle* son más susceptible a sufrir incrustaciones.

- *Baffles*: a principio los *reboilers* del tipo *kettle* no presentan *baffles*, ya que se da la ebullición en piscina. Se utilizan placas tubulares para sujetar los tubos, las cuales pueden estar distanciadas 1.5-2m ya que la velocidad del fluido en la carcasa es muy reducida.
- *Fouling*: se adoptan valores bibliográficos para ambos fluidos. Resistencia interna $0.00009 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}^4$ y resistencia externa, $0.00053 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}^5$.

VI.3. Cálculos térmicos

VI.3.1. Balance de energía

El *duty* del generador se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{generador}} = \dot{m}_v \cdot h_v + \dot{m}_l \cdot h_l - \dot{m}_f \cdot h_f \quad (\text{VI.1})$$

Se determina el caudal de fluido calefactor necesario.

$$\dot{m}_{\text{fluido calefactor}} = \frac{Q_{\text{generador}}}{\Delta h_{\text{fluido calefactor}}} \quad (\text{VI.2})$$

VI.3.2. Diferencia de temperatura media logarítmica

Considerando el cambio en la temperatura de ebullición de la mezcla de H₂O/LiBr debido a la variación de su concentración por la evaporación del agua y el cambio de temperatura del fluido calefactor se determina la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación VI.3.

$$\Delta T_{mle} = \frac{(T_{fc,in} - T_{\text{solución concentrada}}) - (T_{fc,out} - T_{\text{solución diluida}})}{\ln \frac{(T_{fc,in} - T_{\text{solución concentrada}})}{(T_{fc,out} - T_{\text{solución diluida}})}} \quad (\text{VI.3})$$

⁴ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 450.

⁵ Kakaç, Sadik; Liu, Hongtan; Pramuanjaroenkij, Anchasa. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 3ª Ed. CRC Press, USA, 2012, p. 251.

VI.3.3. Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos

Para calcular el área de transferencia de calor necesaria y posteriormente el número de tubos requeridos es necesario asignar un valor inicial al coeficiente global de transferencia de calor (U). Se estipula un valor de 150 BTU/h.ft² basándose en datos bibliográficos⁶.

$$A = \frac{Q_{\text{generador}}}{U \cdot \Delta T_{mle}} \quad (\text{VI.4})$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{A}{\pi \cdot D_{o,tubo} \cdot L} \quad (\text{VI.5})$$

2 pasos por tubos es suficiente para vapor que condensa.

VI.3.4. Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)

Dado que el fluido que pasa por el interior de los tubos es vapor de baja presión que condensa se adopta un valor bibliográfico para h_i de 1500 Btu/h.ft².°F⁷ pues es un fluido calefactor muy utilizado y su comportamiento es ampliamente conocido.

VI.3.5. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o)

Se utiliza el método de *Palen* para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos, el cual se basa en la correlación de *Mostinski* para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada. Se aplican factores de corrección para contabilizar el de efecto de mezcla y el de convección en el haz tubular.

- Coeficiente de ebullición nucleada (h_{nb})

Primeramente se calculan la presión crítica y la presión reducida de la mezcla.

$$P_{c,mezcla} = \sum x_i \cdot P_{c,i} \quad (\text{VI.6})$$

⁶ Branan, R. Carl. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 4ª Ed. Elsevier, Amsterdam, 2005, p. 43.

⁷ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 452.

$$P_{r,mezcla} = \frac{P_{operación}}{P_{c,mezcla}} \quad (VI.7)$$

Mediante la ecuación VI.7 se determina h_{nb} :

$$h_{nb} = 0.00622 \cdot P_c^{0.69} \cdot \hat{q}^{0.7} \cdot F_p \cdot F_m \quad (VI.8)$$

Dónde:

$$F_p = 1.8 \cdot P_r^{0.17} + 4 \cdot P_r^{1.2} + 10 \cdot P_r^{10} \quad (VI.9)$$

$$F_m = (1 + 0.0176 \cdot \hat{q}^{0.15} \cdot BR^{0.75})^{-1} \quad (VI.10)$$

$$BR = T_{fc,in} - T_{mezcla,in} \quad (VI.11)$$

$$\hat{q} = \frac{Q_{generador}}{n_{tubos} \cdot \pi \cdot D_{o,tubo} \cdot L} \quad (VI.12)$$

- Coeficiente de ebullición en el haz tubular (h_b)

Se determina h_b utilizando la siguiente ecuación:

$$h_b = h_o = h_{nb} \cdot F_b + h_{nc} \quad (VI.13)$$

Generalmente el coeficiente de transferencia de calor es mayor en un haz tubular que en un único tubo bajo las mismas condiciones debido a la convección natural que tiene lugar. Sin embargo, se considera que la contribución de la convección es minoritaria comparada al componente de ebullición dado que la diferencia de temperatura entre los fluidos es elevada y el efecto convectivo sólo es importante cuando la diferencia de temperaturas es inferior a los 4°C. Por esto se adopta el valor bibliográfico de 1000 W/m²·K⁸ para soluciones acuosas.

Por otro lado, se calcula F_b para tener en cuenta la circulación de tipo termosifón que se da en el haz tubular y sus alrededores.

$$F_b = 1.0 + 0.1 \cdot \left[\frac{0.785 \cdot D_b}{C_1 \cdot \left(\frac{P_T}{D_{o,tubo}} \right)^2 \cdot D_{o,tubo}} - 1.0 \right]^{0.75} \quad (VI.14)$$

En la cual C_1 vale 1.0⁹ pues el arreglo tubular es cuadrado.

⁸ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 452.

⁹ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 399.

VI.3.6. Coeficiente de transferencia de calor global

Finalmente el coeficiente de transferencia de calor global disponible se calcula a través de la ecuación VI.15.

$$U_D = \left[\left(\frac{1}{h_i} + R_{D,i} \right) \cdot \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{D_o \cdot \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} + R_{D,o} \right]^{-1} \quad (\text{VI.15})$$

Una vez se conoce el valor de U_D se vuelve a calcular el flujo de calor mediante la siguiente fórmula:

$$\hat{q} = U_D \cdot \Delta T_{mle} \quad (\text{VI.16})$$

Si el valor no coincide con el calculado anteriormente usando la ecuación VI.12 es necesario hacer modificaciones en la U bibliográfica elegida al principio y volver a calcular los valores de h_b y U_D hasta que los valores de \hat{q} coincidan.

VI.3.7. Flujo de calor crítico

En la figura VI.1 se muestran los diferentes regímenes de ebullición que pueden darse en los *reboilers* en función de la diferencia de temperatura entre la superficie de los tubos y la temperatura de saturación del fluido que se evapora. Esta curva hace referencia a la ebullición en piscina, es decir, la ebullición que tiene lugar en una superficie sólida sumergida en un líquido inmóvil.

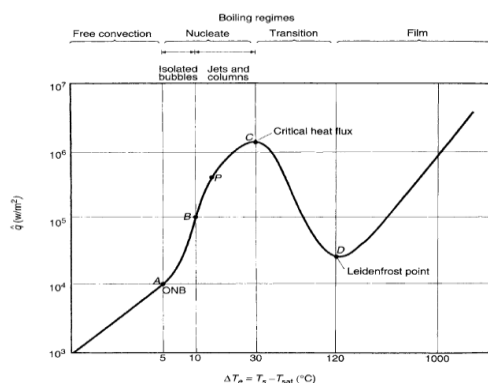


Figura VI.1. Curva de ebullición en piscina para el agua a 1 atm¹⁰.

¹⁰ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 387.

La mayoría de los *reboilers* se diseñan para trabajar en régimen de ebullición nucleada ya que se consigue una buena transferencia de calor con una diferencia de temperatura relativamente reducida. Al aumentar la diferencia de temperatura, se crean muchas burbujas de vapor formando una película alrededor de los tubos y disminuyendo así el flujo de calor pues el coeficiente de transferencia de un gas es inferior al de un líquido. Por esto es importante calcular el flujo de calor crítico y asegurar que el equipo opere por debajo de este valor, garantizando así que tenga lugar la ebullición nucleada. Inicialmente se calcula el flujo de calor crítico para un solo tubo utilizando la correlación de *Mostinski*:

$$\hat{q}_{c,tubo} = 803 \cdot P_c \cdot P_r^{0.35} \cdot (1 - P_r)^{0.9} \quad (VI.17)$$

A continuación se obtiene el flujo de calor crítico para el haz tubular.

$$\hat{q}_{c,haz\ tubular} = \hat{q}_{c,tubo} \cdot \phi_b \quad (VI.18)$$

Dónde:

$$\phi_b = 3.1 \cdot \frac{D_{haz\ tubular}}{n_{tubos} \cdot D_{o,tubo}} \quad (VI.19)$$

Finalmente, para asegurar que el equipo funcionará en el régimen de ebullición elegido se debe determinar la relación entre el flujo de calor real y el flujo de calor crítico, la cual no debe sobrepasar el valor de 0.7¹¹ para garantizar un margen de seguridad adecuado para una operación fiable.

VI.3.8. Resultados

En la tabla VI.2 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VI.2. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
<i>Duty</i>	MW	3.03
Caudal de fluido calefactor	t/h	5.70
ΔT_{mle}	°C	49.2
Superficie de intercambio	m ²	72.7
Número de tubos	-	154

¹¹ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 487.

	Unidad	Valor
$U_{requerida}$	$W/m^2 \cdot K$	839
h_i	$W/m^2 \cdot K$	8517
h_{nb}	$W/m^2 \cdot K$	1306
F_b	-	1.28
h_{nc}	$W/m^2 \cdot K$	1000
h_o	$W/m^2 \cdot K$	2669
\hat{q}_{real}	kW/m^2	42
$\hat{q}_{critico}$	kW/m^2	207
$\hat{q}_{real}/\hat{q}_{critico}$	-	0.21
U_D	$W/m^2 \cdot K$	865

VI.4. Cálculos geométricos

- Longitud de tubos requerida

Se ajusta la superficie de intercambio disponible a la requerida modificando la longitud de los tubos.

$$L_{requerida} = \frac{Q_{generador}}{n_{tubos} \cdot \pi \cdot D_{o,tubo} \cdot U_{disponible} \cdot \Delta T_{mle}} \quad (VI.20)$$

- Número de tubuladuras

Se obtiene el número de tubuladuras de entrada y de salida necesarias.

$$n_{tubuladuras} = \frac{L}{5 \cdot D_{haz\ tubular}} \quad (VI.21)$$

- Diámetro de la carcasa

El diámetro de la carcasa varía en función del caudal de vapor que sale del *reboiler* y del área necesaria sobre la superficie del líquido para que haya una buena separación líquido-vapor. Primeramente se calcula la carga de vapor (VL) mediante la ecuación VI.22 y el área de cúpula (SA) necesaria según la ecuación VI.23.

$$VL = 2290 \cdot \rho_v \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_L - \rho_v} \right)^{0.5} \quad (VI.22)$$

$$SA_{requerida} = \frac{\dot{m}_{vapor}}{L \cdot VL} \quad (VI.23)$$

Debido a que los equipos operan a presiones bastantes reducidas, la densidad del vapor es muy pequeña y, en consecuencia, VL tiene un valor muy bajo, haciendo que el área de cúpula necesaria sea muy elevada. Para reducir esta área se emplean 2 tubuladuras de salida de vapor reduciendo el caudal de vapor por cada salida. Para calcular el área de cúpula disponible se asume una altura de líquido en el haz tubular, cada relación altura de líquido-diámetro del haz tubular presenta un factor de sector de área (A) tabulado¹². Al diámetro del haz tubular se añade 0.1 metro para compensar los efectos del líquido arrastrado por el vapor.

$$D_{tubos} = \frac{D_{haz\ tubular\ estándar} + 0.1}{h_{líquido}} \quad (VI.24)$$

$$SA_{disponible} = D_{carcasa}^2 \cdot A_{tabulado} \quad (VI.25)$$

Se varía la altura de líquido en el haz tubular hasta que el área requerida y la disponible coinciden.

- Longitud del rebosadero

Se determina la longitud del rebosadero para proporcionar un tiempo adecuado para el control efectivo del equipo. Se considera que es necesaria una longitud suficiente para garantizar 30 segundos de *hold up time* al sistema de control.

$$L_{reosadero} = \frac{\dot{v}_{vapor}}{A_{carcasa} - SA_{disponible}} \quad (VI.26)$$

VI.4.1. Resultados

En la tabla VI.3 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VI.3 Resultados obtenidos en los cálculos geométricos.

	Unidad	Valor
Longitud de tubos requerida	mm	5740
Número de tubuladuras de entrada	-	2
Diámetro tubuladuras de entrada	in	4
Número de tubuladuras de salida	-	2
Diámetro tubuladuras de entrada	in	24

¹² Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 528.

	Unidad	Valor
VL	kg/h·m ³	134
Altura de líquido en el <i>reboiler</i>	m	0.74
Superficie de cúpula requerida	m ²	2.22
Superficie de cúpula disponible	m ²	2.22
Diámetro de la carcasa	mm	2166
Diámetro tubuladuras de entrada	in	6
Diámetro tubuladuras de salida	in	24
Longitud del rebosadero	mm	100
Longitud total de los tubos	mm	6000
Sobredimensionamiento	%	4.2

VI.5. Cálculos de pérdida de carga

VI.5.1. Pérdida de carga en la carcasa

- Diferencia de presión estática

La variación de presión estática se divide en dos partes. La primera es la variación que tiene lugar en la región bifásica entre la entrada de la alimentación y la superficie del líquido en ebullición, la segunda es la que se da entre esta superficie y la salida del vapor generado.

Primeramente se calcula la densidad promedio del fluido en base a la fracción de vapor promedio de 0.25¹³.

$$\rho_{media} = \left(\frac{1-x_{media}}{\rho_L} - \frac{x_{media}}{\rho_v} \right)^{-1} \quad (VI.27)$$

A continuación se calcula la variación de presión estática.

$$\Delta P_{est,1} = \frac{\rho_{media} \cdot D_{haz\ tubular}}{144} \quad (VI.28)$$

$$\Delta P_{est,2} = \frac{\rho_v \cdot \Delta h}{144} \quad (VI.29)$$

$$\Delta P_{est,total} = \Delta P_{est,1} + \Delta P_{est,2} \quad (VI.30)$$

En la tabla VI.4 se presentan los valores de los parámetros calculados.

¹³ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 460.

Tabla VI.4. Valores de los parámetros de diferencia de presión estática.

	Unidad	Valor
ρ_{media}	kg/m ³	0.26
$\Delta P_{est,1}$	Pa	1.6
$\Delta P_{est,2}$	Pa	0.2
$\Delta P_{est,total}$	Pa	1.8

- Pérdidas de carga por fricción y por aceleración

La gran cantidad de vapor generado hace que la velocidad del vapor sea reducida en el generador de modo que las pérdidas de carga son generalmente pequeñas y estiman sobre los 0.2 psi²⁸ para los intercambiadores del tipo *kettle*. No obstante, como la pérdida de carga es un factor crítico en este diseño es necesario calcular la pérdida de carga promedio por rozamiento y por aceleración.

El primer paso es calcular el número de *Reynolds* del vapor y del líquido a través del haz tubular mediante las ecuaciones VI.31 y VI.32, respectivamente:

$$Re_V = \frac{D_e \cdot G}{\mu_V} \quad (VI.31)$$

$$Re_L = \frac{D_e \cdot G}{\mu_L} \quad (VI.32)$$

Dónde:

$$G = \frac{\dot{m}}{2 \cdot n_{tubuladuras} \cdot a_s} \quad (VI.33)$$

$$a_s = \frac{D_{carcasa} \cdot (P_T - D_{o,tubo}) \cdot B}{144 \cdot P_T} \quad (VI.34)$$

El valor de D_e corresponde al diámetro equivalente de la carcasa y es función de la configuración de los tubos en el haz tubular, su valor se obtiene de una gráfica¹⁴. En cuanto a B que se refiere al espacio entre *baffles*, el cual se aproxima al diámetro de la carcasa ya que en un *reboiler* del tipo *kettle* no hay *baffles* solo placas tubulares que aguantan los tubos.

A continuación se calculan los factores de fricción y las caídas lineales utilizando las siguientes fórmulas.

¹⁴ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 100, figura 3.12.

$$f_V = \frac{0.3164}{Re_V^{0.25}} \quad (VI.35)$$

$$f_L = \frac{0.3164}{Re_L^{0.25}} \quad (VI.36)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_V = \frac{f_V \cdot G^2}{2 \cdot D_e \cdot \rho_V} \quad (VI.37)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L = \frac{f_L \cdot G^2}{2 \cdot D_e \cdot \rho_L} \quad (VI.38)$$

Se determinan las relaciones Θ y β_m :

$$\theta = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L}{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_V} \quad (VI.39)$$

$$\beta_m = 1.02472 - 0.02030 \cdot \theta \quad (VI.40)$$

Finalmente se calculan el gradiente de presión promedio y la pérdida de carga debido a la aceleración empleando las ecuaciones VI.41 y VI.42, respectivamente:

$$\Delta P_{V+L} = \beta_m \cdot \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_V \cdot D_{\text{haz tubular}} \quad (VI.41)$$

$$\Delta P_a = \frac{G}{\rho_L \cdot \rho_V} \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot \frac{4 \cdot \dot{q}}{D_e \cdot h_{fg}} \cdot D_{\text{haz tubular}} \quad (VI.42)$$

En la tabla VI.5 se presentan los valores de los parámetros calculados.

Tabla VI.5. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por rozamiento y aceleración en el generador.

	Unidad	Valor
B	m	0.64
a_s	m^2	0.20
De	m	0.04
G	$kg/m^2 \cdot s$	5.88
Re _V	-	8803
Re _L	-	88
f _V	-	0.03
f _L	-	0.10
$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_V$	Pa/m	1503
$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L$	Pa/m	0.05
Θ	-	3.17E-05
β_m	-	1.02
ΔP_{V+L}	Pa	978
ΔP_a	Pa	1

- Pérdida de carga debido al cambio de sección

Es la pérdida de carga que se da debido al cambio de sección que tiene lugar en el equipo considerando que el vapor tiene que moverse desde el haz tubular donde se genera hacia las tubuladuras de salida de menor tamaño. Las pérdidas de carga por cuenta de un estrechamiento en la sección vienen dadas por la siguiente ecuación según el modelo homogéneo¹⁵.

$$\Delta P_{\text{cambio de sección}} = \frac{\dot{m}_n^2}{2 \cdot \rho_L} \cdot \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma^2} \right] \cdot \psi_H \quad (\text{VI.43})$$

Dónde:

$$\sigma = \frac{A_{\text{grande}}}{A_{\text{pequeña}}} \quad (\text{VI.44})$$

$$A_{\text{grande}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^3 \cdot Y}{4}} \quad (\text{VI.45})$$

$$A_{\text{pequeña}} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (\text{VI.46})$$

$$C_c = \frac{1}{0.639 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\sigma} \right) \right]^{0.5} + 1} \quad (\text{VI.47})$$

ψ_H es el multiplicador homogéneo.

$$\psi_H = \left| 1 + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \right| \quad (\text{VI.48})$$

En la tabla VI.6 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VI.6. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por cambio de sección en el generador.

	Unidad	Valor
\dot{m}_n^2	kg/m ² ·s	1.67
A_{grande}	m ²	4.86
$A_{\text{pequeña}}$	m ²	0.29
σ	-	17
C_c	-	0.62
ψ_H	-	24943
$\Delta P_{\text{cambio de sección}}$	Pa	48

¹⁵ Hewitt, G.F; Shires, G.L.; Bott, T.R. *Process Heat Transfer*. USA, CRC Press, 1994, p. 401.

- Pérdida de carga total en la carcasa

La pérdida de carga total para el fluido que pasa por la carcasa del generador se obtiene sumando las pérdidas de carga determinadas en los apartados anteriores, las cuales de muestran en la tabla a continuación.

Tabla VI.7. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en la carcasa.

	Unidad	Valor
Diferencia de presión estática	Pa	2
Pérdida de carga por fricción	Pa	978
Pérdida de carga por aceleración	Pa	1
Pérdida de carga por cambio de sección	Pa	48
Pérdida de carga total en la carcasa	Pa	1029
Pérdida de carga total en la carcasa	mbar	10.3

VI.5.2. Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga del vapor que condensa normalmente es baja porque el caudal requerido es pequeño comparado a un fluido calefactor que libera calor sensible. Se estima que la pérdida de carga del flujo bifásico en el tramo recto de los tubos es la mitad de la pérdida de carga calculada en las condiciones de entrada del fluido calefactor.

$$\Delta P_f \cong \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot n_{pasos} \cdot L_{eq} \cdot G^2}{7.50 \cdot 10^{12} \cdot D_{i,tubo} \cdot s \cdot \phi} \right) \quad (VI.49)$$

Dónde:

$$G = \frac{\dot{m} \left(\frac{n_p}{n_{tubos}} \right)}{A_{flujo}} \quad (VI.50)$$

$$f = 0.4137 \cdot Re^{-0.2585} \quad (VI.51)$$

$$Re = \frac{D_{i,tubo} \cdot G}{\mu} \quad (VI.52)$$

$$s = \frac{\rho}{\rho_{agua}} \quad (VI.53)$$

Φ vale 1.0.¹⁶ y se considera que las pérdidas de carga en el retorno se pueden menospreciar.

¹⁶ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 465.

- Pérdida de carga en las tubuladuras

También se determinan las pérdidas de carga en las tubuladuras para verificar que los diámetros elegidos son adecuados.

$$G_n = \frac{\dot{m}}{A_{flujo,n}} \quad (VI.54)$$

$$Re_n = \frac{D_{i,n} \cdot G_n}{\mu} \quad (VI.55)$$

$$\Delta P_{n,vapor} = 1.334 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{G_n^2}{s} \quad (VI.56)$$

$$\Delta P_{n,condensado} = \frac{1}{2} \cdot \left(1.334 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{G_n^2}{s} \right) \quad (VI.57)$$

- Pérdida de carga total en los tubos

Igualmente, la pérdida de carga total es la suma de las pérdidas de carga calculadas en los apartados anteriores y presentadas en la tabla VI.8.

Tabla VI.8. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en los tubos.

	Unidad	Valor
G	kg/m ² ·s	216
Re	-	72088
f	-	2.30E-2
Diámetro tubuladura de entrada	in	6
Diámetro tubuladura de salida	in	2
G _{n, entrada}	kg/m ² ·s	375
G _{n, salida}	kg/m ² ·s	3377
Pérdida de carga en los tubos	Pa	2475
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	1266
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	263
Pérdida de carga total en los tubos	Pa	4004
Pérdida de carga total en los tubos	kg/cm ²	0.04

A.VII. EVAPORADOR

En este equipo el agua de refrigeración se enfría cediendo calor para que se evapore el agua procedente del condensador de ciclo.

Como el método de cálculo es similar al utilizado para dimensionar el generador solamente se detallan los cálculos distintos. En el caso del evaporador, el caudal de fluido caliente es el agua subenfriada y determina el *duty* del equipo de refrigeración. El fluido frío, a su vez, es agua pura (refrigerante) que se evapora a temperatura constante.

VII.1. Características de los fluidos

En la tabla VII.1 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el evaporador.

Tabla VII.7. Propiedades de los fluidos que intercambian calor en el evaporador.

Propiedad	Unidad	CWS entrada	CWS salida	Agua	Vapor
Temperatura	°C	11.0	6.0	2.0	2.0
Capacidad calorífica	kJ/kg.K	4.197	4.199	4.201	1.867
Conductividad térmica	W/m.K	0.5814	0.5745	0.5700	0.0157
Viscosidad dinámica	mPa·s	1.2983	1.5014	1.6541	0.0096
Densidad	kg/m ³	998.87	998.31	997.7	0.01

VII.2. Decisiones previas

- Emplazamiento de los fluidos: el fluido a ser evaporado se sitúa en la carcasa, mientras que el fluido calefactor se ubica en los tubos.
- Dimensión de los tubos: se utilizan tubos de 1 pulgada de diámetro nominal y de longitud inicial de 6 metros, la cual se puede modificar según el área de intercambio requerida.

- Tipo de cabezales y carcasa: de acuerdo con la normativa TEMA se elige un cabezal del tipo B ya que el fluido calefactor es limpio y una carcasa del tipo K. Dado que se usan tubos en U, se especifica la carcasa BKU.
- Configuración del haz tubular: con la intención de minimizar las pérdidas de carga se opta por emplear una configuración cuadrada de 90° con un pitch de 2 pulgadas.
- *Baffles*: a principio los *reboilers* del tipo *kettle* no presentan *baffles*, ya que se da la ebullición en piscina, y se utilizan placas tubulares para sujetar los tubos, las cuales pueden estar distanciadas 1.5-2 m ya que la velocidad del fluido en la carcasa es muy reducida.
- *Fouling*: se adoptan valores bibliográficos para resistencia interna y externa del agua de $0.0001 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}^{17}$.

VII.3. Cálculos térmicos

VII.3.1. Balance de energía

El *duty* del evaporador y el caudal de agua que se evapora se calculan usando las ecuaciones VII.1 y VII.2, respectivamente.

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{CW}} \cdot (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (\text{VII.1})$$

$$\dot{m}_{\text{agua a evaporar}} = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{\Delta h_{\text{evaporación}}} \quad (\text{VII.2})$$

VII.3.2. Diferencia de temperatura media logarítmica

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación VII.3.

$$\Delta T_{\text{mle}} = \frac{(T_{\text{CWS}} - T_{\text{agua,l}}) - (T_{\text{CWS}'} - T_{\text{agua,v}})}{\ln \frac{(T_{\text{CWS}} - T_{\text{agua,l}})}{(T_{\text{CWS}'} - T_{\text{agua,v}})}} \quad (\text{VII.3})$$

¹⁷ Branan, R. Carl. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 4ª Ed. Elsevier, Amsterdam, 2005, p. 43.

VII.3.3. Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos

Para calcular el área de transferencia de calor necesaria y posteriormente el número de tubos requeridos se asigna un valor inicial al coeficiente global de transferencia de calor (U). Se estipula un valor de 100 BTU/h.ft² en base a datos bibliográficos¹⁸.

$$A = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{U \cdot \Delta T_{mle}} \quad (\text{VII.4})$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{A}{\pi \cdot D_{o,tubo} \cdot L} \quad (\text{VII.5})$$

El número de pasos debe garantizar una velocidad adecuada del fluido calefactor dentro de los tubos y por esto se debe comprobar la velocidad empleando la ecuación VII.6.

$$v_{fc,tubo} = \frac{\dot{m}_{CWS} \cdot \left(\frac{n_{pasos}}{n_{tubos}}\right)}{\frac{\rho \cdot \pi \cdot D_{i,tubo}^2}{4}} \quad (\text{VII.6})$$

Una vez se sabe el número de tubos necesarios, se elige el haz de tubos estándar con el número de tubos inmediatamente superior al requerido y se vuelven a calcular la velocidad del fluido calefactor en interior de los tubos y el área de transferencia de calor disponible.

VII.3.4. Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)

Se sigue el mismo procedimiento detallado en el apartado V.2.4.

VII.3.5. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o)

Se utiliza el método mostrado en el apartado VI.3.5 pero en este caso se tiene en cuenta que la diferencia de temperaturas es reducida y se calcula la contribución del efecto convectivo en el coeficiente de ebullición en el haz tubular.

Primeramente se calcula la temperatura media entre la temperatura de la superficie de los tubos, la cual se aproxima a la temperatura de saturación del vapor, y la temperatura infinito

¹⁸ Branan, R. Carl. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 4^a Ed. Elsevier, Amsterdam, 2005, p. 44.

que se considera igual a la temperatura de entrada del agua de refrigeración. A continuación se obtienen las propiedades del vapor de agua para determinar los números de *Prandtl* y *Grashof* mediante las ecuaciones VII.7 y VII.8, respectivamente.

$$Pr = \frac{c_{pV} \cdot \mu_V}{k_V} \quad (\text{VII.7})$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_S - T_\infty| \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\text{VII.8})$$

En la cual se usa la expresión VII.9 para calcular β ya que se trata de un vapor con densidad muy baja y se puede aproximar a un gas ideal. Se emplea el diámetro del haz tubular como longitud característica (L).

$$\beta = \frac{1}{T(K)} \quad (\text{VII.9})$$

A continuación se utiliza la ecuación VII.10 para calcular el número de *Nusselt* de un cilindro horizontal y la ecuación VII.11 para calcular el coeficiente de transferencia de calor debido a la convección natural.

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (\text{VII.10})$$

$$h_{nc} = \frac{Nu \cdot k_V}{L} \quad (\text{VII.11})$$

VII.3.6. Coeficiente de transferencia de calor global

Se determina como en el apartado VI.3.8.

VII.3.7. Resultados

En la tabla VII.2 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VII.2. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
<i>Duty</i>	MW	2.25
Caudal de fluido calefactor	T/h	382
ΔT_{mle}	°C	10.9
Superficie de intercambio	m ²	459
Número de tubos	-	958
Re_i	-	19899
h_i	W/m ² ·K	4245
h_{nb}	W/m ² ·K	500
F_b	W/m ² ·K	1.59
h_{nc}	W/m ² ·K	1077
h_o	W/m ² ·K	541
\hat{q}_{real}	kW/m ²	5.10
$\hat{q}_{critico}$	kW/m ²	42.4
$\hat{q}_{real}/\hat{q}_{critico}$	W/m ²	0.12
U_D	W/m ² ·K	839

VII.4. Cálculos geométricos

Se realizan los cálculos geométricos como en el apartado VI.4 y los resultados se presentan a continuación.

Tabla VII.3. Resultados obtenidos en los cálculos geométricos.

	Unidad	Valor
Longitud requerida	mm	5800
Número de tubuladuras de entrada	-	1
Número de tubuladuras de salida	-	2
VL	kg/h·m ³	218
Altura de líquido en el evaporador	m	1.60
Superficie de cúpula requerida	m ²	1.36
Superficie de cúpula disponible	m ²	1.38
Diámetro de la carcasa	mm	2425
Diámetro tubuladura de entrada	in	40
Diámetro tubuladuras de salida	in	50
Longitud del rebosadero	mm	100
Longitud total de los tubos	mm	6000
Sobredimensionamiento	%	2.0

VII.5. Cálculos de pérdida de carga

VII.5.1. Pérdida de carga en la carcasa

Se determinan mediante el procedimiento detallado en el apartado VI.5.1 y los resultados obtenidos se presentan en las siguientes tablas.

Tabla VII.4. Valores de los parámetros de diferencia de presión estática en el evaporador.

	Unidad	Valor
ρ_{media}	kg/m ³	0.04
$\Delta P_{est,1}$	Pa	0.6
$\Delta P_{est,2}$	Pa	0.1
$\Delta P_{est,total}$	Pa	0.7

Tabla VII.5. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por rozamiento y aceleración en el evaporador.

	Unidad	Valor
B	m	1.50
a_s	m ²	1.12
De	m	0.04
G	kg/m ² ·s	1.1
Re _v	-	2058
Re _L	-	14
f _v	-	4.70E-2
f _L	-	1.65-1
$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_V$	Pa/m	70
$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L$	Pa/m	2.45E-3
Θ	-	3.51E-5
β_m	-	1.02
ΔP_{V+L}	Pa	107
ΔP_a	Pa	3.33E-2

Tabla VII.6. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por cambio de sección en el evaporador.

	Unidad	Valor
\dot{m}_n^2	kg/m ² ·s	0.49
A _{grande}	m ²	5.80
A _{pequeña}	m ²	1.00
σ	-	6
C _c	-	0.63
ψ_H	-	24943
$\Delta P_{cambio\ de\ sección}$	Pa	4

VII.5.1.1 Pérdida de carga total en la carcasa

Las pérdidas de carga total para el fluido que pasa por la carcasa del evaporador se muestran en la tabla a continuación.

Tabla VII.7. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en la carcasa.

	Unidad	Valor
Diferencia de presión estática	Pa	1
Pérdida de carga por fricción	Pa	107
Pérdida de carga por aceleración	Pa	0
Pérdida de carga por cambio de sección	Pa	4
Pérdida de carga total en la carcasa	Pa	112
Pérdida de carga total en la carcasa	mbar	1.1

VII.5.2. **Pérdida de carga en los tubos**

Se calculan como se muestra en el apartado V.2.7 y los resultados se presentan en la siguiente tabla.

Tabla VII.8 Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en los tubos.

	Unidad	Valor
G	kg/m ² ·s	1077
Re	-	19899
f	-	6.35E-3
Diámetro tubuladura de entrada	in	10
Diámetro tubuladura de salida	in	10
G _{n, entrada}	kg/m ² ·s	10175
G _{n, salida}	kg/m ² ·s	10175
Pérdida de carga en los tubos	Pa	1286
Pérdida de carga en el retorno	Pa	9287
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	1097
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	1097
Pérdida de carga total en los tubos	Pa	12761
Pérdida de carga total en los tubos	kg/cm ²	0.2

A.VIII. ABSORBEDOR

El absorbedor es el intercambiador de calor en el cual la disolución concentrada en bromuro de litio absorbe el vapor de agua generado en el evaporador. En este equipo tienen lugar dos fenómenos que liberan calor, la absorción de vapor de agua en disolución y, simultáneamente, la condensación del agua. El cambio de fase tiene lugar en la película de disolución sobre los tubos por esto es importante tener en cuenta el espesor de la película durante el dimensionamiento del equipo.

VIII.1. Características de los fluidos

En la tabla VIII.1 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el absorbedor.

Tabla VIII.1. Propiedades de los fluidos que intercambian calor en el absorbedor.

Propiedad	Unidad	Entrada líquida	Entrada vapor	Condensado	CWR1	CWR2
Temperatura	°C	45.0	2.8	35.0	29.2	33.6
Capacidad calorífica	kJ/kg.K	1.882	1.867	1.967	4.177	4.177
Conductividad térmica	W/m.K	0.3643	0.0157	0.3907	0.6132	0.6183
Viscosidad dinámica	mPa·s	2.5869	0.0096	2.5418	0.7024	0.6590
Densidad	kg/m ³	1670.95	0.01	1592.22	995.86	994.60

VIII.2. Decisiones previas

- Emplazamiento de los fluidos: el fluido a ser condensado se sitúa en la carcasa, mientras que el agua de refrigeración se ubica en los tubos.
- Dimensión de los tubos: se utilizan tubos de 1 pulgada de diámetro nominal y de longitud inicial de 6 metros, la cual se puede modificar según el área de intercambio requerida.

- Tipo de cabezales y carcasa: de acuerdo con la normativa TEMA se elige un cabezal del tipo B ya que el fluido refrigerante es limpio y una carcasa del tipo X para minimizar las pérdidas de carga, el otro cabezal es de tipo M, resultando en una carcasa BXM.
- Configuración del haz tubular: con la intención de minimizar las pérdidas de carga se opta por emplear una configuración cuadrada de 90° con un pitch de 2 pulgadas. El pitch elevado también facilita la limpieza del haz tubular.
- *Baffles*: las carcasas del tipo X no disponen de *baffles*, solamente presentan placas tubulares para sostener los tubos.
- *Fouling*: se adoptan valores bibliográficos de $0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}^{19}$ para el agua de torre y $0.00053 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}^5$ para la disolución de bromuro de litio.

VIII.3. Cálculos térmicos

VIII.3.1. Balance de energía

El *duty* del absorbedor y el caudal de agua de refrigeración necesario se calculan usando las ecuaciones VIII.1 y VIII.2, respectivamente.

$$Q_{\text{absorbedor}} = \dot{m}_C \cdot h_C - (\dot{m}_L \cdot h_L + \dot{m}_V \cdot h_V) \quad (\text{VIII.1})$$

$$\dot{m}_{CW} = \frac{Q_{\text{absorbedor}}}{(h_{CW,out} - h_{CW,in})} \quad (\text{VIII.2})$$

VIII.3.2. Diferencia de temperatura media logarítmica

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica corregida utilizando la ecuación VIII.3.

$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{mle} \quad (\text{VIII.3})$$

Dónde:

¹⁹ Branan, R. Carl. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 4ª Ed. Elsevier, Amsterdam, 2005, p. 43.

$$\Delta T_{mle} = \frac{(T_{CWS} - T_{agua,l}) - (T_{CWS'} - T_{agua,v})}{\ln \frac{(T_{CWS} - T_{agua,l})}{(T_{CWS'} - T_{agua,v})}} \quad (\text{VIII.4})$$

El factor de corrección F se obtiene a partir de los valores de R' y P' en una gráfica²⁰.

$$R' = \frac{T_{feed} - T_{condensado}}{T_{CWR} - T_{CWS}} \quad (\text{VIII.5})$$

$$P' = \frac{T_{CWR} - T_{CWS}}{T_{feed} - T_{CWS}} \quad (\text{VIII.6})$$

VIII.3.3. Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos

Se calcula como en el apartado V.2.3.

VIII.3.4. Coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)

También se determina como en el apartado V.2.4.

VIII.3.5. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor en la carcasa para determinar el coeficiente de transferencia de calor global, el cual depende del flujo de calor local y, por lo tanto, requiere un cálculo iterativo.

Se utiliza el método de *Nusselt* con la corrección de *Kern* para tubos inundados²¹. Asimismo, teniendo en cuenta el fenómeno de absorción que tiene lugar se introduce en este método la

²⁰ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 100, figura 3.9.

²¹ Kakaç, Sadik; Liu, Hongtan; Pramuanjaroenkij, Anchasa. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 3ª Ed. CRC Press, USA, 2012, p. 509.

correlación de *Wilke* modificada por *Patnaik*²² para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos. Esta correlación se ha desarrollado originalmente para absorbedores de tubos verticales pero se considera que puede ser utilizada también para el diseño de absorbedores de tubos horizontales debido al pequeño espesor de la película de líquido sobre los tubos²³.

El coeficiente global viene dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U} = R_t + \frac{1}{h_o} \quad (\text{VIII.7})$$

Dónde:

$$R_t = R_{fo} + \left[\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right] \cdot \frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}} + \frac{t_{tubo} \cdot D_{o,tubo}}{k_{tubo} \cdot D_m} \quad (\text{VIII.8})$$

$$D_m = \frac{D_{o,tubo} - D_{i,tubo}}{\ln \left(\frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}} \right)} \quad (\text{VIII.9})$$

Una vez se conocen todas las demás resistencias, se calcula h_o mediante la ecuación VIII.10.

$$h_o = \frac{\frac{k_{disolución}}{\delta} \cdot (0.029 \cdot Re_s^{0.53} \cdot Pr_s^{0.344})}{\Delta T_w^{0.25}} \quad (\text{VIII.10})$$

En la cual:

$$\delta = \left(\frac{3 \cdot \mu_L \cdot \tau}{\rho_L^2 \cdot g} \right)^{1/3} \quad (\text{VIII.11})$$

$$\tau = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot D_{i,tubo}} \quad (\text{VIII.12})$$

$$Re_s = \frac{4 \cdot \tau}{\mu_L} \quad (\text{VIII.13})$$

Como se puede observar en la ecuación VIII.10, h_o es función de la diferencia de temperatura entre la temperatura de saturación y la temperatura en la superficie de la capa de *fouling* (ΔT_w). Al no conocer esta diferencia de temperatura es necesario asignarle un valor inicial para calcular U . A continuación, sabiendo el valor de U , se vuelve a calcular ΔT_w mediante la ecuación VIII.14.

²² Patnaik, V.; Pérez-Blanco, H.; Ryan WA. *A simple analytical model for design vertical tube absorbers*. ASHRAE Trans: Res, 1993, p.69-80.

²³ M d. Raisul Islam, N.E. Wijeyesundera *, J.C. Ho. *Simplified models for coupled heat and mass transfer in falling-film absorbers*. International Journal of Heat and Mass Transfer 47, 2004, p. 395–406.

$$\Delta T_w = \Delta T \cdot (1 - R_t \cdot U) \quad (\text{VIII.14})$$

En la cual ΔT es la variación de temperatura en los extremos del intercambiador. Se calculan dos U , una para cada extremo del intercambiador, y, finalmente, el coeficiente global es su promedio. Es necesario iterar hasta que el valor supuesto de ΔT_w coincida con el calculado con la ecuación VIII.14.

VIII.3.6. Corrección del coeficiente de transferencia de calor global debido a la transferencia de calor sensible

La corrección del coeficiente de transferencia global debido a la transferencia de calor sensible normalmente se menosprecia en cálculos manuales pero en este caso es importante estimarla porque también compensa los efectos de la velocidad del vapor sobre la interfase, los cuales no se han teniendo en cuenta al determinar el coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos. Primeramente, el flujo de calor sensible se estima mediante la ecuación VIII.15.

$$q_{sen} = 0.5 \cdot C p_v \cdot \dot{m}_v \cdot (T_{V,in} - T_{V,out}) \quad (\text{VIII.15})$$

A continuación se utiliza el método de *Delaware* simplificado para calcular el coeficiente de transferencia de calor de la fase vapor. Teniendo en cuenta que se trata de una carcasa X, sin la presencia de *baffles*, se sabe que este método dará un valor superior de h_v al real. Se aproxima el espacio entre *baffles* al diámetro de la carcasa.

$$h_v = j_H \cdot \left(\frac{k_v}{D_e} \right) \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{VIII.16})$$

Dónde:

$$j_H = 0.5 \cdot \left(1 + \frac{B}{D_{carcasa}} \right) \cdot (0.08 \cdot Re^{0.6821} + 0.7 \cdot Re^{0.1772}) \quad (\text{VIII.17})$$

$$Re_v = \frac{D_e \cdot G}{\mu_v} \quad (\text{VIII.18})$$

$$G = \frac{\dot{m}}{2 \cdot n_{tubuladuras, entrada} \cdot a_s} \quad (\text{VIII.19})$$

$$a_s = \frac{D_{carcasa} \cdot (P_T - D_{o,tubo}) \cdot B}{144 \cdot P_T} \quad (\text{VIII.20})$$

Finalmente, el coeficiente global se obtiene a través de la ecuación VIII.21.

$$U'_D = \left[U_D + \left(\frac{q_{sen}}{Q_{absorbedor}} \right) \cdot h_V^{-1} \right]^{-1} \quad (\text{VIII.21})$$

Si U'_D es mayor que U_D el diseño del absorbedor es térmicamente aceptable. Caso contrario, es necesario ajustar la longitud de tubos requerida para aumentar el área de intercambio.

VIII.3.7. Resultados

En la tabla VIII.2 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VIII.2. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
<i>Duty</i>	MW	2.85
Caudal de fluido refrigerante	m ³ /h	570
R	-	1.43
P	-	0.39
F	-	0.96
ΔT_{mle}	°C	6.6
ΔT_m	°C	6.3
Número de tubos	-	1893
Número de tubos por columna	-	70
Re_{tubos}	-	36360
Nu_{tubos}	-	250
h_i	W/m ² ·K	6573
R_t	W/m ² ·K	9.25E-4
τ	kg/m·s	162
δ	m	3.10E-3
$Re_{carcasa}$	-	1.10E6
ΔT_{w1}	-	0.81
ΔT_{w2}	-	0.25
h_o	W/m ² ·K	1109
U_D	W/m ² ·K	1013
B	m	2.00
a_s	m ²	2.71
De	m	0.04
G	kg/m ² ·s	5.23
Re_V	-	45039
j_H	-	108
h_V	W/m ² ·K	81
U'_D	W/m ² ·K	556

VIII.4. Cálculos geométricos

Se utiliza el mismo método detallado en el apartado V.2.6 añadiendo el cálculo del número de tubuladuras. Se obtiene el número de tubuladuras de entrada y de salida necesarias a través de la ecuación VIII.22:

$$n_{\text{tubuladuras}} = \frac{L}{5 \cdot D_{\text{haz tubular}}} \quad (\text{VIII.22})$$

VIII.4.1. Resultados

En la tabla VIII.3 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VIII.3. Resultados obtenidos en los cálculos geométricos.

	Unidad	Valor
Superficie requerida	m ²	816
Longitud requerida	mm	54401
Diámetro de la carcasa	mm	2707
Número de tubuladuras de entrada	-	2
Número de tubuladuras de salida	-	1
Longitud real de los tubos	mm	6000
Sobredimensionamiento	%	11.0

VIII.5. Cálculos de pérdida de carga

VIII.5.1. Pérdida de carga en la carcasa

- Pérdidas de carga por fricción

Se utiliza el método simplificado de *Delaware* para estimar las pérdidas de carga en la carcasa, como se ha dicho anteriormente, la carcasa elegida, del tipo X, no presenta *baffles* y por esto se espera que los valores obtenidos sean mayores que los que tendrían lugar en la realidad. Como en los cálculos de corrección de U_D considerando el calor sensible se aproxima el espacio entre *baffles* al diámetro de la carcasa.

Inicialmente, conociendo los valores de B , a_s y D_e , se calcula el número de *Reynolds* y G del caudal de entrada al absorbedor, es decir, líquido y vapor utilizando las ecuaciones VIII.18 y VIII.19, respectivamente. A continuación se determina el factor de fricción mediante la ecuación VIII.23.

$$f = 144 \cdot [f_1 - 1.25 \cdot (1 - \left(\frac{B}{D_{carcasa}}\right) \cdot (f_1 - f_2))] \quad (\text{VIII.23})$$

Dónde:

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 \cdot D_{carcasa}) \cdot Re^{-0.125} \quad (\text{VIII.24})$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 \cdot 10^{-5} \cdot D_{carcasa}) \cdot Re^{-0.157} \quad (\text{VIII.25})$$

En la ecuación VIII.25 se usa un valor de 23.25 pulgadas para el diámetro de carcasa a pesar de que el diámetro real sea superior²⁴. Finalmente se calcula la pérdida de carga por fricción empleando la ecuación VIII.26.

$$\Delta P_{fricción} = \phi_{VO}^{-2} \cdot \frac{f \cdot G^2 \cdot D_{carcasa} \cdot (n_b + 1)}{7.50 \cdot 10^{12} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi} \quad (\text{VIII.26})$$

Dónde:

$$\phi_{VO}^{-2} = 0.33 + 0.22 \cdot x_e + 1.61 \cdot x_e^2 \quad (\text{VIII.27})$$

x_e es la fracción de vapor a la salida del equipo, en este caso 0.

En la tabla VIII.4 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VIII.4. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por fricción en el absorbedor.

	Unidad	Valor
G	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	5.2
Re	-	45039
f_1	-	6.63E-3
f_2	-	5.48E-4
f	-	0.670
ϕ_{VO}^{-2}	-	0.33
$\Delta P_{fricción}$	Pa	307

²⁴ Serth, R. W. *Process Heat Transfer*. Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007, p. 579.

- Pérdidas de carga en las tubuladuras

Se calculan las pérdidas de carga en las tubuladuras de entrada y de salida para verificar que los diámetros elegidos son adecuados.

$$G_n = \frac{\dot{m}}{A_{flujo,n}} \quad (\text{VIII.28})$$

$$\Delta P_{n,entrada} = \left(1.334 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{G_n^2}{s} \right) \quad (\text{VIII.29})$$

$$\Delta P_{n,salida} = \frac{1}{2} \cdot \left(1.334 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{G_n^2}{s} \right) \quad (\text{VIII.30})$$

En la tabla VIII.5 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VIII.5. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga en las tubuladuras de la carcasa del absorbedor.

	Unidad	Valor
Diámetro tubuladura de entrada	in	60
Diámetro tubuladura de salida	in	6
$G_{n,entrada}$	kg/m ² ·s	16
$G_{n,salida}$	kg/m ² ·s	3109
$\Delta P_{n,entrada}$	Pa	85
$\Delta P_{n,salida}$	Pa	64

- Pérdida de carga total en la carcasa

La pérdida de carga total para el fluido que pasa por la carcasa del absorbedor se obtiene sumando las pérdidas de carga determinadas en los apartados anteriores, las cuales de muestran en la tabla a continuación.

Tabla VIII.6. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en la carcasa.

	Unidad	Valor
Pérdida de carga por fricción	Pa	295
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	85
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	64
Pérdida de carga total en la carcasa	Pa	356
Pérdida de carga total en la carcasa	mbar	4.6

VIII.5.2. Pérdidas de carga en los tubos

Se calculan como en el apartado V.2.7 y en la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos.

Tabla VIII.7. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en los tubos.

	Unidad	Valor
G	kg/m ² ·s	1555
Re	-	36360
f	-	5.63E-3
Diámetro de la tubuladura de entrada	in	12
Diámetro de la tubuladura de salida	in	12
G _{n,entrada}	kg/m ² ·s	40500
G _{n,salida}	kg/m ² ·s	40500
Pérdida de carga en los tubos	Pa	27059
Pérdida de carga en el retorno	Pa	607
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	26290
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	26290
Pérdida de carga total en los tubos	Pa	80915
Pérdida de carga total en los tubos	kg/cm ²	0.80

A.IX. CONDENSADOR

En el condensador el vapor de agua procedente del generador condensa cediendo calor al agua de refrigeración que previamente ha pasado por el absorbedor. El vapor de agua condensado vuelve al evaporador tras pasar por una válvula de expansión.

IX.1. Características de los fluidos

En la tabla IX.1 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el condensador.

Tabla IX.1. Propiedades de los fluidos que intercambian calor en el condensador.

Propiedad	Unidad	Vapor	Condensado	CWS	CWR
Temperatura	°C	98.0	45.0	34.0	38.0
Capacidad calorífica	kJ/kg.K	1.899	4.187	4.189	4.188
Conductividad térmica	W/m.K	0.0244	0.6275	0.6132	0.6179
Viscosidad dinámica	mPa·s	0.0122	0.5855	0.7231	0.6722
Densidad	kg/m ³	0.06	992.18	996.16	995.04

IX.2. Decisiones previas

- Emplazamiento de los fluidos: el fluido a ser condensado se sitúa en la carcasa, mientras que el agua de refrigeración se ubica en los tubos.
- Dimensión de los tubos: se utilizan tubos de 1 pulgada de diámetro nominal y de longitud inicial de 6 metros, la cual se puede modificar según el área de intercambio requerida.
- Tipo de cabezales y carcasa: de acuerdo con la normativa TEMA se elige un cabezal del tipo B ya que el fluido refrigerante es limpio y una carcasa del tipo X para minimizar las pérdidas de carga, el otro cabezal es de tipo M, resultando en una carcasa BXM.
- Configuración del haz tubular: con la intención de minimizar las pérdidas de carga se opta por emplear una configuración cuadrada de 90° con un pitch de 2 pulgadas.

- *Baffles*: las carcasas del tipo X no disponen de *baffles*, solamente presentan placas tubulares para sostener los tubos.
- *Fouling*: se adoptan valores bibliográficos de $0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ para el agua.

IX.3. Cálculos térmicos

IX.3.1. Balance de energía

El *duty* del condensador y el caudal de agua de refrigeración necesario se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_C \cdot h_C - \dot{m}_V \cdot h_V \quad (\text{IX.1})$$

$$\dot{m}_{CW} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{(h_{CW,\text{out}} - h_{CW,\text{in}})} \quad (\text{IX.2})$$

IX.3.2. Coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o) y coeficiente de transferencia de calor global (U)

Se calcula como en el apartado V.2.5.1 y la corrección debido al calor sensible como lo presentado en el apartado VIII.3.6. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla IX.2.

Tabla IX.2. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
<i>Duty</i>	MW	2.45
Caudal de fluido refrigerante	m^3/h	570
R	-	15.1
P	-	0.06
F	-	0.39
ΔT_{mle}	$^{\circ}\text{C}$	25.8
ΔT_{m}	$^{\circ}\text{C}$	10.1
Número de tubos	-	393
Número de tubos por columna	-	20
Re_{tubos}	-	57229
Nu_{tubos}	-	317
h_i	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$	8414

	Unidad	Valor
R_t	$W/m^2 \cdot K$	5.32E-4
ΔT_{w1}	$^{\circ}C$	15.2
ΔT_{w2}	$^{\circ}C$	1.2
h_o	$W/m^2 \cdot K$	5808
U_D	$W/m^2 \cdot K$	1500
B	m	1.2
a_s	m^2	0.76
De	m	0.4
G	$kg/m^2 \cdot s$	3.12
Re _v	-	2.01E+5
j _H	-	338
h_v	$W/m^2 \cdot K$	221
U'_D	$W/m^2 \cdot K$	1400

IX.4. Cálculos geométricos

Se realizan como lo relatado en el apartado VIII.4 y en la tabla IX.3 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla IX.3. Resultados obtenidos en los cálculos geométricos.

	Unidad	Valor
Superficie requerida	m^2	173
Longitud requerida	mm	5505
Diámetro de la carcasa	mm	1198
Número de tubuladuras de entrada	-	2
Número de tubuladuras de salida	-	1
Longitud total de los tubos	mm	6000
Sobredimensionamiento	%	9

IX.5. Cálculos de pérdida de carga

IX.5.1. Pérdida de carga en la carcasa

Se realizan los cálculos como en el apartado VIII.5.1 y los resultados obtenidos se presentan en las tablas a continuación.

Tabla IX.4. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga por fricción en el condensador.

	Unidad	Valor
G	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	3.1
Re	-	2.01E+5
f_1	-	3.40-3
f_2	-	4.34E-4
F	-	0.483
ϕ_{VO}^{-2}	-	0.33
$\Delta P_{fricción}$	Pa	49

Tabla IX.5. Valores de los parámetros implicados en las pérdidas de carga en las tubuladuras de la carcasa del condensador.

	Unidad	Valor
Diámetro tubuladura de entrada	in	16
Diámetro tubuladura de salida	in	2
$G_{n,entrada}$	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	18
$G_{n,salida}$	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	2340
$\Delta P_{n,entrada}$	Pa	111
$\Delta P_{n,salida}$	Pa	59

- Pérdida de carga total en la carcasa

La pérdida de carga total para el fluido que pasa por la carcasa del condensador se obtiene sumando las pérdidas de carga determinadas en los apartados anteriores, las cuales de muestran en la tabla a continuación.

Tabla IX.6. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en la carcasa.

	Unidad	Valor
Pérdida de carga por fricción	Pa	49
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	111
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	59
Pérdida de carga total en la carcasa	Pa	218
Pérdida de carga total en la carcasa	mbar	2.2

IX.5.2. Pérdida de carga en los tubos

También se determinan como se muestra en el apartado V.2.7.

Tabla IX.7. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en los tubos.

	Unidad	Valor
G	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	1953
Re	-	57229
F	-	5.14E-3
Diámetro tubuladura de entrada	in	16
Diámetro tubuladura de salida	in	12
$G_{n,entrada}$	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	5919
$G_{n,salida}$	$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	10523
Pérdida de carga en los tubos	Pa	17656
Pérdida de carga en el retorno	Pa	3829
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	Pa	1123
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	Pa	3550
Pérdida de carga total en la carcasa	Pa	26157
Pérdida de carga total en la carcasa	kg/cm^2	0.27

A.X. INTERCAMBIADOR DE CALOR INTERMEDIO

En el intercambiador de calor intermedio la corriente caliente que sale del generador intercambia calor con la corriente fría que sale del absorbedor. Este equipo permite aumentar la eficiencia energética del ciclo pues disminuye tanto la cantidad de calor que hay que aportar al generador como la cantidad de energía que hay que retirar del absorbedor.

Se plantean dos posibles diseños para el equipo: un intercambiador de carcasa y tubos y un intercambiador de placas.

X.1. Características de los fluidos

En la tabla X.1 se presentan las propiedades de los fluidos que intercambian calor en el intercambiador intermedio.

Tabla X.1. Propiedades de los fluidos que intercambian calor.

Propiedad	Unidad	Corriente fría entrada	Corriente fría salida	Corriente caliente entrada	Corriente caliente salida
Temperatura	°C	34	76.8	98.0	49.2
Capacidad calorífica	kJ/kg·K	1.968	1.960	1.889	1.887
Conductividad térmica	W/m·K	0.3898	0.4223	0.3984	0.3693
Viscosidad dinámica	mPa·s	2.5848	1.3804	1.2598	2.3422
Densidad	kg/m ³	1592.78	1559.58	1618.92	1665.83

X.2. Intercambiador de carcasa y tubos

Se ha utilizado el método simplificado de *Delaware* para el dimensionamiento del equipo, el cual se detalla a continuación.

X.2.1. Decisiones previas

- Emplazamiento de los fluidos: para minimizar las pérdidas de calor hacía el exterior, el fluido frío se sitúa en la carcasa, mientras que el fluido caliente se ubica en el interior de los tubos. Se define un paso por la carcasa y un paso por tubos.
- Dimensión de los tubos: se utilizan tubos de 1 pulgada de diámetro nominal y de longitud inicial de 6 metros, la cual se puede modificar según el área de intercambio requerida.
- Tipo de cabezales y carcasa: de acuerdo con la normativa TEMA se elige un cabezal del tipo B ya que el fluido refrigerante es limpio y una carcasa del tipo E para minimizar las pérdidas de carga, el otro cabezal es de tipo M, resultando en una carcasa BEM.
- Configuración del haz tubular: con la intención de minimizar las pérdidas de carga se opta por emplear una configuración cuadrada de 90° con un pitch de 2 pulgadas.
- *Baffles*: se usan *baffles* horizontales con un corte de 20% para que se adapte al método de cálculo.
- *Fouling*: se adopta el valor bibliográfico de 0.00053 m².K/W para la disolución de bromuro de litio.

X.2.2. Cálculos térmicos

X.2.2.1 Balance de energía

El *duty* del condensador se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{SHX} = \dot{m}_C \cdot h_C - \dot{m}_{C'} \cdot h_{C'} = -(\dot{m}_F \cdot h_F - \dot{m}_{F'} \cdot h_{F'}) \quad (X.1)$$

La eficiencia del intercambiador se calcula usando la ecuación X.2.

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_C - T_{C'}}{T_C - T_F} \quad (X.2)$$

X.2.2.2 Diferencia de temperatura media logarítmica

Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación X.3.

$$\Delta T_{mle} = \frac{(T_C - T_F) - (T_C' - T_F)}{\ln \frac{(T_C - T_F)}{(T_C' - T_F)}} \quad (X.3)$$

X.2.2.3 Área de transferencia de calor, número de tubos y número de pasos

Para calcular el número de tubos necesario en el intercambiador se utiliza la ecuación X.5 empleando un valor bibliográfico del coeficiente global, el cual tiene que concordar con el calculado al final, caso contrario es necesario cambiar el valor bibliográfico y volver a realizar los cálculos.

$$A = \frac{Q_{SHX}}{U \cdot \Delta T_{mle}} \quad (X.4)$$

$$n_{tubos} = \frac{A}{\pi \cdot D_{o,tubo} \cdot L} \quad (X.5)$$

X.2.2.4 Coefficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos (h_i)

Primeramente se calcula el número de *Reynolds* según la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{fc} \cdot \left(\frac{n_{pasos}}{n_{tubos}}\right)}{\pi \cdot D_{i,tubo} \cdot \mu} \quad (X.6)$$

Como el régimen del fluido es laminar para minimizar las pérdidas de carga se usa la ecuación X.7 para calcular el número de *Nusselt*.

$$Nu = 1.86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_{i,tubo}}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (X.7)$$

Finalmente, se determina h_i mediante la ecuación X.8:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_{i,tubo}} \quad (X.8)$$

X.2.2.5 Coefficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_o)

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor en la carcasa para determinar el coeficiente de transferencia de calor global. Como primer paso se calcula el número de *Reynolds* usando la X.9.

$$Re = \frac{D_e \cdot G}{\mu} \quad (X.9)$$

Dónde:

$$G = \frac{\dot{m}}{a_s} \quad (X.10)$$

$$a_s = \frac{D_{carcasa} \cdot (P_T - D_{o,tubo}) \cdot B}{144 \cdot P_T} \quad (X.11)$$

D_e depende del diámetro interno de los tubos y de su configuración en el haz tubular y se obtiene de una gráfica. A continuación se calcula el factor de *Colburn* y el coeficiente exterior mediante las ecuaciones X.12 y X.13, respectivamente.

$$j_H = 0.5 \cdot \left(1 + \frac{B}{D_{carcasa}}\right) \cdot (0.08 \cdot Re^{0.6821} + 0.7 \cdot Re^{0.1772}) \quad (X.12)$$

$$h_o = j_H \cdot \left(\frac{k}{D_e}\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (X.13)$$

X.2.2.6 Coeficiente de transferencia de calor global (U)

Se calcula el coeficiente global limpio usando la siguiente ecuación:

$$U_C = \left(\frac{D_{o,tubo}}{h_i \cdot D_{i,tubo}} + \frac{D_{o,tubo} \cdot \ln\left(\frac{D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (X.14)$$

A continuación se determina el factor de ensuciamiento y el coeficiente global sucio.

$$R_D = \frac{R_{Di} \cdot D_{o,tubo}}{D_{i,tubo}} + R_{Di} \quad (X.15)$$

$$U_D = \left(\frac{1}{U_C} + R_D \right)^{-1} \quad (X.16)$$

Si U_D es igual o mayor que la U bibliográfica el diseño del intercambiador es térmicamente aceptable. Caso contrario, es necesario repetir los cálculos.

X.2.2.7 Resultados

En la tabla X.2 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla X.2. Resultados obtenidos en los cálculos térmicos.

	Unidad	Valor
$Duty$	MW	0.98
Caudal de fluido caliente	T/h	42.0
Caudal de fluido caliente	T/h	38.5
ΔT_{mle}	°C	17.9
Superficie requerida	m ²	438
Número de tubos	-	922
Re_{tubos}	-	555
Nu_{tubos}	-	15
h_i	W/m ² ·K	207
B	mm	240
a_s	m ²	0.05
De	m	0.4
G	kg/m ² ·s	1.84
$Re_{carcasa}$	-	2700
j_H	-	12.3
h_o	W/m ² ·K	898
U_C	W/m ² ·K	144
R_D	m ² ·K/W	3.75E-2
U_D	W/m ² ·K	123

X.2.3. Cálculos de pérdida de carga

X.2.3.1 Pérdida de carga en los tubos

La pérdida de carga en los tubos se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_{retorno} \quad (X.17)$$

Siendo:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{f \cdot n_{pasos} \cdot L \cdot G^2}{7.50 \cdot 10^{12} \cdot D_{i,tubo} \cdot s \cdot \Phi} \quad (X.18)$$

$$\Delta P_{retorno} = 1.334 \cdot 10^{-13} \cdot (3.25 \cdot n_{pasos} - 1.5) \cdot \frac{G^2}{s} \quad (X.19)$$

Dónde:

$$G \text{ se ha calculado con la ecuación X.10 y } f = \frac{64}{Re} \quad (X.20)$$

También se determinan las pérdidas de carga en las tubuladuras de entrada y de salida para verificar que los diámetros elegidos son adecuados.

$$G_n = \frac{\dot{m}}{A_{flujo,n}} \quad (X.21)$$

$$\Delta P_n = \left(2 \cdot 10^{-13} \cdot n_{carcasa} \cdot \frac{G_n^2}{s} \right) \quad (X.22)$$

La pérdida de carga total es la suma de las pérdidas de carga calculadas en los apartados anteriores y presentadas en la tabla X.3.

Tabla X.3. Resultados obtenidos en los cálculos de pérdida de carga en los tubos.

	Unidad	Valor
G	kg/m ² ·s	0.28
Re	-	555
F	-	1.15E-1
Diámetro tubuladura de entrada	in	6.0
Diámetro tubuladura de salida	in	6.0
G _{n,entrada}	kg/m ² ·s	5.1
G _{n,salida}	kg/m ² ·s	5.1
Pérdida de carga en los tubos	mbar	1.08E-1
Pérdida de carga en el retorno	mbar	5.76E-3
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	mbar	1.6
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	mbar	1.6
Pérdida de carga total en los tubos	mbar	3.2

X.2.3.2 Pérdida de carga en la carcasa

Se utiliza el método simplificado de *Delaware*. La pérdida de carga total se presenta en la tabla X.4.

Tabla X.4. Valores de los parámetros de pérdidas de carga en el intercambiador.

	Unidad	Valor
f ₁	-	1.02E-2
f ₂	-	1.99E-4
f	-	3.01E-2
n _b + 1	-	25
Diámetro tubuladura de entrada	in	8.0
Diámetro tubuladura de salida	in	8.0
G _{n,entrada}	kg/m ² ·s	3.1
G _{n,salida}	kg/m ² ·s	3.1
Pérdida de carga en por fricción	mbar	49.0
Pérdida de carga en la tubuladura de entrada	mbar	0.3
Pérdida de carga en la tubuladura de salida	mbar	0.3
Pérdida de carga total en la carcasa	mbar	49.6

X.3. Intercambiador de placas

El cálculo manual del intercambiador de placas se realiza un vez se conocen las características de las placas que se utilizarán, las cuales se presentan en la tabla X.5.

Tabla X.5 Características de las placas utilizadas en el intercambiador.

Característica	Unidad	Valor
Fabricante	-	Alfa Laval
Tipo de placa	-	MA30-M
Tipo de corrugación	-	Chevron
Ángulo de corrugación	°	27
Amplitud de la placa	mm	913
Longitud de la placa	mm	2163
Espesor de la placa	mm	0.6
Pitch entre placas	mm	5.6
Diámetro del puerto	mm	332
Área efectiva del plato	m ²	1.5
Distancia horizontal entre puertos	mm	561
Distancia vertical entre puertos	mm	1811
Número de placas	-	141
Número de pasos fluido frío	-	1
Número de pasos fluido caliente	-	1

X.3.1.1 Cálculos geométricos

Primeramente se calcula el área de paso por el canal (S_c) mediante la ecuación X.23

$$S_c = W \cdot b \quad (X.23)$$

Dónde:

$$b = E - P_T \quad (X.24)$$

A continuación se determina el diámetro equivalente y el número de canales (N_c) para cada fluido usando las ecuaciones X.25 y X.26, respectivamente.

$$D_e = \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad (X.25)$$

En la cual ϕ vale 1.17.

$$N_c = \frac{n-1}{2} \quad (X.26)$$

X.3.1.2 Cálculos térmicos

Inicialmente se calcula el caudal que pasa por cada canal (M_c) y la velocidad másica (m_c) en el canal empleando las ecuaciones X.27 y X.28.

$$M_c = \frac{M}{N_c} \quad (\text{X.27})$$

$$m_c = \frac{M_c}{S_c} \quad (\text{X.28})$$

Luego se calculan los números de *Reynolds* y de *Nusselt* para determinar el coeficiente de transferencia de calor de cada fluido.

$$Re = \frac{m \cdot D_e}{\mu} \quad (\text{X.29})$$

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{X.30})$$

En la ecuación X.30, C_1 vale 0.348 pues el ángulo de corrugación de las placas es inferior a 30° y m vale 0.663 porque el número de *Reynolds* calculado anteriormente es superior a 10. Finalmente se determina el coeficiente de transferencia de ambos fluidos utilizando la ecuación X.31.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_e} \quad (\text{X.31})$$

Conocidos los dos coeficientes se procede a calcular el coeficiente global limpio y sucio. El valor de *fouling* utilizado para ambos fluidos es de $0.00053 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{E}{k_{placa}} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{X.32})$$

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{E}{k_{placa}} + \frac{1}{h_f}} + R_{f,c} + R_{f,f} \quad (\text{X.33})$$

X.3.1.3 Cálculos de pérdida de carga

La pérdida de carga en un intercambiador de placas viene definida como:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{canal} + \Delta P_{puertos} \quad (\text{X.34})$$

De modo que se calculan las pérdidas de presión en los canales mediante la ecuación X.35, y en los puertos a través de la ecuación X.37.

$$\Delta P_{canal} = \frac{2 \cdot f \cdot m^2 \cdot L_e \cdot N_p}{\rho \cdot D_e} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (X.35)$$

En la cual el coeficiente de viscosidades se considera igual a 1 y el factor de fricción se define por la ecuación X.36.

$$f = \frac{C_2}{Re^p} \quad (X.36)$$

En la cual C_2 vale 2.99 pues, como se ha mencionado antes, el ángulo de corrugación de las placas es inferior a los 30° y p vale 0.183 porque el número de *Reynolds* calculado anteriormente es superior a 100.

$$\Delta P_{puerto} = 1.5 \cdot \frac{V_p^2 \cdot \rho}{2} \quad (X.37)$$

Dónde:

$$v_p = \frac{M}{\rho \cdot S_p} \quad (X.38)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (X.39)$$

X.3.1.4 Resultados

En la tabla X.6 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla X.6. Resultados obtenidos en los cálculos del intercambiador de placas.

	Unidad	Valor
Caudal de fluido caliente	kg/s	10.7
Caudal de fluido frío	kg/s	11.7
b	m	5.00E-3
S_c	m^2	4.54E-3
D_e	m	8.55E-3
Caudal de fluido caliente por cada canal	kg/s	0.153
Caudal de fluido frío por cada canal	kg/s	0.167
Velocidad másica del fluido caliente por el canal	$kg/s \cdot m^2$	33.6
Velocidad másica del fluido frío por el canal	$kg/s \cdot m^2$	36.7
Re fluido caliente	-	145
Re fluido frío	-	171
Nu fluido caliente	-	20.0
Nu fluido frío	-	21.8
Coficiente de transferencia de calor fluido caliente	$W/m^2 \cdot K$	950
Coficiente de transferencia de calor fluido frío	$W/m^2 \cdot K$	978
Coficiente de transferencia de calor global limpio	$W/m^2 \cdot K$	473

	Unidad	Valor
Coefficiente de transferencia de calor global sucio	W/m ² ·K	316
f fluido caliente	-	1.20
f fluido caliente	-	1.17
Pérdida de carga en el canal fluido caliente	mbar	3.40
Pérdida de carga en el canal fluido frío	mbar	3.70
Área de paso por el puerto	m ²	8.66E-2
Velocidad del fluido caliente por el puerto	m/s	1.12E-3
Velocidad del fluido frío por el puerto	m/s	1.17E-3
Pérdida de carga en el canal fluido caliente	mbar	1.48E-5
Pérdida de carga en el canal fluido frío	mbar	1.69E-5

A.XI. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LOS RECIPIENTES

Para el cálculo del espesor de los recipientes se sigue el método detallado en el código ASME Sección VIII División I. Primeramente se determina el espesor requerido para que resistan a presión interna. Se entienden las carcacas de los intercambiadores como recipientes cilíndricos de extremos elipsoidales en los cuales la longitud de los cabezales es de 25% el diámetro de la carcaca. En base a esta aproximación se determinan el diámetro y la longitud de las carcacas.

A continuación se muestran las ecuaciones utilizadas para determinar el espesor de la parte cilíndrica y de los fondos, respectivamente.

$$t = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + ca \quad (\text{XI.1})$$

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + ca \quad (\text{XI.2})$$

También es necesario determinar el espesor requerido para que el equipo resista a la presión externa ya que el ciclo trabajo a vacío. Inicialmente se fija un espesor y se calculan los siguientes cocientes:

$$\frac{L}{D_o} \quad (\text{XI.3})$$

$$\frac{D_o}{t} \quad (\text{XI.4})$$

Una vez se conocen estos valores se determinan los factores A' y B' a partir de las gráficas en el libro de referencia.²⁵

Para la parte cilíndrica se calcula la presión crítica, que es la presión a la cual colapsaría el recipiente mediante la ecuación XI.5.

$$P_a = \frac{4 \cdot B'}{3 \cdot \left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (\text{XI.5})$$

En cuanto a los cabezales, se determina la presión crítica empleando la ecuación XI.6.

²⁵ E. F. Megyesy. *Pressure vessel handbook*. 10ª Ed. Pressure Vessel Publishing Inc., 1997.

$$P_a = \frac{B}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (\text{XI.6})$$

Sin embargo, el factor A' se calcula usando la siguiente ecuación.

$$A' = \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (\text{XI.7})$$

En la cual:

$$r_o = 0.9 \cdot D_o \quad (\text{XI.8})$$

Finalmente en la tabla a continuación se presentan los resultados obtenidos.

Tabla XI.1 Resultados obtenidos en los cálculos de presión externa.

	Unidad	Tanque de almacenamiento	Generador/ Condensador	Evaporador/ Absorbedor
Diámetro total	mm	2760	2600	4300
Longitud	mm	9660	7733	1087
Espesor (presión interna)	mm	8	9	13
Espesor (presión externa)	mm	8	15	23
Altura de la separación	mm	-	2260	3830
Presión crítica de la carcasa	atm	1.27	1.42	1.34
Presión crítica de los cabezales	atm	9.51	10.1	9.00

A.XII. DISEÑO DE TUBERÍAS

El dimensionamiento de tuberías se realiza teniendo en cuenta básicamente el caudal que pasa por la tubería y las pérdidas de carga admisibles. Inicialmente se asigna una velocidad al fluido en el interior de la tubería y se obtiene el diámetro requerido para cada línea del proceso mediante la ecuación XII.1.

$$D_{tubería} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{paso,tubería}}{\pi}} \quad (XII.1)$$

Dónde:

$$A_{paso,tubería} = \frac{\text{caudal volumétrico}}{\text{velocidad de fluido}} \quad (XII.2)$$

A continuación se selecciona el diámetro de tubería comercial directamente superior al calculado y se vuelve a calcular la velocidad de fluido en la línea. Se determinan las pérdidas de carga utilizando la ecuación XII.3, la cual requiere que se asigne también una longitud equivalente (L) aproximada.

$$\Delta P_{línea} = \frac{4 \cdot f \cdot n_{pasos} \cdot L \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{CWS} \cdot D_{i,tubo}} \quad (XII.3)$$

En la cual:

$$G = v_{CWS} \cdot \rho_{CWS} \quad (XII.4)$$

$$f = 0.046 \cdot Re^{-0.2} \quad (XII.5)$$

Tanto los resultados obtenidos como las características de las líneas se presentan en el listado de líneas en el anexo A.XVIII.3.

XII.1. Aislamiento térmico de las tuberías

Se decide aislar algunas líneas de la unidad para conservar el calor y/o proteger el personal pues presentan temperaturas superiores a los 65 °C. También se aíslan las líneas de agua subenfriada para evitar que absorba calor del ambiente.

XII.1.1. Selección del material aislante

Se opta por utilizar *foam glas*²⁶ como aislante para estas líneas pues es un material novedoso compuesto únicamente por vidrio, el cual presenta las siguientes características: impermeable, estanco al vapor (no se filtra el agua y contiene una barrera contra el vapor), incombustible, resistente a las plagas, prueba de compresión, dimensiones estables (el vidrio no encoge o infla), resistente a los ácidos, fácil de manipular y ecológico.

XII.2. Cálculo del espesor de aislante requerido

Se lleva a cabo el cálculo del espesor de aislamiento necesario utilizando las expresiones relativas a paredes circulares ya que se tratan de tuberías. En la figura XII.1 se muestra un esquema de una tubería aislada así como la nomenclatura y las unidades empleadas en los cálculos.

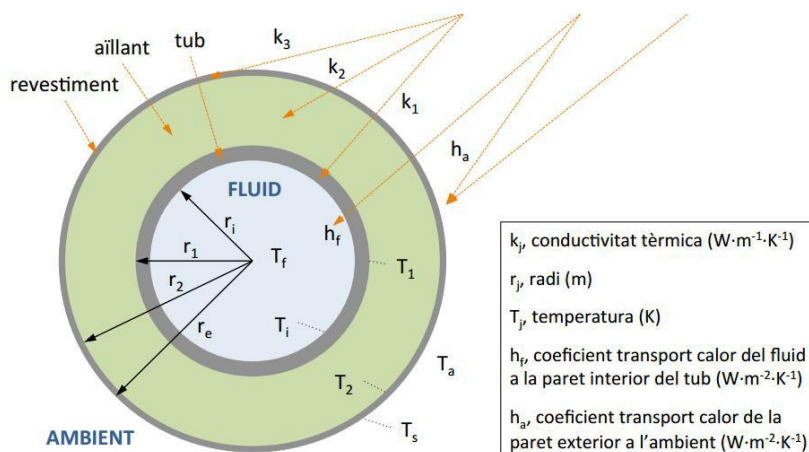


Figura XII.1. Esquema de una tubería recubierta con aislamiento térmico.

A continuación se listan las hipótesis adoptadas:

- Se menosprecia el término de conducción a través del recubrimiento externo. Se considera que r_2 es igual a r_e .
- Se menosprecia el término del coeficiente de transferencia de calor interno, es decir, T_i es igual a T_r .

²⁶ http://www.foamglas.es/es/productos/propiedades_de_productos/. Consultada el 20/04/16 a las 19:52.

Para los cálculos primeramente se fija la temperatura en la superficie del aislamiento, 65°C para las líneas que transportan fluido caliente y 20 °C para las tuberías de agua subenfriada, y se calcula el coeficiente de transferencia de calor externo mediante la ecuación XII.6 considerando que la mayor parte del tramo de tubería se encuentra en sentido horizontal.

$$h_e = A'' + 0.05 \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (\text{XII.6})$$

Donde A'' es un constante que depende del tipo de material utilizado en el recubrimiento del aislante. En este caso se decide utilizar chapas de aluminio y A vale 2.5²⁷.

A continuación se calcula la temperatura en la superficie del aislamiento mediante la ecuación XII.7 utilizando la herramienta de datos *solver* para determinar el radio exterior de la tubería necesario para que la temperatura calculada sea igual a la fijada al principio.

$$T_s = \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot h_e} + T_a \quad (\text{XII.7})$$

En la cual:

$$q = k_r \cdot (T_f - T_a) \quad (\text{XII.8})$$

$$k_r = \frac{2 \cdot \pi}{\left(\frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_2} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_2}\right)}{k_3} + \frac{1}{r_e \cdot h_e} \right)} \quad (\text{XII.9})$$

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 7.12 del informe.

²⁷ *Technical guidelines for the insulation of industrial installations*. Process Manual, Rockwool (RTI).

A.XIII. DISEÑO DE VÁLVULAS DE CONTROL

El dimensionamiento de las válvulas de control consiste fundamentalmente en determinar el coeficiente de flujo de la válvula adecuada para llevar a cabo el control deseado manteniendo la pérdida de carga dentro de los parámetros fijados.

Las ecuaciones de diseño utilizadas dependen del estado físico del flujo que pasa por la válvula, así que son diferentes para líquidos y gases o vapores y los valores de las constantes empleadas (N) se han obtenido del manual de *Emerson Fisher* para el dimensionamiento de válvulas de control²⁸.

XIII.1. Dimensionamiento para líquidos

Inicialmente se selecciona una válvula que se considera adecuada teniendo en cuenta el caudal de la corriente y el diámetro de la tubería. También se determina la pérdida de carga admisible y las propiedades del fluido. A continuación se calcula el factor de geometría de la tubería mediante la ecuación XIII.1 teniendo en cuenta que la válvula es de un diámetro inferior al de la tubería ya que en general estas presentan diámetros elevados. Las reducciones utilizadas son concéntricas.

$$F_{p'} = \left[1 + \frac{\sum K}{N_2} \cdot \left(\frac{C_V}{D_{válvula}^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (\text{XIII.1})$$

Dónde:

$$\sum K = 1.5 \cdot \left(1 - \frac{D_{válvula}^2}{D_{tubería}^2} \right)^2 \quad (\text{XIII.2})$$

N_2 vale 890.

Finalmente se determina el coeficiente de flujo de la válvula utilizando la siguiente ecuación.

$$C_V = \frac{\text{caudal másico}}{N_6 \cdot F_{p'} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma}} \quad (\text{XIII.3})$$

²⁸http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/reference/d351798x012_11.pdf. Consultada el 03/04/2016 a las 12:54.

N_6 vale 27.3.

Es necesario comprobar que el coeficiente calculado es igual o inferior al de la válvula elegida al principio. En caso contrario se debe seleccionar una válvula de tamaño distinto y repetir los cálculos.

XIII.2. Dimensionamiento para gases o vapores

Como en el dimensionamiento de líquidos, inicialmente se selecciona una válvula que se considera adecuada teniendo en cuenta el caudal de la corriente y el diámetro de la tubería. También se determinan la pérdida de carga admisible y las propiedades de la corriente.

Igualmente se calcula el factor de geometría de la tubería mediante la ecuación XIII.1 A continuación se determina el factor de expansión Y empleando la ecuación XIII.4.

$$Y = 1 - \frac{x}{3 \cdot F_k \cdot x_{TP}} \quad (\text{XIII.4})$$

En la cual:

$$F_k = \frac{C_p/C_v}{1.40} \quad (\text{XIII.5})$$

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} \quad (\text{XIII.6})$$

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p^2} \cdot \left[1 + \frac{x_T \cdot K_i}{N_5} \cdot \left(\frac{C_v}{D_{válvula}^2} \right) \right]^{-1} \quad (\text{XIII.7})$$

$$K_i = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{D_{válvula}^2}{D_{tubería}^2} \right)^2 + \left[1 - \left(\frac{D_{válvula}}{D_{tubería}} \right)^4 \right] \quad (\text{XIII.8})$$

x_T es el factor de relación de pérdida de presión nominal característico de la válvula elegida y en este caso vale 0.47 y N_5 vale 1000.

Finalmente se determina el coeficiente de flujo de la válvula a través de la ecuación XIII.9.

$$C_v = \frac{\text{caudal másico}}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot P_1 \cdot \gamma_1}} \quad (\text{XIII.9})$$

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 7.13 del informe y en las hojas de especificaciones de las válvulas de control.

A.XIV. BOMBAS

En base a los cambios de presión requeridos por el proceso, las pérdidas de carga determinadas en el diseño de tuberías y el emplazamiento aproximado de los equipos del sistema se determinan características de las bombas necesarias para que tenga lugar el funcionamiento apropiado de la unidad. La elección del tipo de bomba adecuado para cada aplicación se ha llevado a cabo teniendo en cuenta los criterios detallados en el apartado 7.2.7 del informe.

Primeramente se determina el trabajo específico necesario utilizando la ecuación XIV.1.

$$W = \Delta z \cdot g + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta P_f}{\rho} \quad (\text{XIV.1})$$

A continuación se determina la potencia necesaria en el eje de la bomba.

$$\text{Potencia}_{\text{eje}} = W \cdot \dot{m} \quad (\text{XIV.2})$$

Finalmente se calcula el NPSH disponible mediante la siguiente ecuación.

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = \frac{P_1}{\gamma} + z - \frac{\Delta P_f}{\gamma} - \frac{\Delta P_V}{\gamma} \quad (\text{XIV.3})$$

Conociendo estos parámetros es posible seleccionar la bomba apropiada en catálogos. Se ha elegido el fabricante *Hermetic Pumpen*²⁹ para las bombas principales del ciclo de refrigeración por absorción (P-101), *Iwaki*³⁰ para la bomba de recirculación en el evaporador (P-103) y *KSB*³¹ para las bombas de los circuitos de agua (P-102 y P-104).

A continuación se muestran las curvas características de las bombas seleccionadas con sus respectivos puntos de operación.

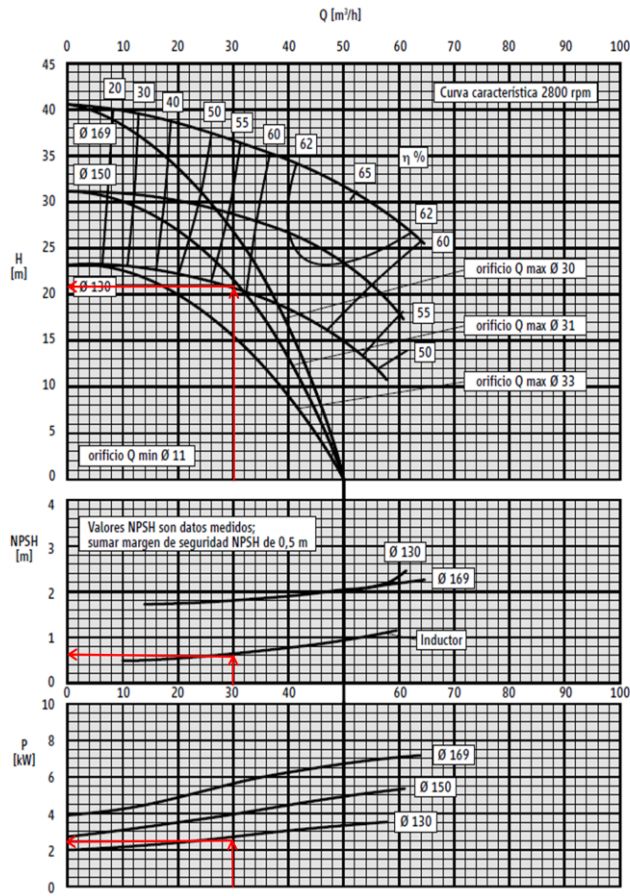
²⁹ <http://www.hermetic-pumpen.com/en/>. Consultada el 28/04/16 a las 19:07.

³⁰ <http://www.iwaki.es/es/pagina-de-inicio>. Consultada el 28/01/06 a las 19:24

³¹ https://www.ksb.com/ksb-en/Products_and_Services/Water/water_transport. Consultada el 28/04/16 a las 19:45.

XIV.1. Bomba del ciclo de refrigeración por absorción (P-101)

Curva característica CNF 50 – 160



Rodete 169 - 130 mm Ø, ancho 15 mm

Figura XIV.1. Curvas características de la bomba CNF 50-160

XIV.2. Bomba del ciclo de refrigeración por absorción (P-103)

Performance curves

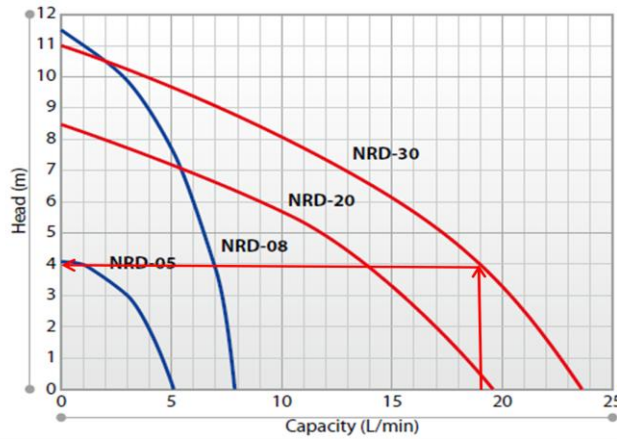


Figura XIV.2. Curva característica de la bomba NRD-30.

XIV.3. Bombas del circuito de agua subenfriada (P-102) y de agua de refrigeración (P-104)

Etaline-R 200-500, n = 1450 rpm

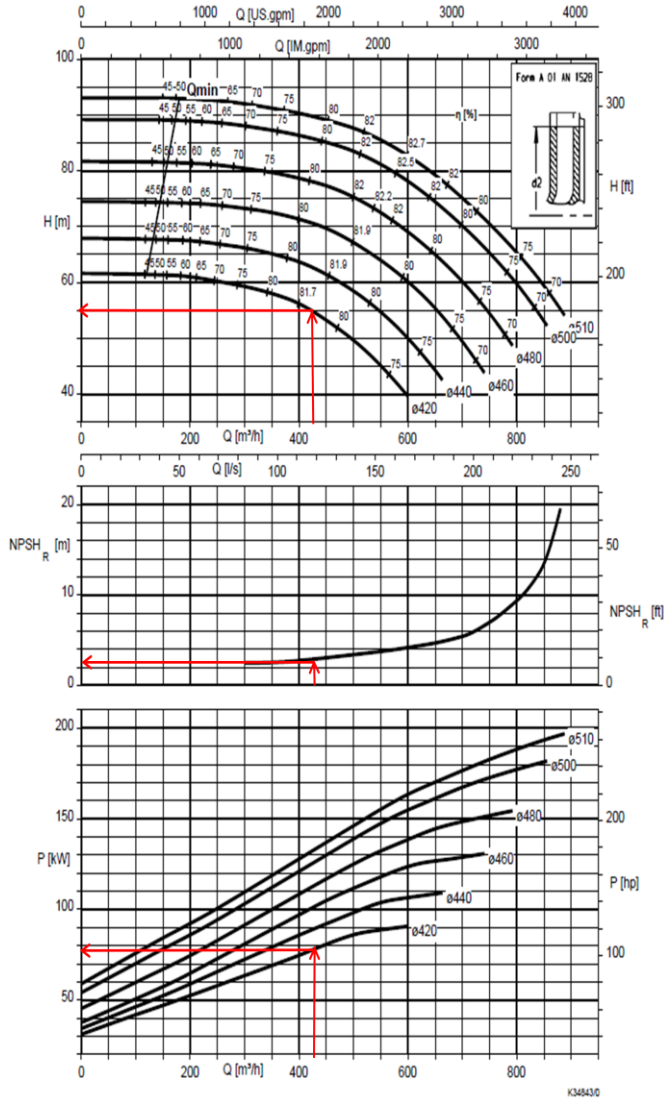


Figura XIV.3. Curvas características de la bomba Etaline-R 200-500 (P-102).

Etaline-R 200-500, n = 1450 rpm

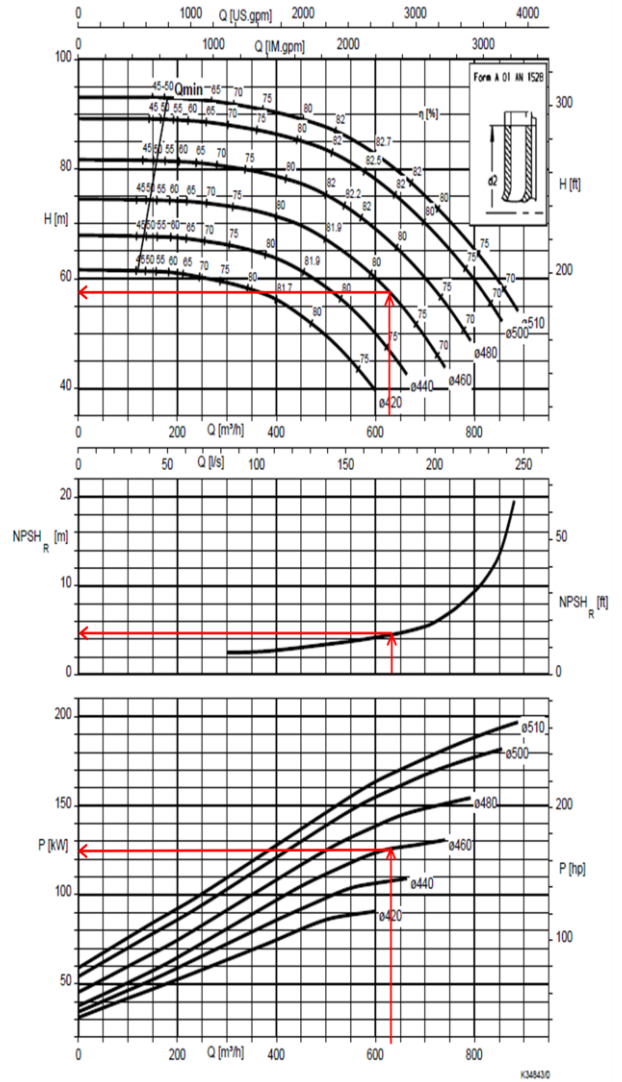


Figura XIV.4. Curvas características de la bomba Etaline-R 200-500 (P-104).

A.XV. MEDIO AMBIENTE

XV.1. Análisis de ciclo de vida comparativo

Según la Organización Internacional de Normalización (ISO) en sus normas 14040/44 un estudio de análisis de ciclo de vida consta de las siguientes etapas:

- Marco y objetivo del estudio
- Inventario del ciclo de vida
- Evaluación del impacto del ciclo de vida
- Interpretación de los resultados

Cada etapa se trata en detalle a continuación.

XV.1.1. Marco y objetivo del estudio

El objetivo principal de este estudio es evaluar de forma rigurosa los impactos medioambientales provocados por dos tecnologías diferentes de generación de frío industrial, la refrigeración por absorción y la refrigeración convencional por compresión de vapor, de modo que la cuantificación de los impactos permita comparar de forma objetiva los dos sistemas desde el punto de vista ambiental.

XV.1.1.1 Unidad funcional

La unidad funcional es la referencia en base a la cual se recogen todos los datos referentes al ciclo de vida de los sistemas analizados, por esto es esencial que esté definida claramente y permita la comparación entre las dos tecnologías. Se elige como unidad funcional de este estudio la generación de 500 kW de frío por encima de 0°C durante 6000 horas al año, a lo largo de 15 años de operación.

XV.1.1.2 Alcance del estudio

Un análisis de ciclo de vida originalmente pretende determinar los impactos medioambientales provocados en cada etapa del ciclo. No obstante, sistemas industriales

complejos engloban innumerables aspectos que hacen que en la práctica sea inviable tenerlos en cuenta a todos.

En base a estudios realizados previamente se sabe que las etapas de mayor impacto en el ciclo de vida de los equipos de refrigeración son la obtención de las materias primas y, sobretudo, la fase de operación^{32,33}. Por esto, este análisis se centra principalmente en estas fases e incluye también el impacto generado por la producción de la energía destinada a activar el ciclo, sea ésta eléctrica o térmica. Empleando este criterio, las etapas que se quedan fuera de este estudio son:

- Fabricación y montaje de las máquinas de refrigeración
- Transporte y distribución (tanto de materias primas como de los sistemas fabricados)
- Mantenimiento durante el período de operación
- Desmantelamiento (fin de vida)

XV.1.1.3 Cobertura temporal

Debido a que la vida útil de los equipos de refrigeración industrial, tanto por absorción como por compresión, son similares (aproximadamente 15 años) no se tiene en cuenta el aspecto temporal en este estudio. Sin embargo, es importante tener en cuenta que los ciclos de refrigeración por absorción presentan menos partes rotatorias lo que implica en costes inferiores de mantenimiento y reposición de piezas.

XV.1.2. Tecnologías analizadas

Los dos sistemas de refrigeración se basan en la necesidad del fluido usado como refrigerante de absorber energía para realizar un cambio de estado, de líquido a gas, reduciendo así la temperatura del fluido a enfriar.

³² Gebreslassie, Berhane H.; Guillén-Gosálbez, Gonzalo; Jiménez, Laureano; Boer, Dieter. *Design of environmentally conscious cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment*. Applied Energy, 86, 2009, p. 1712-1722.

³³ Shi, Junli; Li, Tao; Zhang, Hongchao; Peng, Shitong; Liu, Zhichao; Jiang, Qihong. *Energy consumption and environmental emissions assessment of a refrigeration compressor based on life cycle assessment methodology*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2015, p. 947-956.

Mientras que en los ciclos por compresión la circulación del fluido y el efecto de presión se consiguen a través de un compresor mecánico, en los ciclos por absorción esto se obtiene aportando calor a un generador para separar la mezcla líquida refrigerante-absorbente que se ha formado en absorbedor. Al sustituir el compresor por un absorbedor y un generador, la energía aportada al sistema pasa de eléctrica a térmica, lo que hace posible el aprovechamiento de fuentes de calor residual de proceso o de servicios, cuyo potencial energético generalmente se pierde porque presentan un bajo nivel energético.

Como se explica en el capítulo 3.2 del informe, hay diferentes ciclos de refrigeración por absorción y sus condiciones de operación varían en función del par de trabajo utilizado en el circuito y el tipo de fuente de calor. Las características de los ciclos que emplean la mezcla H₂O/LiBr se detallan en el apartado 3.3.1.

En cuanto a los ciclos de refrigeración por compresión, también hay diferentes sistemas que varían no sólo en función del fluido utilizado como refrigerante como también de acuerdo con la configuración de los equipos (una o dos etapas) y el fluido empleado para enfriar el condensador (agua de refrigeración o aire).

En este estudio se analiza un circuito de compresión que usa como fluido refrigerante amoníaco. Este compuesto ha sido ampliamente utilizado en los principios de los sistemas de refrigeración y actualmente ha recobrado fuerza frente a los refrigerantes que contiene cloro y perjudican la capa de ozono³⁴. El amoníaco es considerado un refrigerante natural, juntamente con el CO₂, y estudios realizados demuestran que su utilización desde el punto de vista ambiental está completamente justificada ya que ofrece mejores resultados que los demás refrigerantes comerciales en la mayoría de las categorías de impacto ambiental. Además, los sistemas con amoníaco presentan una elevada eficiencia energética, lo que favorece la reducción de su impacto ambiental³⁵.

³⁴ Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Ed. Reverté, España, 2004, p. 528.

³⁵ Bovea, María D.; Cabello, Ramón; Querol, Daría. *Comparative Life Cycle Assessment of Commonly Used Refrigerants in Commercial Refrigeration Systems*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2007, Vol. 12, Issue 5, p. 299-307.

En la tabla XV.1 se presentan las características de los sistemas estudiados.

Tabla XV.1. Características de los sistemas de refrigeración.

	Refrigeración por compresión ³⁶	Refrigeración por absorción ³⁷
Capacidad frigorífica nominal [kW]	500	500
Marca	Grasso	Broad
Modelo	RR500	BYS50
Fluido refrigerante	Amoníaco (R-717)	H ₂ O/LiBr
Masa de fluido en el equipo [kg]	33	1940 (52% LiBr)
Material de construcción del equipo	Acero al carbono	Cuproníquel
Masa del equipo [kg]	4086	5800
Consumo de vapor [kg/h]	-	628
Consumo de electricidad [kWh]	137	23.1
Consumo de agua de refrigeración [m ³ /h]	33	85

XV.1.3. Categorías de evaluación del impacto ambiental

De acuerdo con la norma ISO 14044, en toda evaluación del ciclo de vida es obligatoria la selección de las categorías de impacto, de los indicadores de categoría y de los modelos de caracterización. Así que en este estudio se evalúan las categorías de impacto recomendadas por el *International Reference Life Cycle Data System (ILCD)*³⁸ en su manual para la realización de un análisis de ciclo de vida. En este documento el *ILCD* adopta para cada categoría de impacto la metodología que ha sido mejor evaluada³⁹.

En cuanto a las categorías de impacto es importante resaltar que existen dos grupos distintos: las categorías *midpoint* (intermedias) y las categorías *endpoint* (finales). Las *midpoint* están más orientadas al problema y proporcionan información detallada de cómo y en qué punto el medio ambiente se ve afectado, permitiendo así idear medidas de intervención concretas en caso de necesidad. Las *endpoint*, a su vez, están más direccionadas al daño medioambiental provocado por el objeto de estudio, son categorías más amplias y complejas de cuantificar que no aportan un punto claro de intervención ambiental.

³⁶ Catálogo Grasso: <http://pdf.directindustry.es/pdf/grasso-international-17563.html>. Consultada el 18/11/2015 a las 14:20.

³⁷ Catálogo Broad: http://www.absorcionbroad.com/pdf/Catalogo_Broad_v4.pdf. Consultada el 18/10/2015 a las 15:05.

³⁸ http://eplca.jrc.ec.europa.eu/?page_id=134. Consultada el 20 de noviembre de 2015 a las 16:30.

³⁹ <http://www.gabi-software.com/support/gabi/gabi-lcia-documentation/ilcd-recommendation/>. Consultada el 20/11/2015 a las 17:10.

Según las recomendaciones del *ILCD*, se evalúan 12 categorías *midpoint* de impacto ambiental. Son ellas:

- Cambio climático: es el calentamiento global previsible por el aumento de gases de efecto invernadero en la atmósfera terrestre.
- Destrucción de la capa de ozono: se refiere a la disminución del espesor de la capa de ozono estratosférico debido a la emisión de sustancias que atacan y degradan las moléculas de ozono, incrementando así la exposición terrestre a los rayos UV.
- Toxicidad humana (cancerígenos y no-cancerígenos): muchos procesos industriales utilizan sustancias o generan residuos que son considerados tóxicos para las personas. Sin embargo, debido a la gran variedad de factores que influyen en la toxicidad de un compuesto es difícil agrupar los posibles efectos tóxicos en una única categoría. En este estudio se difieren entre la toxicidad que puede tener efectos cancerígenos en los seres humanos y la que no.
- Emisión de partículas: consiste en la emisión de pequeñas partículas sólidas a la atmósfera, las cuales pueden provocar problemas respiratorios y alergias en los seres humanos, además de problemas de visibilidad y daños en los materiales.
- Radiación ionizante: es un tipo de energía liberada por los átomos en forma de ondas electromagnéticas o partículas. Aunque tienen muchas aplicaciones beneficiosas en la medicina, la industria, la agricultura y la investigación, a medida que aumenta la exposición a este tipo de radiación también se incrementan los peligros para la salud. Al superar determinados niveles, la radiación ionizante puede provocar quemaduras cutáneas o síndrome de irradiación aguda y aún dosis bajas pueden aumentar el riesgo de efectos a largo plazo como el cáncer.
- Formación de ozono fotoquímico: se refiere al ozono troposférico que se forma a partir de la reacción de otros contaminantes primarios, como el NO_x y compuestos orgánicos volátiles, y es un indicador del nivel de contaminación de oxidantes fotoquímicos secundarios.
- Acidificación: es el resultado de la emisión de contaminantes de carácter ácido, como SO_2 o NO_x , que reaccionan con la humedad atmosférica, originando la lluvia ácida, la cual es nociva para los ecosistemas.

- Eutrofización de suelos y aguas: consiste en un proceso de acumulación de macronutrientes, principalmente nitrógeno y fósforo, en los ecosistemas que incrementa el crecimiento de microorganismos, causando el agotamiento del oxígeno.
- Ecotoxicidad acuática: de la misma manera que existen sustancias tóxicas para la salud humana, hay compuestos que son tóxicos para los ecosistemas acuáticos, afectando negativamente la fauna y la flora.
- Uso de recursos y del agua: en general, los recursos se van agotando a medida que se usan. Se distinguen en recursos no renovables como los combustibles fósiles y renovables como el agua. Sin embargo, es importante tener en consideración que muchas veces los recursos renovables se emplean a una velocidad más elevada que la que necesita el medio ambiente para recuperarse.

XV.2. Análisis del inventario de ciclo de vida

El análisis de inventario consiste básicamente en realizar los balances de materia y de energía del sistema estudiado. En esta etapa se recopilan los datos y se realizan los cálculos convenientes para determinar las entradas y las salidas del sistema y relacionarlos con la unidad funcional elegida.

De acuerdo con los límites de los sistemas establecidos en el apartado XV.1.1.2 se procede a analizar el inventario de las dos tecnologías de refrigeración utilizando el software GaBi⁴⁰.

En cuanto a la etapa de obtención de materias primas se ha considerado el amoníaco procedente del proceso de producción de reformado con vapor y el cloruro de litio que se adoptado como compuesto de características similares al bromuro de litio ya que éste no se encontraba disponible en las bases de datos.

Con respecto a la fase operación, se han simulado los dos ciclos de refrigeración con la ayuda del software. En las figuras XV.1 y XV.2 se presentan los esquemas de los sistemas simulados.

⁴⁰ <http://www.gabi-software.com/spain/index/>. Consultada el 20 de noviembre de 2015 a las 19:30.

Refrigeración por absorción
Diagrama proceso GaBi/Magnitudes de referencia
Se muestran los nombres de los procesos básicos.

Selection: Refrigeración por [...]

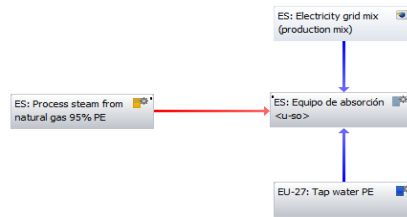


Figura XV.1. Esquema de la fase de operación del sistema de refrigeración por absorción.

Refrigeración por compresión
Diagrama proceso GaBi/Magnitudes de referencia
Se muestran los nombres de los procesos básicos.

Selection: Refrigeración por [...]

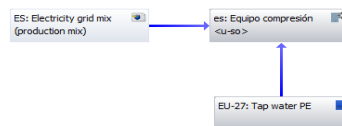


Figura XV.2. Esquema de la fase de operación del sistema de refrigeración por compresión.

XV.2.1. Escenario base

Primeramente se evalúan los impactos ambientales resultantes de las etapas de obtención de materias primas y de operación de los dos sistemas teniendo en cuenta también el impacto causado para producir el vapor y la electricidad que utilizan para su funcionamiento.

XV.2.1.1 Análisis de sensibilidad

El análisis de sensibilidad y de diferentes escenarios posibles se utiliza para determinar el efecto y la importancia de posibles incertidumbres en los datos, también permite evaluar cómo los resultados obtenidos varían si se configuran los sistemas de maneras distintas. En este estudio se han analizado los siguientes escenarios:

- Agua de refrigeración: se añade a los sistemas una entrada de agua de refrigeración para determinar la influencia de esta corriente en el impacto ambiental causado por los equipos de refrigeración.
- Uso de calor residual de proceso o de servicios: considerando la existencia en planta de calor residual de proceso o de servicios, como puede ser el vapor de baja presión, estas corrientes se pueden utilizar como fuente de energía para activar el ciclo de refrigeración por absorción, aprovechando así su potencial calorífico sin aumentar la carga ambiental causada por la operación del equipo.
- Fugas de amoníaco: se estudian los efectos que pueden tener las potenciales fugas de amoníaco en el sistema de refrigeración por compresión.

XV.3. Evaluación del impacto ambiental

En esta etapa del estudio se describen los resultados obtenidos tras el análisis de inventario. El software GaBi proporciona los resultados ya asignados a las diferentes categorías de impacto seleccionadas previamente según la metodología *ILCD*. En la tabla XV.2 se presentan los resultados globales obtenidos.

Tabla XV.2. Impactos ambientales de los sistemas de refrigeración.

Categoría	Unidad	Refrigeración por absorción	Refrigeración por compresión
Acidificación	Mol de H ⁺ eq	2.10E+04	3.38E+04
Ecotoxicidad en el agua	CTUe	8.48E+04	1.38E+05
Eutrofización del agua	kg Peq	1.32E+00	3.56E+00
Toxicidad humana (efecto cancerígeno)	CTUh	6.26E-03	5.21E-03
Toxicidad humana (efecto no cancerígeno)	CTUh	2.65E+03	4.21E+01
Radiación ionizante (salud humana)	U235eq	1.66E+05	8.32E+05
Calentamiento global	kg CO ₂ eq	1.80E+07	5.28E+06
Reducción de la capa de ozono	kg R11eq	1.52E-03	1.81E-03
Emisión de partículas	PM 2.5eq	1.10E+03	1.97E+03
Formación de ozono fotoquímico	kg NMVOCeq	2.01E+04	1.42E+04
Uso de recursos (minerales, fósiles y renovables)	kg Sbeq	3.96E+00	1.02E+01
Eutrofización del suelo	Mol de Neq	4.91E+04	5.39E-01

Tal y como se puede observar en la tabla anterior, en la mayoría de las categorías evaluadas el impacto ambiental generado por el sistema de refrigeración por compresión es inferior al causado por la refrigeración por absorción, únicamente en la categoría de uso de recursos el impacto provocado por el ciclo de absorción es significativamente inferior. Esto se debe principalmente a la utilización de gas natural, un combustible fósil, en la producción del vapor de proceso empleado como fuente de energía.

En la figura XV.3 se puede apreciar la contribución de cada etapa del ciclo de vida en el impacto ambiental generado por el sistema de refrigeración por compresión.

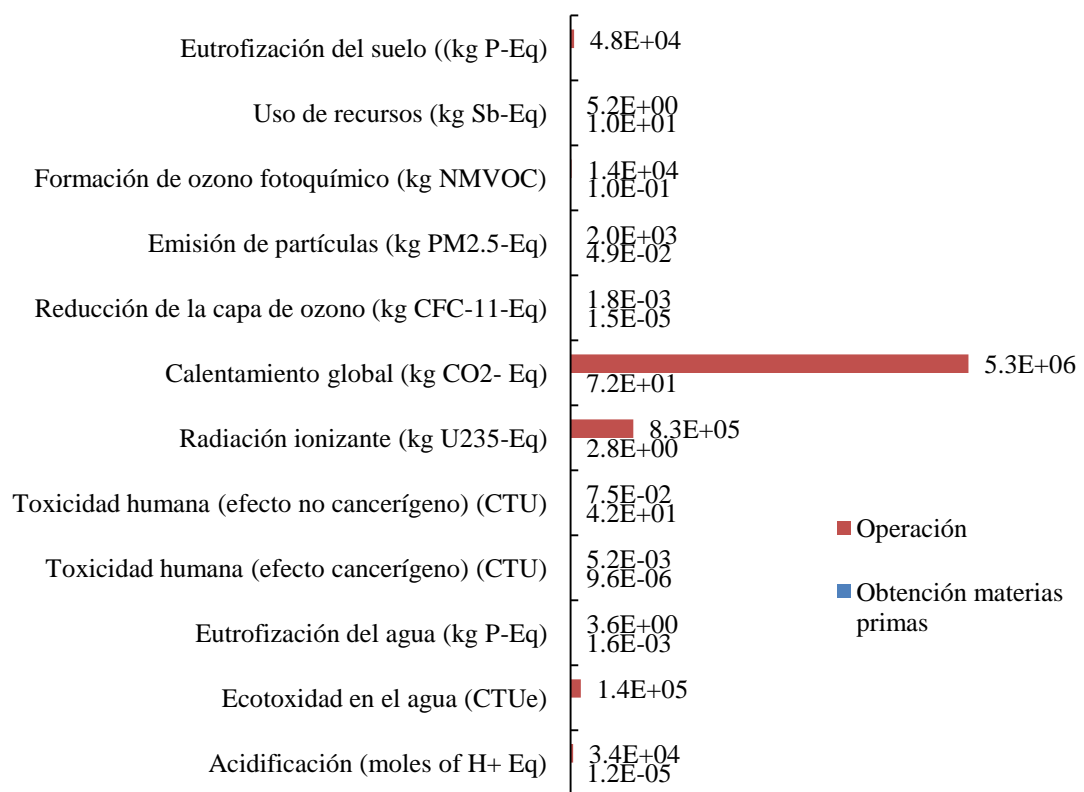


Figura XV.3. Contribución de cada fase del ciclo vida en las categorías de impacto evaluadas - sistema de refrigeración por compresión.

Aunque las diferentes categorías de impacto ambiental no sean directamente comparables entre sí, los gráficos aportan información sobre cuáles son las más significativas a la hora de cuantificar el impacto ambiental final.

En la figura XV.3 se nota que los impactos más relevantes se producen en las categorías de ecotoxicidad en el agua, radiación ionizante y, sobretodo, calentamiento global. También se aprecia que la etapa de operación contribuye mucho más para el impacto global que la fase de obtención de materias primas.

Análogamente, en la figura XV.4 se muestra la contribución de cada etapa del ciclo de vida en el impacto ambiental generado por el sistema de refrigeración por absorción.

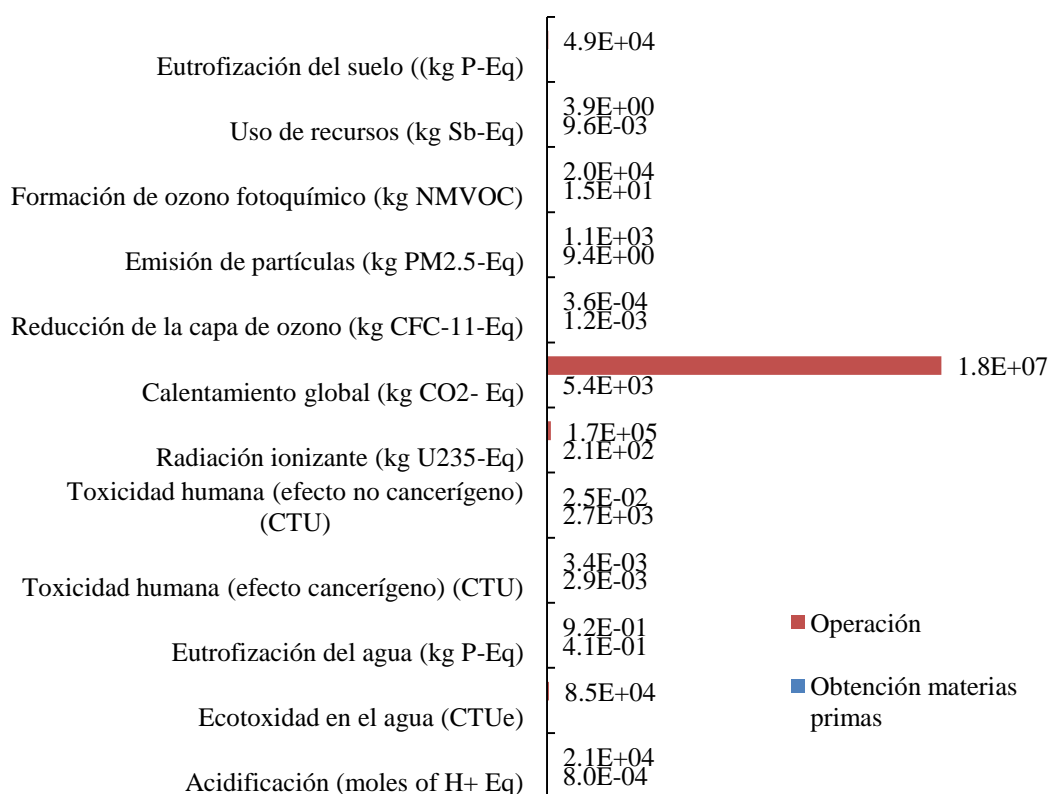


Figura XV.4. Contribución de cada fase del ciclo vida en las categorías de impacto evaluadas - sistema de refrigeración por absorción.

Observando la figura anterior es posible afirmar que la etapa de operación aporta la mayor parte del impacto final.

Una vez se conocen los resultados obtenidos es necesario evaluarlos críticamente. A priori, los resultados concuerdan con lo relatado previamente en la bibliografía especializada^{32,33}; sin embargo, es importante destacar que los datos relativos al amoníaco y al cloruro de litio se

han obtenido de otra base de datos⁴¹. Además, pese a que el bromuro de litio y el cloruro de litio presenten características similares, no son compuestos equivalentes y sus respectivos procesos de producción no son iguales, de modo que las cargas ambientales que supone cada compuesto pueden resultar muy distintas, alterando así los resultados obtenidos.

Para comprobar que la etapa de operación es la que mayor contribución tiene en el impacto ambiental final de los ciclos de refrigeración se decide llevar a cabo un análisis de inventario únicamente de la fase de operación de los equipos, en lo que se puede denominar un análisis *gate to gate*. Los resultados obtenidos se detallan en las tablas XV.3 y XV.4.

Tabla XV.3. Impactos ambientales del sistema de refrigeración por compresión.

Categoría	Unidad	Obtención de materias primas	Operación
Acidificación	Mol de H ⁺ eq	1.24E-05	3.38E+04
Ecotoxicidad en el agua	CTUe	-	1.38E+05
Eutrofización del agua	kg Peq	1.60E-03	3.55E+00
Toxicidad humana (efecto cancerígeno)	CTUh	9.56E-06	5.20E-03
Toxicidad humana (efecto no cancerígeno)	CTUh	4.20E+01	7.54E-02
Radiación ionizante (salud humana)	U235eq	2.76E+00	8.32E+05
Calentamiento global	kg CO ₂ eq	7.21E+01	5.28E+06
Reducción de la capa de ozono	kg R11eq	1.47E-05	1.79E-03
Emisión de partículas	PM 2.5eq	4.93E-02	1.97E+03
Formación de ozono fotoquímico	kg NMVOCeq	1.03E-01	1.42E+04
Uso de recursos	kg Sbeq	1.02E+01	5.15E+00
Eutrofización del suelo	Mol de Neq	-	4.85E+04

Se puede observar que las cargas generadas en categorías como la acidificación, la ecotoxicidad y la radiación ionizante no se ven muy alteradas con relación a los valores de la tabla XV.2 ya que sus impactos se deben principalmente a la etapa de operación. Por otro lado, la categoría de toxicidad humana (efecto no cancerígeno) ha sufrido una reducción significativa al no considerar la obtención de materias primas y se ha reducido prácticamente a cero.

⁴¹ Base de datos de Ecoinvent.

Tabla XV.4. Impactos ambientales del sistema de refrigeración por absorción.

Categoría	Unidad	Obtención de materias primas	Operación
Acidificación	Mol de H ⁺ eq	7.98E-04	2.10E+04
Ecotoxicidad en el agua	CTUe	-	8.48E+04
Eutrofización del agua	kg Peq	4.07E-01	9.17E-01
Toxicidad humana (efecto cancerígeno)	CTUh	2.90E-03	3.37E-03
Toxicidad humana (efecto no cancerígeno)	CTUh	2.65E+03	2.47E-02
Radiación ionizante (salud humana)	U235eq	2.14E+02	1.66E+05
Calentamiento global	kg CO ₂ eq	5.35E+03	1.80E+07
Reducción de la capa de ozono	kg R11eq	1.16E-03	3.62E-04
Emisión de partículas	PM 2.5eq	9.38E+00	1.09E+03
Formación de ozono fotoquímico	kg NMVOCeq	1.52E+01	2.01E+04
Uso de recursos	kg Sbeq	9.63E-03	3.95E+00
Eutrofización del suelo	Mol de Neq	-	4.91E+04

En base a la tabla anterior se puede afirmar que en el equipo de absorción la mayoría de las categorías se ve más afectada por la etapa de obtención de materias primas que en el caso anterior.

En general, las cargas generadas en categorías como la acidificación, la ecotoxicidad en el agua y la eutrofización del suelo no se ven muy alteradas con relación a los valores de la tabla XV.2 dado que sus impactos son relativos especialmente a la etapa de operación. Por otro lado, categorías como la toxicidad humana (efecto no cancerígeno) y la reducción de la capa de ozono han sufrido reducciones importantes al no considerar la etapa de obtención de materias primas. La toxicidad humana ha disminuido en 5 órdenes de magnitud, mientras que la reducción de la capa de ozono se ha reducido a la mitad.

Se han representado los resultados obtenidos de los dos sistemas en el gráfico presentado a continuación para comparar los impactos provocados por las dos tecnologías en las diferentes categorías.

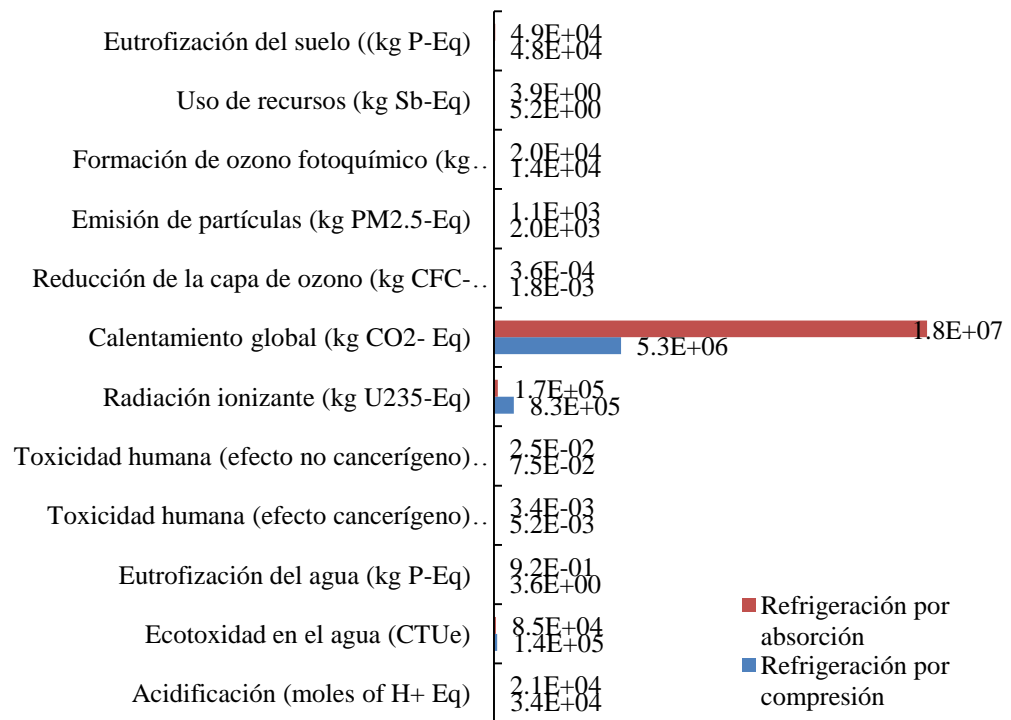


Figura XV.5 Impacto ambiental generado en cada categoría por la etapa de operación de los dos sistemas.

Como se puede observar en la figura anterior, el calentamiento global sigue siendo la categoría que más se destaca en cuanto a la carga generada, seguida de la radiación ionizante. Se nota que el impacto provocado por el equipo de absorción es aproximadamente 3 veces mayor que el del equipo de compresión en cuanto a las emisiones de CO₂ equivalente, lo que se debe principalmente a la utilización de gas natural, un combustible fósil, como fuente de energía para generar vapor de proceso como se ha comentado anteriormente. La radiación ionizante, a su vez, es 5 veces inferior en el ciclo de absorción.

XV.3.1. Análisis de sensibilidad

Se han representado en la figura a continuación los resultados obtenidos teniendo en cuenta en la etapa de operación la utilización de agua de refrigeración para cubrir la demanda de enfriamiento que presentan los dos equipos.

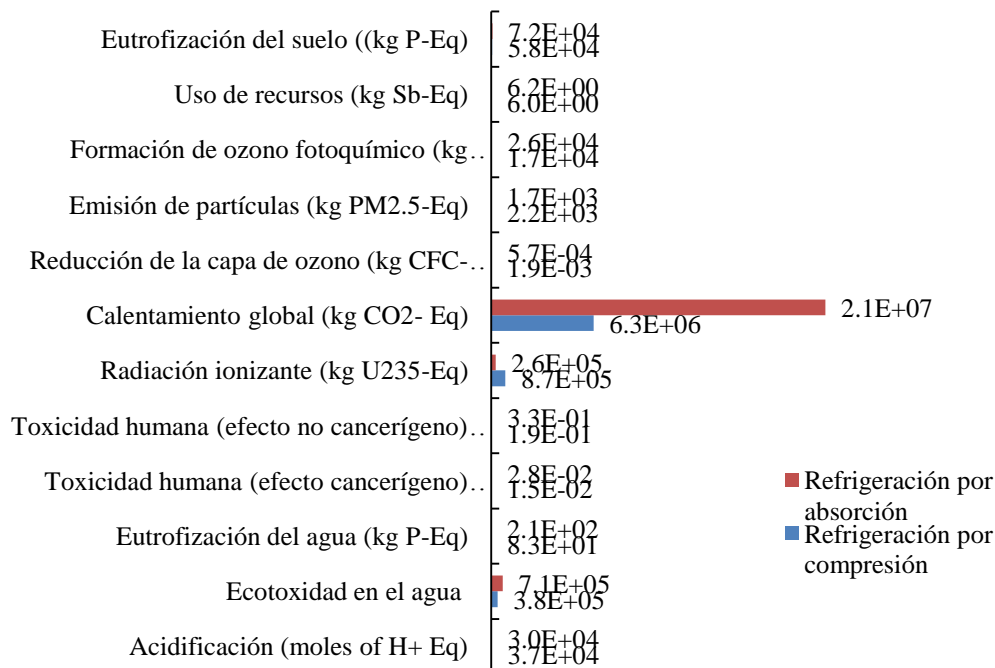


Figura XV.6. Impacto ambiental generado en cada categoría por la etapa de operación de los sistemas teniendo en cuenta el uso de agua de refrigeración.

Como se nota en la figura XV.6, al añadir una corriente de agua de refrigeración los valores de cada categoría se ven incrementados y como tendencia general el ciclo de absorción presenta valores más elevados que el ciclo de compresión, lo que se debe especialmente al hecho de que la demanda de agua de refrigeración presentada por el equipo de absorción es aproximadamente 150% superior a la requerida por ciclo de compresión.

Sin embargo, es necesario resaltar que los valores obtenidos en las simulaciones realizadas con GaBi no son totalmente realistas ya que se ha tenido que utilizar como origen del caudal de agua el bloque *tap water*, lo que equivale a agua potable de grifo y no es lo mismo que el agua usado industrialmente en las torres de refrigeración. Los dos tipos de agua no sometidos a los mismos tratamientos, lo que produce impactos ambientales diferentes.

Un sistema de refrigeración por absorción se puede utilizar para aprovechar el calor residual disponible en planta, empleando la potencia calorífica de diferentes corrientes que normalmente se desaprovecha. Por esto se cuantifica qué parte de los impactos se debe al uso de vapor como fuente de energía. Los resultados se muestran en la figura XV.7.

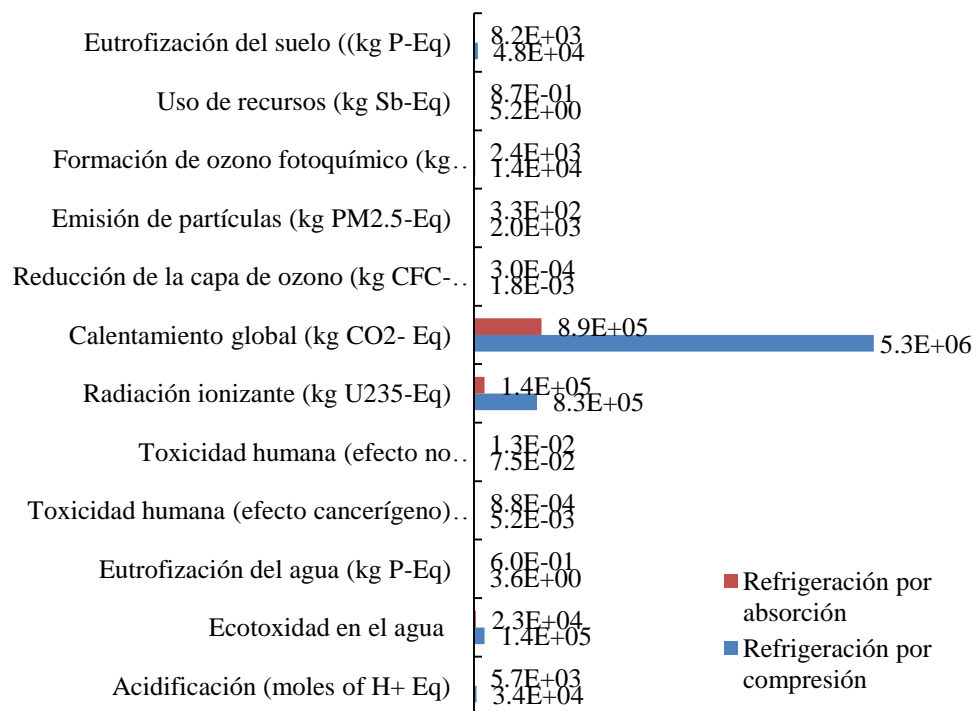


Figura XV.7 Impacto ambiental generado en cada categoría por la etapa de operación de los dos sistemas teniendo en cuenta el uso calor residual para activar el equipo de absorción.

Como se percibe en la figura anterior, los impactos generados por el equipo de absorción se reducen considerablemente al suprimir el impacto causado por la producción de vapor de proceso. En general, este vapor se genera a altas presiones y altas temperaturas y se utiliza para diversas aplicaciones en diferentes procesos; sin embargo, muchas veces es desechado tras un primer uso cuando se encuentra a un nivel energético inferior. En estas circunstancias los ciclos de absorción se presentan como una buena opción frente a los ciclos de compresión pues consumen aproximadamente 5 veces menos energía eléctrica para generar la misma potencia frigorífica.

La información disponible en la base de datos de GaBi referente a las emisiones de amoníaco en el suelo, en el agua y en el aire es en su mayoría relativa a categorías de impacto evaluadas en otras metodologías como la TRACI y la ReCiPe y no coinciden con las evaluadas en este estudio. De modo que no es posible cuantificar los daños causados por potenciales fugas de este compuesto en las categorías elegidas previamente y se ha optado por hacer un breve análisis cualitativo de los impactos causados utilizando como punto de partida el artículo citado anteriormente³⁵.

Según los expertos de la Universidad Jaume I⁴², es posible que durante el ciclo de vida de un equipo de refrigeración por compresión fugue aproximadamente el 60% de la carga inicial de refrigerante. Basándose en a las características del equipo evaluado se tratarían de fugas que sumarían a lo largo de 15 años de operación cerca de 20 kg de amoníaco. Teniendo en cuenta las propiedades de este compuesto, los efectos más importantes de posibles fugas serían la eutrofización del suelo y del agua, la toxicidad humana (efectos no cancerígenos), la emisión de partículas y la acidificación. No obstante, dada a la pequeña cantidad de amoníaco y al periodo de tiempo extendido se puede considerar que la influencia de este posible escenario es minoritaria en los impactos ambientales globales provocados por esta tecnología.

⁴² Bovea, María D.; Cabello, Ramón; Querol, Daría. *Comparative Life Cycle Assessment of Commonly Used Refrigerants in Commercial Refrigeration Systems*. The International Journal of Life Cycle Assessment, 2007, Vol. 12, Issue 5, p. 299-307.

A.XVI. DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO DE SOBREPRESIÓN

Se considera la hipótesis de fuego externo y para estas circunstancias se lleva a cabo el dimensionamiento de las válvulas de alivio de sobrepresión. El dimensionamiento consiste en determinar el área efectiva de descarga necesaria según lo recogido en los códigos API 520 y API 521.

Inicialmente se determinan las condiciones de descarga de la válvula. En el API 520 se indica que en caso de fuego externo la máxima presión acumulada en el equipo debe ser 21% superior a la MAWP (*maximum allowable working pressure*), la cual, a su vez, es igual a la mínima presión de diseño. En la tabla a continuación se muestran las condiciones de descarga de las válvulas. También se considera que las PSV's pueden liberar la carga directamente a la atmosfera ya que se trata de vapor de agua.

Tabla XVI.1. Condiciones de descarga de la PSV en caso de fuego externo.

	Unidad	PSV 1	PSV 2
Presión de descarga	psia	96.0	96.0
Presión exterior	psia	14.6	14.6
Temperatura de descarga	R	786.3	786.3

En equipos en los cuales hay equilibrio entre líquido y vapor es necesario primeramente determinar el área mojada mediante la ecuación XVI.1 para recipientes cilíndricos horizontales. Este paso es necesario pues se considera que el calor absorbido produce vapor aumentando la presión en el equipo.

$$A_w = \pi \cdot D \cdot \left[(L - D) \cdot \frac{\beta'}{\pi} + z \right] \quad (\text{XVI.1})$$

En la cual:

$$\beta' = \cos^{-1} \left(1 - \frac{2z}{D} \right) \quad (\text{XVI.2})$$

Una vez conocida el área mojada del recipiente se determina el calor total absorbido por el equipo en caso de fuego externo empleando la XVI.3

$$Q = 34500 \cdot F_a \cdot A_w^{0.82} \quad (\text{XVI.3})$$

F_a es el factor ambiental que en este caso vale 1.

A continuación se calcula el flujo de descarga de la válvula utilizando la siguiente ecuación.

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_{vap}} \quad (\text{XVI.4})$$

También se calcula la presión del flujo crítico para determinar el tipo de flujo en la tubuladura de salida de la válvula.

$$P_{cf} = P_1 \cdot \left(\frac{2}{k_f + 1} \right)^{\frac{k_f}{k_f - 1}} \quad (\text{XVI.5})$$

Como la presión crítica es superior a la presión a la salida de la PSV se determina el área efectiva que debe tener el orificio de descarga de la válvula mediante la ecuación XVI.6 para vapor de agua en flujo crítico.

$$A = \frac{\dot{m}}{51.5 \cdot P_1 \cdot K_d \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_N \cdot K_{SH}} \quad (\text{XVI.6})$$

Donde los valores de las constantes K se presentan en la tabla XVI.2.

Tabla XVI.2. Valores de las constantes K⁴³.

K _d	K _b	K _c	K _N	K _{SH}
0.975	1.00	1.00	1.01	1.00

Determinada el área efectiva del orificio de descarga de la válvula se elige en la tabla presentada en el API 526⁴⁴ el orificio apropiado que tenga el área igual o superior a la calculada.

Finalmente, los resultados obtenidos y las válvulas elegidas se muestran en la tabla XVI.3.

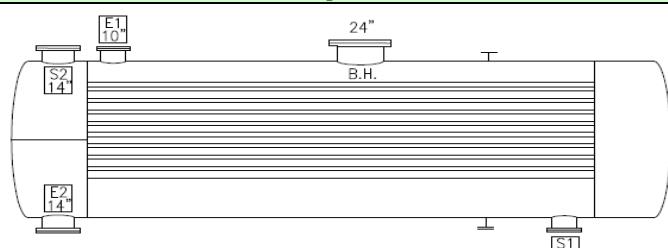
Tabla XVI.3. Resultados obtenidos y válvulas normalizadas elegidas.

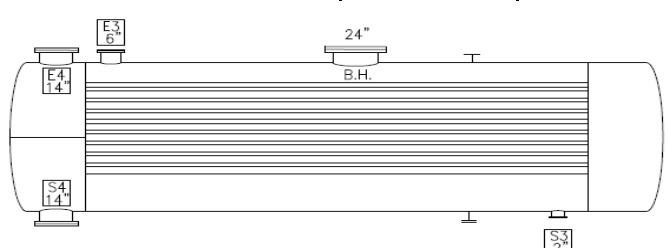
	Unidad	PSV 1	PSV 2
Área mojada	m ²	30.7	52.2
Calor absorbido	kW	2042	3157
Área del orificio calculada	in ²	0.931	1.443
Área del orificio normalizada	in ²	1.285	1.828
Letra de designación	-	J	K
Especificación de la válvula	-	2" J 3"	3"K 4"

⁴³ API recommended practice 520: *Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices in refineries*. 7ª Ed. Washington, D.C. American Petroleum Institute, 2000.

⁴⁴ API recommended practice 526: *Flanged Steel Pressure Relief Valves*. 5ª Ed. Washington, D.C. American Petroleum Institute, 2002, p. 2.

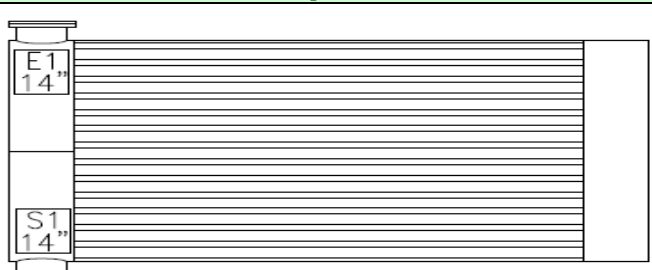
1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº			
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1		
3	FÁBRICA	Repsol	Cambiador Carcasa-Tubos		FECHA	10/05/2016		
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Lais de Oliveira		
5	ÍTEM	G-101	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO			
6	SERVICIO	Generador del ciclo de refrigeración por absorción			APROBADO			
7					Nº UNIDADES	1		
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN							
9			LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS			
10	PRODUCTO		Disolución H ₂ O/LiBr		Vapor de baja presión (SL)			
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	42,000		5,070			
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA		
13	VAPOR	kg/h	0	3,559	5,070	0		
14	LÍQUIDO	kg/h	42,000	38,441	0	5,070		
15	INCONDENSABLES	kg/h	0		0			
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	3,559.0		0			
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	0		5,070.00			
18	LÍQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	1,559.5	1,623.1	924.1		
19		VISCOSIDAD	cP	1.378	1.288	0.194		
20		CALOR ESPECÍFICO	kJ/kg°C	1.960	1.885	4.293		
21		COND. TÉRMICA	W/m·K	0.422	0.397	0.682		
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.080	0.080	0.050		
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³		0.060	2.350		
24		VISCOSIDAD	cP		0.013	0.014		
25		CALOR ESPECÍFICO	kJ/(kg·°C)		1.900	2.258		
26		COND. TÉRMICA	W/m·K		0.020	0.031		
27	CALOR LATENTE	kJ/kg	2,614.5		2,121.9			
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	0.10	0.09	5.47	5.42		
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	76.8	98.0	150.0	147.2		
30	VELOCIDAD	m/s	43.50		16.70			
31	PERDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.020	0.008	0.50	0.05		
32	CALOR	SENSIBLE	443		-39			
33		LATENTE	2,585		-2,988			
34		TOTAL	3,028		-3,028			
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	(m ² ·K)/W	0.0005		0.0001			
36	SOBREDISEÑO U calculada / U diseño		656.8/624.3					
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA				
38		MATERIAL	COMENTARIOS	CÓDIGO	TEMA y ASME Sección VIII, Div. I			
39	ENVOLVENTE	Acero al carbono		TIPO				
40	CABEZALES ENVOLVENTE	Acero al carbono		AREA	87 m ²			
41	CABEZALES TUBOS	Acero al carbono		Nº DE PASOS	Tubos 2.00	Envolvente 1.00		
42	TAPA DEL CABEZAL	Acero al carbono		TUBOS	87 Us 1.00			
43	BRIDAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Nº / PITCH	2.00			
44	BRIDAS CABEZAL TUBOS	Acero al carbono		ENVOLVENTE	Diámetro 2,6 m	Espesor 15 mm		
45	BRIDAS TUBUL. ENVOLV.	Acero al carbono		FONDOS	Elipsoidales			
46	BRIDAS TUBUL. CABEZALES	Acero al carbono		DEFLECTORES	Tipo			
47	TUBULADURAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Número	ENVOLVENTE	TUBOS		
48	TUBULADURAS CABEZALES	Acero al carbono		Corte		%		
49	TUBOS	Cuproniquel 90/10		PRES. DISEÑO	5,6/F.V. kg/cm ² a	7,3 kg/cm ² a		
50	PLACA TUBULAR	SS-316 L		TEMP. DISEÑO	180 °C	180 °C		
51	ALETAS			PRES. PRUEBA	7,3	9,5		
52	<p style="text-align: center;">Esquema</p>			Hidráulica	x	x		
53						Neumática		
54						ALIVIO TENS.		
55						RADIOGRAF.		
56						ESP. CORROS.		
57						EF. SOLDAD.		
58						AISLAMIENTO		
59						TRATAMIENTO DE SUPERFICIES		
60						PINTURA		
61						ACCESORIOS		
62	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS							
63	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING				
64	E1	Entrada de disolución diluída	3"	150				
65	E2	Entrada de SL	8"	150				
66	S1	Salida de disolución concentrada	10"	150				
67	S2	Salida de condensado	3"	150				
68	B.H.	Boca de hombre	24"	150				

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN Cambiador Carcasa-Tubos		Nº		
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1	
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016	
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira	
5	PLANTA	U. refrigeración por absorción	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO		
6	ÍTEM	A-101			APROBADO		
7	SERVICIO	Absorbedor del ciclo de refrigeración por absorción			Nº UNIDADES	1	
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN						
9			LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS		
10	PRODUCTO	Disolución de bromuro de litio y agua		Agua de refrigeración			
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	42,000		568,731		
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	
13	VAPOR	kg/h	3,559	0	0	0	
14	LIQUIDO	kg/h	38,441	42,000	568,731	568,731	
15	INCONDENSABLES	kg/h	0		0		
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	0		0		
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	3,559.0		0		
18	LIQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	1,667.6	1,592.8	996.1	994.7
19		VISCOSIDAD	cP	2.427	2.585	0.710	0.663
20		CALOR ESPECIFICO	kJ/kg°C	1.889	1.968	4.177	4.177
21		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.368	0.390	0.613	0.618
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.090	0.080	0.070	0.070
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³	0.010			
24		VISCOSIDAD	cP	0.095			
25		CALOR ESPECIFICO	kJ/(kg.°C)	1.866			
26		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.016			
27	CALOR LATENTE	kJ/kg	2,600.3				
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	0.007	0.006	5.20	4.60	
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	44.3	34.1	29.2	33.6	
30	VELOCIDAD	m/s	13.1		1.5		
31	PERDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.002	0.001	1.00	0.61	
32	CALOR	SENSIBLE	kW		-283		
33		LATENTE	kW		-2,571		
34		TOTAL	kW		-2,854		
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	(m ² .K)/W	0.0005		0.0001		
36	SOBREDISEÑO U calculada / U diseño			533.6/523.6			
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA			
38		MATERIAL	COMENTARIOS	CÓDIGO	TEMA y ASME Sección VIII, Div. I		
39	ENVOLVENTE	Acero al carbono		TIPO			
40	CABEZALES ENVOLVENTE	Acero al carbono		AREA	1,024 m ²		
41	CABEZALES TUBOS	Acero al carbono		Nº DE PASOS	Tubos 6	Envolvent 1	
42	TAPA DEL CABEZAL	Acero al carbono		TUBOS	1,647	1	
43	BRIDAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Nº / PITCH	2.0		
44	BRIDAS CABEZAL TUBOS	Acero al carbono		ENVOLVENTE	Diámetro 4.3 m	Espesor 23 mm	
45	BRIDAS TUBUL. ENVOLV.	Acero al carbono		FONDOS	Elipsoidales		
46	BRIDAS TUBUL. CABEZALES	Acero al carbono		DEFLECTORES	Tipo		
47	TUBULADURAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Número		Corte %	
48	TUBULADURAS CABEZALES	Acero al carbono		ENVOLVENTE	TUBOS		
49	TUBOS	Cuproniquel 90/10		PRES. DISEÑO	5,6/F.V. ke/cm ² a	7,3 ke/cm ² a	
50	PLACA TUBULAR	SS-316 L		TEMP. DISEÑO	120 °C	120 °C	
51	ALETAS			PRES. PRUEBA	7,3	9,5	
52	Esquema 			Hidráulica	x	x	
53				Neumática			
54				ALIVIO TENS.			
55				RADIOGRAF.			
56				ESP. CORROS.			
57				EF. SOLDAD.			
58				AISLAMIENTO			
59				TRATAMIENTO DE SUPERFICIES			
60				PINTURA			
61				ACCESORIOS			
62	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS						
63	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING			
64	E1	Entrada de disolución concentrada	10"	150			
65	E2	Entrada de agua de refrigeración	14"	150			
66	S1	Salida de disolución diluida	12"	150			
67	S2	Salida de agua de refrigeración	14"	150			
68	B.H.	Boca de hombre	24"	150			

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN Cambiador Carcasa-Tubos		Nº		
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1	
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016	
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira	
5	PLANTA	U. refrigeración por absorción	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO		
6	ÍTEM	E-101			APROBADO		
7	SERVICIO	Evaporador del ciclo de refrigeración por absorción			Nº UNIDADES	1	
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN						
9			LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS		
10	PRODUCTO		Agua (refrigerante)		Agua subenfriada		
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	3,559		381,894		
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	
13	VAPOR	kg/h	252		0	0	
14	LIQUIDO	kg/h	3,307	3,559	381,894	381,894	
15	INCONDENSABLES	kg/h	0		0		
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	3,307.0		0		
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	0		0		
18	LÍQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	997.6	998.9	998.3	
19		VISCOSIDAD	cP	1.696	1.30	1.51	
20		CALOR ESPECÍFICO	kJ/kg°C	4.201	4.20	4.20	
21		COND.TÉRMICA	W/m·K	0.569	0.58	0.57	
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.080	0.08	0.08	
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³	0.010	0.010		
24		VISCOSIDAD	cP	0.010	0.095		
25		CALOR ESPECÍFICO	kJ/(kg·°C)	1.866	1.866		
26		COND.TÉRMICA	W/m·K	0.016	0.016		
27	CALOR LATENTE	kJ/kg	2,465.0				
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	0.0071	0.0054	3.23	2.73	
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	2.0	2.0	11.0	5.9	
30	VELOCIDAD	m/s	131.80		1.43		
31	PERDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.0020	0.0017	0.50	0.05	
32	CALOR	SENSIBLE					
33		LATENTE	kW		-2,264		
34		TOTAL	kW		-2,264		
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	(m ² ·K)/W	0.0002		0.0002		
36	SOBREDISEÑO U calculada / U diseño			1214.7/1168.2			
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA			
38		MATERIAL	COMENTARIOS	CÓDIGO	TEMA y ASME Sección VIII, Div. I		
39	ENVOLVENTE	Acero al carbono		TIPO			
40	CABEZALES ENVOLVENTE	Acero al carbono		AREA	436 m ²		
41	CABEZALES TUBOS	Acero al carbono		Nº DE PASOS	Tubos 4	Envolvent 1	
42	TAPA DEL CABEZAL	Acero al carbono		TUBOS	696	1	
43	BRIDAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Nº / PITCH	2.00		
44	BRIDAS CABEZAL TUBOS	Acero al carbono		ENVOLVENTE	Diámetro 4.3 m	Espesor 23 mm	
45	BRIDAS TUBUL. ENVOLV.	Acero al carbono		FONDOS	Elipsoidales		
46	BRIDAS TUBUL. CABEZALES	Acero al carbono		DEFLECTORES	Tipo		
47	TUBULADURAS ENVOLVOLVENTE	Acero al carbono		Número		Corte %	
48	TUBULADURAS CABEZALES	Acero al carbono		ENVOLVENTE		TUBOS	
49	TUBOS	Acero al carbono		PRES. DISEÑO	5.6/F.V. kg/cm ² a	7.3 kg/cm ² a	
50	PLACA TUBULAR	Acero al carbono		TEMP. DISEÑO	120 °C	120 °C	
51	ALETAS			PRES. PRUEBA	7,3	9,5	
52	Esquema 			Hidráulica	x	x	
53					Neumática		
54					ALIVIO TENS.		
55					RADIOGRAF.		
56					ESP. CORROS.		
57					EF. SOLDAD.		
58					AISLAMIENTO		
59					TRATAMIENTO DE SUPERFICIES		
60					PINTURA		
61					ACCESORIOS		
62	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS						
63	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING			
64	E3	Entrada agua (refrigerante)	6"	150			
65	E4	Entrada agua subenfriada (retorno)	14"	150			
66	S3	Salida agua subenfriada (suministro)	2"	150			
67	S4	Salida agua (refrigerante)	14"	150			
68	B.H.	Boca de hombre	24"	150			

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN Cambiador Carcasa-Tubos		Nº	
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira
5	PLANTA	U. refrigeración por absorción	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO	
6	ÍTEM	E-102			APROBADO	
7	SERVICIO	Condensador del ciclo de refrigeración por absorción			Nº UNIDADES	1
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN					
9			LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS	
10	PRODUCTO		Agua (refrigerante)		Agua de refrigeración	
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	3,559		568,731	
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
13	VAPOR	kg/h	3,559	0		0
14	LIQUIDO	kg/h	0	3,559	568,731	568,731
15	INCONDENSABLES	kg/h	0.0		0.0	
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	0.0		0.0	
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	3,559		0.0	
18	LIQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	993.9	994.7	995.27
19		VISCOSIDAD	cP	1.288	0.66	0.683
20		CALOR ESPECIFICO	kJ/kg°C	1.885	4.18	4.188
21		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.397	0.62	0.617
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.080	0.07	0.070
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³	0.060		
24		VISCOSIDAD	cP	0.012		
25		CALOR ESPECIFICO	kJ/(kg·°C)	1.899		
26		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.020		
27	CALOR LATENTE	kJ/kg	2,365.8			
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	0.101	0.098	4.40	4.12
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	98.0	45.0	33.6	37.4
30	VELOCIDAD	m/s	4.89		1.96	
31	PERDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.020	0.008	1.00	0.28
32	CALOR	SENSIBLE	kW		2,452	
33		LATENTE	kW			
34		TOTAL	kW		2,452	
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	(m ² ·K)/W	0.0002		0.0002	
36	SOBREDISEÑO U calculada / U diseño		1491.6/1313.4			
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA		
38	ENVOLVENTE	MATERIAL	COMENTARIOS	CÓDIGO	TEMA y ASME Sección VIII, Div. I	
39	CABEZALES ENVOLVENTE	Acero al carbono		TIPO		
40	CABEZALES TUBOS	Acero al carbono		AREA	184 m ²	
41	TAPA DEL CABEZAL	Acero al carbono		Nº DE PASOS	Tubos 2.00	Envolvent 1.00
42	BRIDAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		TUBOS	392	1
43	BRIDAS CABEZAL TUBOS	Acero al carbono		Nº / PITCH	2.0	
44	BRIDAS TUBUL. ENVOLV.	Acero al carbono		ENVOLVENTE	Diámetro 2,6 m	Espesor 15 mm
45	BRIDAS TUBUL. CABEZALES	Acero al carbono		FONDOS	Elipsoidales	
46	TUBULADURAS ENVOLVOLVENTE	Acero al carbono		DEFLECTORES	Tipo	
47	TUBULADURAS CABEZALES	Acero al carbono		Número	ENVOLVENTE	TUBOS
48	TUBOS	Acero al carbono		Corte		%
49	PLACA TUBULAR	Acero al carbono		PRES. DISEÑO	5,6/F.V. kg/cm ² a	7,3 kg/cm ² a
50	ALETAS			TEMP. DISEÑO	120 °C	120 °C
51	Esquema 			PRES. PRUEBA	7,3	9,5
52				Hidráulica	x	x
53				Neumática		
54				ALIVIO TENS.		
55				RADIOGRAF.		
56				ESP. CORROS.		
57				EF. SOLDAD.		
58				AISLAMIENTO		
59				TRATAMIENTO DE SUPERFICIES		
60				PINTURA		
61	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS			ACCESORIOS		
62	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING		
63	E3	Entrada de agua de refrigeración	14"	150		
64	S3	Salida de agua (refrigerante)	6"	150		
65	S4	Salida de agua de refrigeración	14"	150		
66	B.H.	Boca de hombre	24"	150		

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº				
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1			
3	FÁBRICA	Repsol	Cambiador de Placas		FECHA	10/05/2016			
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Lafés de Oliveira			
5	ÍTEM	E-103	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO				
6	SERVICIO	Intercambiador de placas intermedio - ciclo de refrigeración por absorción			APROBADO				
7					Nº UNIDADES	1			
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN								
9			LADO CALIENTE		LADO FRÍO				
10	PRODUCTO		Disolución H ₂ O/LiBr		Disolución H ₂ O/LiBr				
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	38,487		42,000				
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA			
13	VAPOR	kg/h	0.0	0.0	0.0	0.0			
14	LÍQUIDO	kg/h	38,487	38,487	42,000	42,000			
15	INCONDENSABLES	kg/h	0.0		0.0				
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	0.0		0.0				
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	0.0		0.0				
18	LÍQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	1,618.9	1,667.6	1,592.8	1,559.4		
19		VISCOSIDAD	cP	1.257	2.427	2.585	1.376		
20		CALOR ESPECÍFICO	kJ/(kg·°C)	1.879	1.889	1.968	1.960		
21		COND.TÉRMICA	W/m·K	0.398	0.368	0.390	0.423		
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.080	0.090	0.080	0.080		
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³						
24		VISCOSIDAD	cP						
25		CALOR ESPECÍFICO	kJ/(kg·°C)						
26		COND.TÉRMICA	W/m·K						
27	CALOR LATENTE	kcal/kg							
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	0.101	0.099	0.101	0.089			
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	98.0	49.2	34.1	76.8			
30	VELOCIDAD (puerto/placa)	m/s	0.08	0.02	0.09	0.02			
31	PÉRDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.0200	0.0039	0.0200	0.0047			
32	CALOR	SENSIBLE	kW		977				
33		LATENTE	kW		977				
34		TOTAL	kW		977				
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	m ² ·K/Wl	0.00053		0.00053				
36	SOBREDISEÑO U cálculo / U diseño				1.05				
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA					
38		MATERIAL	COMENTARIO	CÓDIGO					
39	PLACAS	SS-316L							
40	BASTIDOR	Acero al carbono		TIPO	PLACAS				
41	CABEZAL FIJO			Nº DE PLACAS	141.00				
42	CABEZAL MÓVIL			AREA EFEC. POR PLACA	1.50 m ²				
43	TUERCAS Y ARANDELAS	SS-316L		AREA TOTAL	211.50 m ²				
44	BRIDAS TUBUL. LADO FRÍO	SS-316L		DIMENSIONES PLACA	2163x913 mmxmm				
45	BRIDAS TUBUL. LADO CALIENTE	SS-316L		ESPESOR PLACA	0.60 mm				
46	TUBULADURAS LADO FRÍO	SS-316L			LADO CALIENTE	LADO FRÍO			
47	TUBULADURAS LADO CALIENTE	SS-316L		PRES. DISEÑO	4,5/F.V. kg/cm ² g	4,5/F.V. kg/cm ² g			
48	JUNTAS	Soldadas		TEMP. DISEÑO	120 °C	120 °C			
49	Esquema			PRES. PRUEBA	5,8 kg/cm ² g	5,8 kg/cm ² g			
50				Hidráulica	x	x			
51							Neumática		
52									
53									
54									
55									
56									
57									
58									
59									
60									
61									
62									
63									
64									
65	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS				NOTAS				
66	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING	Placas MA30-M Fabricante Alfa Laval				
67	E1	Entrada de solución concentrada	14"	150					
68	E2	Entrada de solución diluida	14"	150					
69	S1	Salida de solución concentrada	14"	150					
70	S2	Salida de solución diluida	14"	150					

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN Cambiador Carcasa-Tubos		Nº		
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1	
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016	
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira	
5	PLANTA	U. refrigeración por absorción	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO		
6	ÍTEM	E-104			APROBADO		
7	SERVICIO	Banco de tubos (enfriamiento de aire)			Nº UNIDADES	1	
8	CONDICIONES DE OPERACIÓN						
9			LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS		
10	PRODUCTO		Aire		Agua subenfriada		
11	CAUDAL TOTAL	kg/h	511,243		381,894		
12			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	
13	VAPOR	kg/h	511,243	509,325	0	0	
14	LIQUIDO	kg/h	0	1,918	381,894	381,894	
15	INCONDENSABLES	kg/h	0		0		
16	FLUIDO VAPORIZADO	kg/h	0.0		0		
17	FLUIDO CONDENSADO	kg/h	1,918		0		
18	LIQUIDO	DENSIDAD	kg/m ³	995.5	998.3	998.9	
19		VISCOSIDAD	cP	1.352	1.505	1.298	
20		CALOR ESPECIFICO	kJ/kg°C	4.197	4.199	4.197	
21		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.577	0.574	0.581	
22		TENS. SUPERFICIAL	N/m	0.080	0.080	0.080	
23	VAPOR	DENSIDAD	kg/m ³	1.21	1.24		
24		VISCOSIDAD	cP	0.0178	0.0176		
25		CALOR ESPECIFICO	kJ/(kg.°C)	1.02	1.02		
26		COND.TÉRMICA	W/m-K	0.02	0.02		
27	CALOR LATENTE	kJ/kg	2,218.6				
28	PRESIÓN OPERACIÓN	bara	1.031	1.030	5.50	4.67	
29	TEMPERATURA OPERACIÓN	°C	16.2	10.0	6.0	11.0	
30	VELOCIDAD	m/s	24.10		1.58		
31	PERDIDA DE CARGA Admis./Calc.	bar	0.0015	0.0011	1.00	0.83	
32	CALOR	SENSIBLE	kW		-1,068		
33		LATENTE	kW		-1,182		
34		TOTAL	kW		-2,250		
35	RESISTENCIA ENSUCIAMIENTO	(m ² .K)/W	0.0000		0.0001		
36	SOBREDISEÑO U calculada / U diseño		849.6/822.0				
37	ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES			CONDICIONES DE DISEÑO Y PRUEBA			
38		MATERIAL	COMENTARIOS	CÓDIGO	TEMA y ASME Sección VIII, Div. I		
39	ENVOLVENTE	Acero al carbono		TIPO			
40	CABEZALES ENVOLVENTE	Acero al carbono		AREA	588 m ²		
41	CABEZALES TUBOS	Acero al carbono		Nº DE PASOS	Tubos 8	Envolvent 1	
42	TAPA DEL CABEZAL	Acero al carbono		TUBOS	1,562	1	
43	BRIDAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Nº / PITCH	1.7		
44	BRIDAS CABEZAL TUBOS	Acero al carbono		ENVOLVENTE	Diámetro	Espesor	
45	BRIDAS TUBUL. ENVOLV.	Acero al carbono		FONDOS	Elipsoidales		
46	BRIDAS TUBUL. CABEZALES	Acero al carbono		DEFLECTORES	Tipo		
47	TUBULADURAS ENVOLVENTE	Acero al carbono		Número	Corte	%	
48	TUBULADURAS CABEZALES	Acero al carbono		ENVOLVENTE	TUBOS		
49	TUBOS	Acero al carbono		PRES. DISEÑO	ke/cm ² a	7,3 ke/cm ² a	
50	PLACA TUBULAR			TEMP. DISEÑO	°C	120 °C	
51	ALETAS			PRES. PRUEBA	9,5		
52	Esquema 			Hidráulica	x		
53					Neumática		
54					ALIVIO TENS.		
55					RADIOGRAF.		
56					ESP. CORROS.		
57					EF. SOLDAD.		
58					AISLAMIENTO		
59					TRATAMIENTO DE SUPERFICIES		
60					PINTURA		
61					ACCESORIOS		
62	ESPECIFICACIÓN DE TUBULADURAS						
63	MARCA	SERVICIO	D.N.	RATING			
64	E1	Entrada agua subenfriada	14"	150			
65	S2	Salida agua subenfriada	14"	150			
66							
67							
68							
69							
70							

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº				
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1			
3	FÁBRICA	Repsol	Recipientes		FECHA	10/05/2016			
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira			
5	PLANTA	U. refrigeración por absorción	Universitat Rovira i Virgili		REVISADO				
6	ÍTEM	TK-101			APROBADO				
7	SERVICIO	Tanque de almacenamiento de disolución de bromuro de litio y agua				Nº UNIDADES	1		
9	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN							
10		PRODUCTO	Disolución de bromuro de litio y agua						
11		TEMPERATURA	20.00	°C					
12		PRESIÓN	0.00	kg/cm ² g					
13		DENSIDAD	1,600.00	kg/m ³					
14	CONSTRUCCIÓN	DIMENSIONES	DIÁMETRO	2.76	DISEÑO Y PRUEBA	CÓDIGOS	ASME Sección VIII, Div. I		
15			LONG. / ALT.	9.66			CONDICIONES DE DISEÑO	TEMPERAT.	85 °C
16			ESPESOR	8.00		PRESIÓN DE PRUEBA		PRESIÓN	3.5 kg/cm ² g
17		FONDOS	SUPERIOR	Elipsoidal			DENSIDAD	1600 kg/m ³	
18			INFERIOR	Elipsoidal		HIDRAÚLICA	x		
19		VOL. / PESO	VOL. ÚTIL	48.90		m ³	NEUMÁTICA	ESPESOR DE CORROSIÓN	3
20			VOL. TOTAL	55.00		m ³			EFICACIA DE SOLDADURA
21			PESO	5,278		kg	ALIVIO DE TENSIONES		
22		INSTALACIÓN					RADIOGRAFIADO		
23		AISLAMIENTO							
24	PINTURA								
26	MATERIALES			DESCRIPCIÓN	COMENTARIOS				
27		CUERPO		Acero al carbono					
28		TAPAS/FONDOS		Acero al carbono					
29		BRIDAS CUERPO							
30		VALONA BRIDAS CUERPO							
31		BRIDAS TUBULADUR.		Acero al carbono					
32		TUBULADURAS		Acero al carbono					
33		PLACA PARTICIÓN							
34		CORTACORRIENTES							
35		SOPORTES PARA INTERNOS							
36		TORNILLOS/TUERCAS INT.							
37		TORNILLOS/TUERCAS EXTER.							
38		JUNTAS INTERIOR							
39	JUNTAS EXTERNAS								
40	SOPORTES EXTERIORES		Acero al carbono						
43	TUBULADURAS	MARCA	CANT.	SERVICIO	D.N.	RATING			
44		E1	1	Entrada disolución H ₂ O/LiBr	4"	150			
45		E2	1	Entrada cargamiento cisterna	6"	150			
46		S1	1	Salida disolución H ₂ O/LiBr	4"	150			
47		B.H.	1	Boca de hombre	24"	150			
48									
49									
50									
59	Esquema								
60									
61									
62									
63									
64									
65									
66									
67									
68									
69									
70									

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN Bombas Centrifugas		Nº	
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira
5			Universitat Rovira i Virgili		REVISADO	
6					APROBADO	
7	ÍTEM	Bomba P-101 A/B				
8	SERVICIO	Impulsión de disolución diluida al generador G-101				
9	TIPO	Bomba centrífuga encapsulada (<i>Canned pump</i>)				
10	Nº UNIDADES	2.00				
11	CONDICIONES DE OPERACIÓN					
12	CAPACIDAD	NORMAL	26.4	m ³ /h		
13		DISEÑO	30.4	m ³ /h		
14	ALTURA DIFERENCIAL		19.0	m.c.a.		
15	PRESIÓN	IMPULSION	1.877	bara		
16		ASPIRACION	0.006	bara		
17	FLUIDO	PRODUCTO				
18		SOLIDOS	0.00	% peso		
19		PRES. VAPOR	0.02	bar		
20		TEMPERATUR.	34.1	°C		
21		DENSIDAD	1,592.8	kg/m ³		
22		VISCOSIDAD	2.59	cP		
23	NPSH	DISPONIBLE	0.90	m.c.l.		
24		REQUERIDO	0.60	m.c.l.		
25	RENDIMIENTO		63.20	%		
26	POTENCIA AL EJE		1.58	kW		
27	MOTOR		2.50	kW		
28	OPERACIÓN					
29	CONEXIONES					
30	RATING DE LAS BRIDAS	IMPULSIÓN	150	#		
31		ASPIRACIÓN	150	#		
32	TAMANO DE LAS BRIDAS	IMPULSIÓN	2.0	inch		
33		ASPIRACIÓN	6.0	inch		
34	MATERIALES / CONSTRUCCIÓN					
35	CUERPO	Cast iron				
36	RODETE	TIPO				
37		MATERIAL	Grey cast iron			
38		TAMAÑO	5.0 inch			
39	EJE	Grey cast iron				
40	FUNDA EJE					
41	CAMISA ESTÁTOR					
42	COJINETES ROTOR	Grafito				
43	COJINETES EJE	Grafito				
44	JUNTA					
45	CIERRE					
46	OTROS					
47	ACOPLAMIENTO					
48						
49						
50	CIERRE	TIPO				
51		INYECCION DE LIQUIDO				
52		REFRIGERACION				
53		MARCA MODELO				
54	ACCIONAM.	TIPO				
55		PROTECCION				
56		MARCA/ MODELO	Hermetic Pumpen/CNF 50-160			
57	AISLAMIENTO					
58	CODIGO					
59						
60						
61	COMENTARIOS					
62	Bomba normalizada para la industria química según EN 22858/ISO 2858.					
63						
64						
65						
66						
67						
68						
69						
70						

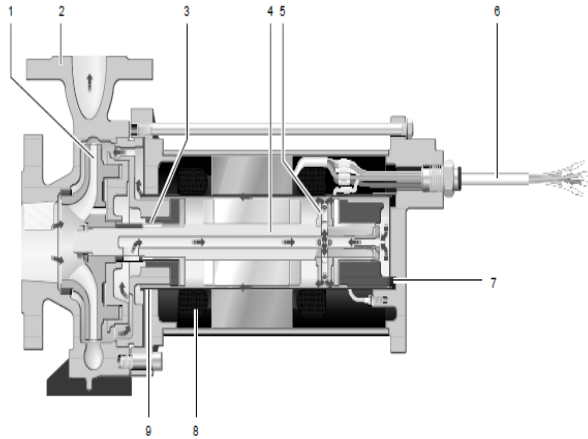
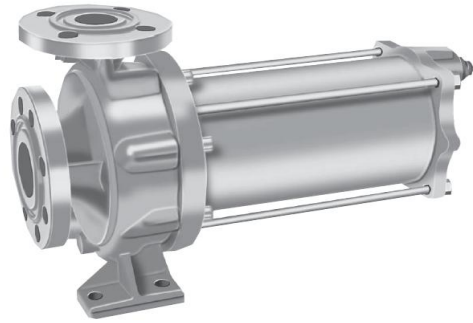


Fig. 4 Estructura CNF

- 1 Impulsor
- 2 Voluta
- 3 Cojinete de deslizamiento delantero
- 4 Eje de accionamiento
- 5 Impulsor auxiliar
- 6 Cable de conexión
- 7 Cojinete de deslizamiento trasero
- 8 Bobinado eléctrico
- 9 Camisa del estator

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº	
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1
3	FÁBRICA	Repsol	Bombas Centrifugas		FECHA	10/05/2016
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira
5			Universitat Rovira i Virgili		REVISADO	
6					APROBADO	

7 ÍTEM Bomba P-102 A/B

8 **SERVICIO** Transporte de agua subenfriada

9 **TIPO** Bomba en línea

10 **Nº UNIDADES** 2.00

11 **CONDICIONES DE OPERACIÓN**

12 **CAPACIDAD** NORMAL 382 m³/h

13 **DISEÑO** 420 m³/h

14 **ALTURA DIFERENCIAL** 51.0 m.c.a.

15 **PRESIÓN** IMPULSION 6.72 kg/cm²g

16 **ASPIRACION** 1.68 kg/cm²g

17 **FLUIDO** PRODUCTO

18 **SOLIDOS** 0.00 %peso

19 **PRES. VAPOR** 0.01 kg/cm²

20 **TEMPERATUR** 6.0 °C

21 **DENSIDAD** 998.3 kg/m³

22 **VISCOSIDAD** 1.51 cP

23 **DISPONIBLE** 15.30 m.c.l.

24 **REQUERIDO** 2.50 m.c.l.

25 **RENDIMIENTO** 74.7 %

26 **POTENCIA AL EJE** 58.0 kW

27 **MOTOR** 78.0 kW

28 **OPERACIÓN**

29 **CONEXIONES**

30 **RATING DE LAS BRIDAS** IMPULSIÓN 150 #

31 **ASPIRACIÓN** 150 #

32 **TAMAÑO DE LAS BRIDAS** IMPULSIÓN 8.0 inch

33 **ASPIRACIÓN** 20.0 inch

34 **MATERIALES / CONSTRUCCIÓN**

35 **CUERPO** Cast iron

36 **TIPO**

37 **RODETE** MATERIAL Grey cast iron

38 **TAMAÑO** 16.0 inch

39 **EJE** Grey cast iron

40 **FUNDA EJE**

41 **CAMISA ESTÁTOR**

42 **COJINETES ROTOR**

43 **COJINETES EJE**

44 **JUNTA**

45 **CIERRE**

46 **OTROS**

47 **ACOPLAMIENTO**

48 **TIPO** Mecánico simple

49 **INYECCION DE LIQUIDO**

50 **REFRIGERACION**

51 **MODELO** Q1BEGG

52 **TIPO**

53 **PROTECCION**

54 **MARCA/ MODELO** KSB/ Etaline-R 200-500

55 **ACOPLAMIENTO**

56 **ACOPLAMIENTO**

57 **ACOPLAMIENTO**

58 **ACOPLAMIENTO**

59 **ACOPLAMIENTO**

60 **ACOPLAMIENTO**

61 **COMENTARIOS**

62 Bomba normalizada para la industria según API 620

63

64

65

66

67

68

69

70

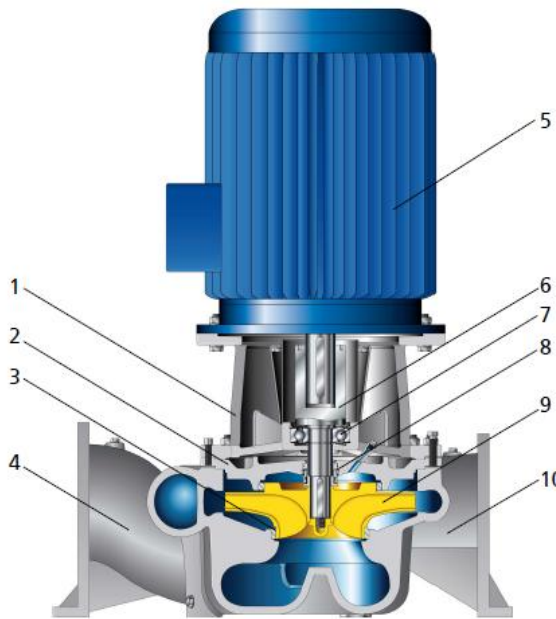


Fig. 4: Sectional drawing

1	Bearing bracket	2	Casing cover
3	Clearance gap	4	Suction nozzle
5	Motor	6	Drive shaft
7	Rolling element bearings	8	Shaft seal
9	Impeller	10	Discharge nozzle

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº	
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1
3	FÁBRICA	Repsol			FECHA	10/05/2016
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira
5			Universitat Rovira i Virgili		REVISADO	
6					APROBADO	
7	ÍTEM	Bomba P-103				
8	SERVICIO	Recirculación de refrigerante en el evaporador E-101				
9	TIPO	Bomba centrífuga encapsulada (<i>Canned pump</i>)				
10	Nº UNIDADES	1.00				
11	CONDICIONES DE OPERACIÓN					
12	CAPACIDAD	NORMAL	3.2	m ³ /h		
13		DISEÑO	4.0	m ³ /h		
14	ALTURA DIFERENCIAL	4.0	m.c.a.			
15	PRESIÓN	IMPULSION	0.40	bara		
16		ASPIRACION	0.05	bara		
17	FLUIDO	PRODUCTO				
18		SOLIDOS	0.00	% peso		
19		PRES. VAPOR	0.01	bar		
20		TEMPERATUR.	2.0	°C		
21		DENSIDAD	997.6	kg/m ³		
22	NPSH	VISCOSIDAD	1.70	cP		
23		DISPONIBLE	0.77	m.c.l.		
24	REQUERIDO	0.50	m.c.l.			
25	RENDIMIENTO	85.2	%			
26	POTENCIA AL EJE	38.4	W			
27	MOTOR	45.0	W			
28	OPERACIÓN					
29	CONEXIONES					
30	RATING DE LAS BRIDAS	IMPULSIÓN	150	#		
31		ASPIRACIÓN	150	#		
32	TAMAÑO DE LAS BRIDAS	IMPULSIÓN	3/4	inch		
33		ASPIRACIÓN	1.0	inch		
34	MATERIALES / CONSTRUCCIÓN					
35	CUERPO	PTFE				
36	RODETE	TIPO				
37		MATERIAL	Alumina ceramic			
38		TAMAÑO	3/4 inch			
39	EJE	GFRPP				
40	FUNDA EJE					
41	CAMISA ESTÁTOR					
42	COJINETES ROTOR					
43	COJINETES EJE					
44	JUNTA					
45	CIERRE					
46	OTROS					
47	ACOPLAMIENTO					
48						
49						
50	CIERRE	TIPO				
51		INYECCION DE LIQUIDO				
52		REFRIGERACION				
53	ACCIONAM.	MARCA MODELO				
54	ACCIONAM.	TIPO				
55		PROTECCION				
56		MARCA/ MODELO	Iwaki/NRD-30			
57	AI SLAMI ENTO					
58	CODIGO					
59						
60						
61	COMENTARIOS					
62						
63						
64						
65						
66						
67						
68						
69						
70						

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº	
2	EMPRESA	URV			HOJA Nº	1 de 1
3	FÁBRICA	Repsol	Bombas Centrifugas		FECHA	10/05/2016
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción			PREPARADO	Laís de Oliveira
5			Universitat Rovira i Virgili		REVISADO	
6					APROBADO	

7 ÍTEM Bomba P-104 A/B

8 SERVICIO Transporte de agua de refrigeración

9 TIPO Bomba en línea

10 Nº UNIDADES 2.00

11 CONDICIONES DE OPERACIÓN

12 CAPACIDAD NORMAL 570 m³/h

13 DISEÑO 627 m³/h

14 ALTURA DIFERENCIAL 57.2 m.c.a.

15 PRESIÓN IMPULSION 7.8 kg/cm²g

16 ASPIRACION 1.4 kg/cm²g

17 FLUIDO PRODUCTO

18 SOLIDOS 0.00 %peso

19 PRES. VAPOR 0.04 kg/cm²

20 TEMPERATUR 6.0 °C

21 DENSIDAD 996.1 kg/m³

22 VISCOSIDAD 0.71 cP

23 NPSH DISPONIBLE 19.81 m.c.l.

24 REQUERIDO 2.50 m.c.l.

25 RENDIMIENTO 77.9 %

26 POTENCIA AL EJE 97.0 kW

27 MOTOR 125.0 kW

28 OPERACIÓN

29 CONEXIONES

30 RATING DE IMPULSIÓN 150 #

31 LAS BRIDAS ASPIRACIÓN 150 #

32 TAMAÑO DE IMPULSIÓN 8.0 inch

33 LAS BRIDAS ASPIRACIÓN 20.0 inch

34 MATERIALES / CONSTRUCCIÓN

35 CUERPO Cast iron

36 RODETE TIPO

37 MATERIAL Grey cast iron

38 TAMAÑO 18.0 inch

39 EJE Grey cast iron

40 FUNDA EJE

41 CAMISA ESTÁTOR

42 COJINETES ROTOR

43 COJINETES EJE

44 JUNTA

45 CIERRE

46 OTROS

47 ACOPLAMIENTO

48 TIPO Mecánico simple

49 INYECCION DE LIQUIDO

50 REFRIGERACION

51 MODELO Q1BEGG

52 TIPO

53 PROTECCION

54 MARCA/ MODELO KSB/ Etaline-R 200-500

55 AISLAMIENTO

56 CODIGO

57

58 COMENTARIOS

59 Bomba normalizada para la industria según API 620

60

61

62

63

64

65

66

67

68

69

70

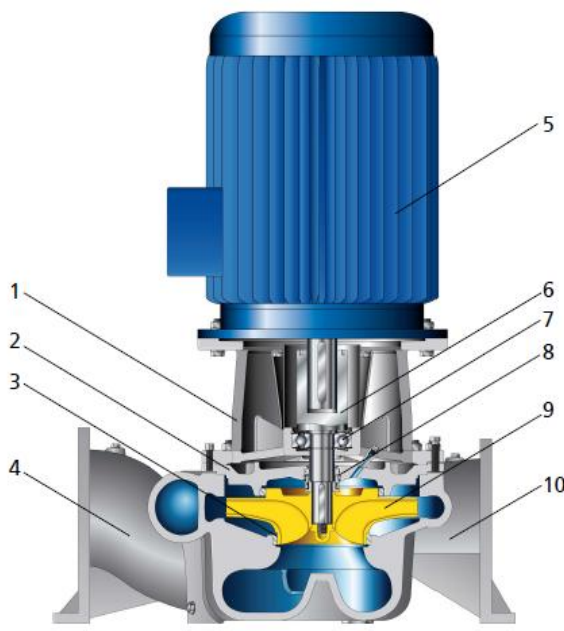


Fig. 4: Sectional drawing

1	Bearing bracket	2	Casing cover
3	Clearance gap	4	Suction nozzle
5	Motor	6	Drive shaft
7	Rolling element bearings	8	Shaft seal
9	Impeller	10	Discharge nozzle

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN				Nº	
2	EMPRESA	URV					Válvulas de Control	
3	FÁBRICA	Repsol	Universitat Rovira i Virgili					
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción						
5								
6								
7								
8	ITEM						LCV-101	LCV-102
9	REFERENCIA P&ID		100	100	100	100	200	
10	SERVICIO		Nivel A-101	Nivel G-101	Nivel E-102	Temperatura CHW	Presión A-101	
11	DIAMETRO LINEA	inch	2 1/2	8	6	4	12	
12	DIAMETRO VÁLVULA	inch	2	4	6	1 1/4	12	
13	FASE		Líquida	Líquida	Vapor	Líquida	Líquida	
14	VAPORIZACION EN VALVULA (SI/NO)		NO	NO	NO	SÍ	NO	
15								
16	CAUDAL NORMAL	kg/h	42000	38487	5070	3559	568860	
17	CAUDAL MINIMO/MAXIMO	kg/h	16800/48300	15395/44260	2535/5577	1406/4041	284430/600000	
18								
19	PERDIDA CARGA NORMAL	kg/cm ²	0.60	0.08	0.50	0.09	0.50	
20	PERDIDA CARGA MINIMA/MAXIMA	kg/cm ²	0.50/0.70	0.07/0.09	0.4/0.6	0.08/0.1	0.4/0.6	
21								
22	PRESIÓN DE ENTRADA	kg/cm ² a	1.88	0.10	5.50	0.101	5.70	
23	TEMPERATURA ENTRADA	°C	34.10	49.20	150.00	45.0	29.2	
24								
25	Fase GAS							
26	DENSIDAD	kg/m ³			2.37			
27	VISCOSIDAD	cP			0.01			
28	PESO MOLECULAR				18.01			
29	RELACIÓN CP/CV				1.33			
30	FACTOR COMPRESIBILIDAD Z				0.95			
31								
32	Fase LÍQUIDA							
33	DENSIDAD	kg/m ³	1592.78	1667.60		993.86	996.1	
34	VISCOSIDAD	cP	2.59	2.43		1.288	0.71	
35	PRESIÓN VAPOR	kg/cm ² a	0.01	0.01		0.101	0.040	
36	VÁLVULA		Diafragma	Diafragma	Globo	Diafragma	Globo	
37	Marca		Saunders	Saunders	Masoneilan	Saunders	Masoneilan	
38	Tipo		TipoA	TipoA	Serie 10000	TipoA	Serie 10000	
39	Cv CALCULADO		59.7	160.1	264.80	18.4	849.1	
40	Cv INSTALADO		80.0	315.0	450.00	27.5	1,620.0	
41	ESTANQUEIDAD REQUERIDA	%	100.0	100.0		100		
42	ACCIÓN A FALLO DE AIRE		Abre	Abre	Cierra	Abre	Abre	
43								
44	Notas							
45								
46								
47								
48								
49								
50								
51								
52								
53								
54								
55								
56								
57								
58								
59								
60								
61								
62								
63								
64								
65								
66								
67								
68								
69								
70								
71								

1	PROYECTO	1,605	ESPECIFICACIÓN		Nº	
2	EMPRESA	URV			Válvula de Seguridad	
3	FÁBRICA	Repsol	Universitat Rovira i Virgili			
4	PLANTA	U. refrigeración por absorción				
5						
6						
7						
8	ITEM				PSV 1	PSV 2
9	REFERENCIA P&ID		P&ID 100	P&ID 200		
10	SERVICIO					
11	EQUIPO PROTEGIDO		G-101/E-102	A-101/E-101		
12	PRESIÓN DISEÑO EQUIPO PROTEGIDO	kg/cm ² g	4.6/F.V.	4.6/F.V.		
13	ESCENARIO PARA DIMENSIONADO		Fuego externo	Fuego externo		
14	FASE		GAS	GAS		
15						
16	PRESIÓN DISPARO	kg/cm ² g	4.6	4.6		
17	PRESIÓN DISPARO + SOBREPRESIÓN	kg/cm ² g	5.8	5.8		
18	TEMP. DE DISPARO + SOBREPRESIÓN	°C	163.5	163.5		
19						
20	CONTRAPRESIÓN DEL SISTEMA	kg/cm ² g	0.00	0.00		
21	CONTRAPRESIÓN MÁXIMA	%				
22						
23	PRESIÓN DE ENTRADA	kg/cm ² g	5.8	5.8		
24	TEMPERATURA ENTRADA	°C	163.5	163.5		
25						
26	Fase GAS					
27	CAUDAL	kg/h	2,042	3,157		
28	DENSIDAD	kg/m ³	3.54	3.54		
29	VISCOSIDAD	cP	0.014	0.014		
30	PESO MOLECULAR		18.01	18.01		
31	RELACIÓN CP/CV		1.39	1.39		
32	FACTOR COMPRESIBILIDAD Z		0.946	0.946		
33						
34	Fase LÍQUIDA					
35	CAUDAL	kg/h				
36	DENSIDAD	kg/m ³				
37	VISCOSIDAD	cP				
38	PRESIÓN VAPOR	kg/cm ² a				
39						
40						
41	VÁLVULA					
42	ÁREA CALCULADA	mm ²	602.4	931.1		
43	TAMAÑO REQUERIDO		J 2 J 3	K 3 K 4		
44						
45						
46						
47	Notas					
48						
49						
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
65						
66						
67						
68						
69						
70						

Tabla XVIII.1. Listado de equipos.

	TAG	P&ID	Descripción	Función	Producto	Estado	Diámetro	Longitud	Volumen	Masa	Espesor de pared	Temperatura de operación	Presión de operación
							mm	mm	m ³	kg	mm	°C	bar a
1	G-101	100	Generador	Evaporar refrigerante concentrando la disolución en LiBr	Agua +LiBr	L/G	2600	7333	36.5	11411	15	98.0	0.101
2	E-102	100	Condensador	Condensar el refrigerante evapora en el generador	Agua	L						45.0/98.0	0.101
3	A-101	200	Absorbedor	Absorber el refrigerante en la disolución de H ₂ O/LiBr	Agua +LiBr	L/G	4300	10867	137.0	56181	23	34.1	0.007
4	E-101	200	Evaporador	Evaporar el refrigerante enfriando el agua del circuito de frío	Agua	L						2.0	0.007
5	E-103	100	Intercambiador intermedio	Intercambio de calor entre disolución diluida y concentrada	Agua +LiBr	L	913	2113	1.55	-	-	34.1/98.1	0.101
6	E-104	200	Banco de tubos	Enfriar el aire antes de su entrada al compresor	Aire/Agua	L/G	2029	5000	19.8	13762	-	6.0/23.0	5.500
7	TK-101	300	Tanque	Almacenar disolución de H ₂ O/LiBr	Agua +LiBr	L	2760	9660	55.0	5278	8	20.0	1.030

Tabla XVIII.2. Listado de bombas.

	TAG	P&ID	Descripción	Función	Producto	Estado	Masa	Modelo	Potencial nominal	Consumo a 400 V	Revoluciones	Fabricante	Temperatura de operación	Presión de operación
							kg		KW	A	rpm		°C	bar a
1	P-101A	100	Bomba	Aumentar la presión de la disolución de agua y LiBr	Agua +LiBr	L	77	CNF 50-160	-	-	-	Hermetic Pumpen	34.1	1.9 (impulsión)
2	PM-101A	100	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	Agua +LiBr	L		AGX 4.5	4.5	10.4	2800	Hermetic Pumpen	-	-
3	P-101B	100	Bomba	Aumentar la presión de la disolución de agua y LiBr	Agua +LiBr	L	77	CNF 50-160	-	-	-	Hermetic Pumpen	34.1	1.9 (impulsión)
4	PM-101B	100	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	Agua +LiBr	L		AGX 4.5	4.5	10.4	2800	Hermetic Pumpen	-	-
5	P-102A	200	Bomba	Aumentar la presión del agua subenfriada	Agua	L	1660	Etaline-R 200-500	-	-	-	KSB	6.0	7.2 (impulsión)
6	PM-102A	200	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	-	L		9004	90	157	1450	KSB	-	-
7	P-102B	200	Bomba	Aumentar la presión del agua subenfriada	Agua	L	1660	Etaline-R 200-500	-	-	-	KSB	6.0	7.2 (impulsión)
8	PM-102B	200	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	-	L		9004	90	157	1450	KSB	-	-
9	P-103	200	Bomba	Recircular refrigerante en el evaporador	Agua	L	1.3	NDR-30	-	-	-	Iwaki	2.0	0.4 (impulsión)
10	PM-103	200	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	-	L		TV24-HV	0.77	-	3500	Iwaki	-	-
11	P-104A	200	Bomba	Aumentar la presión del agua de refrigeración	Agua	L	2071	Etaline-R 200-500	-	-	-	KSB	29.2	8.0 (impulsión)
12	PM-104A	200	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	-	L		16004	160	275	1450	KSB	-	-
13	P-104B	200	Bomba	Aumentar la presión del agua de refrigeración	Agua	L	2071	Etaline-R 200-500	-	-	-	KSB	29.2	8.0 (impulsión)
14	PM-104B	200	Motor de la bomba	Suministrar potencia a la bomba	-	L		16004	160	275	1450	KSB	-	-

Tabla XVIII.3. Listado de líneas.

	Número de línea	Sección	Diámetro nominal	Schedule	Diámetro exterior	Espesor de pared	Diámetro interno calculado	Especificación de línea	P & ID	De	A	Fluido	Fase	Caudal normal de operación	Temperatura normal de operación
			in		in	in	in							kg/h	°C
1	P-100	200/300	2	40	2.375	0.154	2.067	2"-P-100-M1	200/400	TK-101 P&ID 400	A-101 P&ID 200	Agua +LiBr (58%)	L	-	20.0
2	P-101	100/200	10	40	10.750	0.365	10.02	10"-P-101-M1	100/200	A-101 P&ID 200	P-101 A/B	Agua +LiBr (58%)	L	42000	34.1
3	P-102	100	2 1/2	40	2.875	0.203	2.47	2" 1/2-P-102-M1	100	P-101 A/B	E-103	Agua +LiBr (58%)	L	42000	34.1
4	P-103	100	2 1/2	40	2.875	0.203	2.47	2" 1/2-P-103-M1-H	100	E-103	G-101	Agua +LiBr (58%)	L	42000	76.8
5	P-104	100	8	40	8.625	0.322	7.981	8"-P-104-M1-PP	100	G-101	E-103	Agua +LiBr (63%)	L	38441	98.0
6	P-105	100	8	40	8.625	0.322	7.981	8"-P-105-M1	100	E-103	A-101 P&ID 200	Agua +LiBr (63%)	L	38441	49.2
7	P-106	100/200	8	40	8.625	0.322	7.981	8"-P-106-M1	100/200	E-103 P&ID 100	A-101 P&ID 200	Agua +LiBr (63%)	L	38441	49.2
8	P-107	100	4	40	4.500	0.237	4.026	4"-P-107-M1	100	E-102	E-101 P&ID 200	Agua (refrigerante)	L	3559	45.0
9	P-108	100/200	4	40	4.500	0.237	4.026	4"-P-108-M1	100	E-102 P&ID 100	E-101 P&ID 200	Agua (refrigerante)	L	3559	2.0
10	P-109	100	2	40	2.375	0.154	2.067	2"-P-109-M1	100	G-101	3"-P-110-M1	Vapor de agua	G	-	98.0
11	P-110	100	3	40	3.500	0.216	3.068	3"-P-110-M1	100	3"-P-110-M1	Atmósfera	Vapor de agua	G	-	98.0
12	P-111	200	3	40	3.500	0.216	3.068	3"-P-111-M1	200	A-101	4"-P-112-M1	Vapor de agua	G	-	34.1
13	P-112	200	4	40	4.500	0.237	4.026	4"-P-112-M1	200	4"-P-112-M1	Atmósfera	Vapor de agua	G	-	34.1
14	P-113	100/300	2	40	4.500	0.237	4.026	2"-P-113-M1	100/300	A-101 P&ID 200	TK-101 P&ID 400	Agua +LiBr (58%)	L	-	20.0
15	P-114	200	1	40	1.315	0.133	1.049	1"-P-114-M1	200	E-101	E-101	Agua (refrigerante)	L	1200	2.0
16	P-115	200	2	40	4.500	0.237	4.026	2"-P-115-M1	200	E-102 P&ID 100	Sistema de vacío	Aire	G	-	20.0
17	CHW-100	200	4	40	4.500	0.237	4.026	4"-CHW-100-M1	200	Red de agua desmineralizada	12"-CHW-101-M1	Agua desmineralizada	L	-	20.0
18	CHW-101	200	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CHW-101-M1-PS	200	A-101	P-102 A/B	Agua subenfriada	L	382000	6.0
19	CHW-102	200	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CHW-102-M1-PS	200	P-102 A/B	E-104	Agua subenfriada	L	382000	6.0
20	CHW-103	200	4	40	4.500	0.237	4.026	4"-CHW-103-M1-PS	200	4"-CHW-102-M1	4"-CHW-104-M1	Agua subenfriada	L	-	6.0
21	CHW-104	200	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CHW-104-M1-PS	200	E-104	E-101	Agua subenfriada	L	382000	11.0
22	CWR-101	300	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CWR-101-M1	200	Red CWR Planta Cogeneración	P-104 A/B	Agua de refrigeración	L	569000	29.2
23	CWR-102	200/300	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CWR-102-M1	200/300	P-104 A/B	A-101 P&ID 200	Agua de refrigeración	L	569000	29.2
24	CWR-103	100/200	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CWR-103-M1	100/200	A-101 P&ID 200	E-102 P&ID 100	Agua de refrigeración	L	569000	33.5
25	CWR-104	100	12	40	12.75	0.406	11.938	12"-CWR-104-M1	200	E-102 P&ID 100	Torre de refrigeración	Agua de refrigeración	L	569000	37.2
26	SL-101	100	6	40	6.625	0.28	6.065	6"-SL-101-M1/M2-H	100	Red de vapor de baja presión	G-101	Vapor de baja presión	G	5070	150.0
27	SL-102	100	2	40	2.375	0.154	2.067	2"-SL-102-M1-PP	100	6"-SL-101-M1-H	Trampa de vapor	Vapor de baja presión/Condensado	G/L	-	150.0
28	CL-101	100	2	40	2.375	0.154	2.067	2"-CL-101-M1/M2-PP	100	G-101	Colector de condensado	Condensado	L	5070	147.2
29	CL-102	100	1	40	1.315	0.133	1.049	1"-CL-102-M1-PP	100	Trampa de vapor	2"-CL-101-M1-PP	Condensado	L	-	147.2

Tabla XVIII.3. Listado de líneas. –continuación.

	Número de línea	Temperatura mínima de operación	Temperatura máxima de operación	Temperatura de diseño	Presión normal de operación	Presión mínima de operación	Presión máxima de operación	Presión de diseño	Presión de test	Material	Aislamiento	Material aislante	Espesor aislamiento	Longitud equivalente	Peligrosidad	Densidad	Presión de vapor	Pérdida de carga normal
		°C	°C	°C	bar a	bar a	bar a	kg/cm ² a	kg/cm ² g				mm	m		kg/m ³	bar a	bar
1	P-100	10.0	30.0	85.0	1.03	1.03	1.25	4.5	134	ASTM A53 Gr. A	No			35	No	1600.0	0.005	0.85
2	P-101	30.7	37.5	85.0	0.101	0.006	1.900	4.5	86	ASTM A53 Gr. A	No			10	No	1592.7	0.007	1.44E-04
3	P-102	30.7	37.5	85.0	0.952	0.800	1.880	4.50	176	ASTM A53 Gr. A	No			8	No	1592.7	0.007	0.701
4	P-103	69.1	84.5	120.0	0.884	0.101	1.880	4.5	176	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	90	16	No	1559.3	0.068	0.78
5	P-104	88.2	107.8	180.0	0.101	0.091	0.111	4.5	94	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	60	25	No	1618.9	0.101	8.80E-04
6	P-105	44.3	54.1	85.0	0.101	0.091	0.111	4.5	94	ASTM A53 Gr. A	No			4	No	1667.6	0.010	4.93E-04
7	P-106	44.3	54.1	85.0	0.007	0.006	0.008	4.5	94	ASTM A53 Gr. A	No			12	No	1667.6	0.007	4.71E-04
8	P-107	40.5	49.5	85.0	0.101	0.091	0.111	4.5	134	ASTM A53 Gr. A	No			3	No	989.8	0.10	5.00E-05
9	P-108	1.5	3.0	85.0	0.007	0.006	0.008	4.5	134	ASTM A53 Gr. A	No			1	No	0.1	0.01	2.00E-05
10	P-109	-	163.5	180.0	0.101	0.091	0.111	5.6	162	ASTM A53 Gr. A	No			0.5	No	2.4	6.75	-
11	P-110	-	163.5	180.0	0.101	0.091	0.111	5.6	156	ASTM A53 Gr. A	No			0.5	No	2.4	6.75	-
12	P-111	-	163.5	180.0	0.007	0.006	0.008	5.6	156	ASTM A53 Gr. A	No			0.5	No	2.4	6.75	-
13	P-112	-	163.5	180.0	0.007	0.006	0.008	5.6	134	ASTM A53 Gr. A	No			0.5	No	2.4	6.75	-
14	P-113	10.0	30.0	85.0	1.03	1.03	1.25	4.5	134	ASTM A53 Gr. A	No			35	No	1600.0	0.005	0.85
15	P-114	0.0	4.0	85.0	0.007	0.006	0.008	5.60	49	ASTM A53 Gr. A	No			4	No	998.7	0.01	-
16	P-115	-	-	85.0	-	0	1.03	5.60	134	ASTM A53 Gr. A	No			10	No	1.2	-	-
17	CHW-100	10.0	30.0	85.0	3.000	2.700	3.300	9.55	94	ASTM A53 Gr. A	No			30	No	999.5	0.002	1.60
18	CHW-101	5	7.0	85.0	2.680	2.412	2.948	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	120	17	No	1000.1	0.009	0.79
19	CHW-102	5	7.0	85.0	7.720	6.948	8.492	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	120	14	No	1000.1	0.009	0.65
20	CHW-103	5	7.0	85.0	7.720	6.948	8.492	9.55	134	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	190	10	No	1000.1	0.009	0.46
21	CHW-104	10	12.0	85.0	4.670	4.203	5.137	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	90	37	No	999.8	0.013	1.44
22	CWR-101	28.00	33.0	85.0	2.200	2.100	2.300	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	No			5	No	996.1	0.04	0.27
23	CWR-102	28.00	33.0	85.0	8.000	7.2	8.8	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	No			40	No	996.1	0.04	2.80
24	CWR-103	32.5	36.3	85.0	4.600	4.140	5.06	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	No			4	No	994.7	0.05	0.20
25	CWR-104	36.2	41.0	85.0	3.100	2.790	3.41	9.55	81	ASTM A53 Gr. A	No			20	No	1000.1	0.009	1.35
26	SL-101	147.2	155	180.0	4.420	4.300	4.6	7.25	107	ASTM A53 Gr. A/UNS C70600	Sí	Foam glass	180	10	No	2.3	4.42	0.10
27	SL-102	147.2	155	180.0	4.420	4.3	4.6	7.25	162	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	180	2	No	2.3	4.42	-
28	CL-101			180.0	4.000	1.2	4.3	7.25	162	ASTM A53 Gr. A/UNS C70600	Sí	Foam glass	120	10	No	526.9	4.00	1.50
29	CL-102			180.0	4.420	4.300	4.6	7.25	49	ASTM A53 Gr. A	Sí	Foam glass	120	2	No	526.9	4.42	-

Tabla XVIII.4 Listado de instrumentos.

	TAG	P&ID	Descripción	Producto	Especificación línea/ equipo	Señal	Número de la señal	Material	Diámetro	Tipo de instrumento	Estado	Fabricante	Modelo	Temperatura de operación	Presión de operación
									in					°C	bar a
1	LT-101/ LC-101	200	Transmisor/ Controlador de nivel	Agua +LiBr (58%)	A-101	A.I.	111	SS 316 L	2	Presión diferencial	L	Rosemount	2051L Liquid Level Transmitter	34.1	0.007
2	LT-102/ LC-102	100	Transmisor/ Controlador de nivel	Agua +LiBr (63%)	G-101	A.I.	104	SS 316 L	2	Presión diferencial	L	Rosemount	2051L Liquid Level Transmitter	98.0	0.101
3	LT-103/ LC-103	100	Transmisor/ Controlador de nivel	Agua (refrigerante)	E-102	A.I.	103	SS 316 L	2	Presión diferencial	L	Rosemount	2051L Liquid Level Transmitter	45.0	0.101
4	LI-104	200	Indicador de nivel	Agua (refrigerante)	E-101	A.I.	113	SS 316 L	2	Presión diferencial	L	Rosemount	2051L Liquid Level Transmitter	2.0	0.007
5	LI-105	300	Indicador de nivel	Agua +LiBr (58%)	TK-101	A.I.	-	SS 316 L	2	Presión diferencial	L	Rosemount	2051L Liquid Level Transmitter	20.0	1.013
6	PT-101/ PC-101	200	Transmisor/ Controlador de presión	Agua +LiBr (58%)	A-101	A.I.	112	Acero inoxidable	1	Vacuómanometro	L/G	Wika	APGT43.100	34.1	0.007
7	PT-102 A	100	Indicador de presión	Agua +LiBr (58%)	2" 1/2-P-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Vacuómanometro	L	Wika	532.51	34.1	1.88
8	PT-102 B	100	Indicador de presión	Agua +LiBr (58%)	2" 1/2-P-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Vacuómanometro	L	Wika	532.51	34.1	1.88
9	PI-103	100	Indicador de presión	Agua +LiBr (58%)	G-101	A.I.	105	Acero inoxidable	1	Vacuómanometro	L/G	Wika	APGT43.100	98.0	0.101
10	PI-104	100	Indicador de presión	Agua de refrigeración	12"-CWR-104-M1	A.I.	109	Acero inoxidable	1	Vacuómanometro	L	Wika	APGT43.100	37.2	3.10
11	PI-105 A	200	Indicador de presión	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Manómetro	L	Wika	232.5	6.0	7.70
12	PI-105 B	200	Indicador de presión	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Manómetro	L	Wika	232.5	6.0	7.70
13	PI-106	100	Indicador de presión	Condensado	2"-CL-101-M1-PP	A.I.	107	Acero inoxidable	1	Manómetro	L	Wika	PGS23.1x0	147.2	4.42
14	PI-107 A	200	Indicador de presión	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Manómetro	L	Wika	232.5	29.2	8.00
15	PI-107 B	200	Indicador de presión	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Manómetro	L	Wika	232.5	29.2	8.00
16	PDI-101	200	Indicador de presión diferencial	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS/12"- CHW-104-M1-PS	A.I.	117	Acero inoxidable	1	Manómetro diferencial	L	Wika	DPGS43.1x0	6.0/11.0	4.5/3.7
17	TT-101/ TC-101	200	Transmisor/ Controlador de temperatura	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	A.I.	114	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	55	6	2.73
18	TT-102	200	Transmisor de temperatura	Agua subenfriada	12"-CHW-104-M1-PS	A.I.	119	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	55	11	3.23
19	TI-103	200	Indicador de temperatura	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	29.2	2.20
20	TI-104	100	Indicador de temperatura	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	34.1	0.89
21	TI-105	100	Indicador de temperatura	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-103-M1-H	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	76.8	0.88
22	TI-106	100	Indicador de temperatura	Agua +LiBr (63%)	10"-P-104-M1-PP	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	98	0.10
23	TI-107	100	Indicador de temperatura	Agua +LiBr (63%)	10"-P-105-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	49.2	0.09
24	TI-108	100	Indicador de temperatura	Agua de refrigeración	12"-CWR-103-M1	A.I.	-	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	R5502	33.5	4.60
25	TI-109	100	Indicador de temperatura	Agua de refrigeración	12"-CWR-104-M1	A.I.	108	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetálico	L	Wika	55	37.2	3.10

	TAG	P&ID	Descripción	Producto	Especificación línea/ equipo	Señal	Número de la señal	Material	Diámetro	Tipo de instrumento	Estado	Fabricante	Modelo	Temperatura de operación	Presión de operación
26	TI-110	-	Indicador de temperatura	Aire	Zona limpia antes de la entrada al compresor	A.I.	122	Acero inoxidable	1	Termómetro bimetalico	L	Wika	55	10	1.03
27	FI-101	200	Indicador de caudal	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	A.I.	110	SS 316 L	12	Presión diferencial	L	Rosemount	2051CFC Compact Flowmeter	29.2	8.00
28	FI-102	200	Indicador de caudal	Agua subenfriada	12"-CHW-104-M1-PS	A.I.	118	SS 316 L	12	Presión diferencial	L	Rosemount	2051CFC Compact Flowmeter	11	3.23
29	FI-103	100	Indicador de caudal	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1/M2-H	A.I.	106	SS 316 L	6	Presión diferencial	G	Rosemount	2051CFC Compact Flowmeter	147.2	4.42
30	JT-101	100	Amperímetro	-	PM-101 A	A.I.	101	-	-	-	-	-	-	-	-
31	JT-102	100	Amperímetro	-	PM-101 B	A.I.	102	-	-	-	-	-	-	-	-
32	JT-103	200	Amperímetro	-	PM-102 A	A.I.	115	-	-	-	-	-	-	-	-
33	JT-104	200	Amperímetro	-	PM-102 B	A.I.	116	-	-	-	-	-	-	-	-
34	JT-105	200	Amperímetro	-	PM-104 A	A.I.	120	-	-	-	-	-	-	-	-
35	JT-106	200	Amperímetro	-	PM-104 B	A.I.	121	-	-	-	-	-	-	-	-
36	RO-101 A	100	Placa de orificio	Agua +LiBr (58%)	2" 1/2-P-102-M1	-	-	Acero inoxidable	3/7	-	L	Hermetic Pumpen	-	34.1	1.28
37	RO-101 B	100	Placa de orificio	Agua +LiBr (58%)	2" 1/2-P-102-M1	-	-	Acero inoxidable	3/7	-	L	Hermetic Pumpen	-	34.1	1.28

Tabla XVIII.5. Listado de válvulas.

	TAG	P&ID	Descripción	Fluido	Especificación de la línea	Función	Tipo	Material	Diámetro	Estado	Fabricante	Modelo	Peso	Posición fallo	Temperatura de operación	Presión de operación	Señal	Número de la señal
									in				kg		°C	bar a		
1	VM-101	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	10	L	Orbinox	EX	44.0	-	34.1	0.007	-	-
2	VM-102	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	0.007	-	-
3	VM-103	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	1.88	-	-
4	VM-104	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	10	L	Orbinox	EX	44.0	-	34.1	1.88	-	-
5	VM-105	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	10	L	Orbinox	EX	44.0	-	34.1	0.007	-	-
6	VM-106	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	0.007	-	-
7	VM-107	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	1.88	-	-
8	VM-108	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	10	L	Orbinox	EX	44.0	-	34.1	1.88	-	-
9	VM-109	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	2 1/2	L	Orbinox	EX	8.0	-	34.1	1.88	-	-
10	VM-110	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	1.88	-	-
11	VM-111	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Reguladora	Globo	AC	2 1/2	L	Saidi	WCB/F6	20.9	-	34.1	1.88	-	-
12	VM-112	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	1.28	-	-
13	VM-113	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	2 1/2	L	Orbinox	EX	8.0	-	34.1	1.28	-	-
14	VM-114	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	8"-P-105-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	8	L	Orbinox	EX	30.0	-	76.8	0.101	-	-
15	VM-115	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	8"-P-105-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	76.8	0.101	-	-
16	VM-116	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	8"-P-105-M1	Reguladora	Globo	AC	8	L	Saidi	WCB/F6	141.3	-	76.8	0.101	-	-
17	VM-117	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	8"-P-105-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	44.4	0.007	-	-
18	VM-118	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	8"-P-105-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	8	L	Orbinox	EX	30.0	-	44.4	0.007	-	-
19	VM-119	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	4	L	Orbinox	EX	11.0	-	45.0	0.101	-	-
20	VM-120	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	45.0	0.101	-	-
21	VM-121	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Reguladora	Globo	AC	4	L	Saidi	WCB/F6	40.6	-	45.0	0.101	-	-
22	VM-122	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	2.0	0.007	-	-
23	VM-123	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	4	L	Orbinox	EX	11.0	-	2.0	0.007	-	-
24	VM-124	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	Instrumentación G-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	98.0	0.101	-	-
25	VM-125	100	Válvula manual	Agua +LiBr (63%)	Instrumentación G-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	98.0	0.101	-	-
26	VM-126	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	Instrumentación E-102	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	45.0	0.101	-	-
27	VM-127	100	Válvula manual	Agua (refrigerante)	Instrumentación E-102	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	45.0	0.101	-	-
28	VM-128	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Bloqueo	Compuerta	AC	6	G	Orbinox	EX	18.0	-	150.0	4.42	-	-
29	VM-129	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Purga	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	150.0	4.42	-	-
30	VM-130	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Bloqueo	Compuerta	AC	6	G	Orbinox	EX	18.0	-	150.0	4.42	-	-
31	VM-131	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Purga	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	150.0	4.42	-	-
32	VM-132	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Reguladora	Globo	AC	6	G	Saidi	WCB/F6	76.2	-	150.0	4.42	-	-
33	VM-133	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Purga	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	150.0	4.42	-	-
34	VM-134	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Bloqueo	Compuerta	AC	6	G	Orbinox	EX	18.0	-	150.0	4.42	-	-
35	VM-135	100	Válvula manual	Vapor de baja presión	2"-SL-102-M1-PP	Bloqueo	Compuerta	AC	2	L/G	Orbinox	EX	7.0	-	150.0	4.42	-	-
36	VM-136	100	Válvula manual	Condensado	2"-SL-102-M1-PP	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	147.2	4.42	-	-
37	VM-137	100	Válvula manual	Condensado	1"-CL-102-M1-PP	Reguladora	Bola	AC	2	L	Saidi	WCB/F6	14.6	-	147.2	4.42	-	-
38	VM-138	100	Válvula manual	Condensado	1"-CL-102-M1-PP	Bloqueo	Compuerta	AC	2	L/G	Orbinox	EX	7.0	-	147.2	4.42	-	-

	TAG	P&ID	Descripción	Fluido	Especificación de la línea	Función	Tipo	Material	Diámetro	Estado	Fabricante	Modelo	Peso	Posición fallo	Temperatura de operación	Presión de operación	Señal	Número de la señal
39	VM-139	100	Válvula manual	Condensado	2"-CL-101-M1-PP	Bloqueo	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	147.2	4.42	-	-
40	VM-140	100	Válvula manual	Condensado	2"-CL-101-M1-PP	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	147.2	4.42	-	-
41	VM-141	100	Válvula manual	Condensado	2"-CL-101-M1-PP	Reguladora	Globo	AC	2	L	Saidi	WCB/F6	14.6	-	147.2	4.42	-	-
42	VM-142	100	Válvula manual	Condensado	2"-CL-101-M1-PP	Bloqueo	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	147.2	4.42	-	-
43	VM-143	100	Válvula manual	Vapor de agua	G-101	Instrumentación	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	98.0	0.101	-	-
44	VM-144	100	Válvula manual	Vapor de agua	G-101	Conexión equipo	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	98.0	0.101	-	-
45	VM-145	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	8.00	-	-
46	VM-146	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	8.00	-	-
47	VM-147	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Reguladora	Globo	AC	12	L	Saidi	WCB/F6	347.1	-	29.2	8.00	-	-
48	VM-148	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	8.00	-	-
49	VM-149	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	8.00	-	-
50	VM-150	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	6.0	2.68	-	-
51	VM-151	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	2.68	-	-
52	VM-152	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	7.72	-	-
53	VM-153	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	6.0	7.72	-	-
54	VM-154	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	6.0	2.68	-	-
55	VM-155	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	2.68	-	-
56	VM-156	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	7.72	-	-
57	VM-157	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	6.0	7.72	-	-
58	VM-158	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Purga	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	7.6	-	6.0	7.72	-	-
59	VM-159	200	Válvula manual	Agua subenfriada	4"-CHW-103-M1-PS	Reguladora	Globo	AC	4	L	Saidi	WCB/F6	40.6	-	6.0	7.72	-	-
60	VM-160	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	5.50	-	-
61	VM-161	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-104-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	11.0	4.67	-	-
62	VM-162	200	Válvula manual	Agua subenfriada	6"-CHW-100-M1	Reguladora	Globo	AC	6	L	Saidi	WCB/F6	76.2	-	20.0	3.00	-	-
63	VM-163	200	Válvula manual	Vapor de agua	A-101	Instrumentación	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	44.4	0.007	-	-
64	VM-164	200	Válvula manual	Vapor de agua	A-101	Conexión equipo	Bola	AC	1	G	Saidi	F14D	4.3	-	44.4	0.007	-	-
65	VM-165	200	Válvula manual	Agua (refrigerante)	Instrumentación E-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	2.0	0.007	-	-
66	VM-166	200	Válvula manual	Agua (refrigerante)	Instrumentación E-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	2.0	0.007	-	-
67	VM-167	200	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	Instrumentación A-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	34.1	0.007	-	-
68	VM-168	200	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	Instrumentación A-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	34.1	0.007	-	-
69	VM-169	200	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-100-M1	Reguladora	Globo	AC	4	L	Saidi	WCB/F6	40.6	-	20.0	1.50	-	-
70	VM-170	100	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-113-M1	Reguladora	Globo	AC	4	L	Saidi	WCB/F6	40.6	-	34.1	1.88	-	-
71	VM-171	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	2.20	-	-
72	VM-172	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	2.20	-	-
73	VM-173	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	2.20	-	-
74	VM-174	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	2.20	-	-
75	VM-175	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	8.00	-	-
76	VM-176	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	8.00	-	-
77	VM-177	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	2.20	-	-
78	VM-178	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-101-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	2.20	-	-

	TAG	P&ID	Descripción	Fluido	Especificación de la línea	Función	Tipo	Material	Diámetro	Estado	Fabricante	Modelo	Peso	Posición fallo	Temperatura de operación	Presión de operación	Señal	Número de la señal
79	VM-179	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	29.2	8.00	-	-
80	VM-180	200	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	29.2	8.00	-	-
81	VM-181	100	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-104-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	37.3	2.50	-	-
82	VM-182	100	Válvula manual	Agua de refrigeración	12"-CWR-104-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	37.3	2.50	-	-
83	VM-183	300	Válvula manual	Agua de refrigeración	2"-P-113-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	37.3	2.50	-	-
84	VM-184	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-113-M1	Bloqueo	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	34.1	1.28	-	-
85	VM-185	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-113-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	20.0	1.03	-	-
86	VM-186	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	Instrumentación TK-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	20.0	1.03	-	-
87	VM-187	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	Instrumentación TK-101	Instrumentación	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	20.0	1.03	-	-
88	VM-188	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-100-M1	Bloqueo	Bola	AC	2	L	Saidi	F14D	11.4	-	20.0	1.03	-	-
89	VM-189	300	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	2"-P-100-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	20.0	1.03	-	-
90	VM-190	200	Válvula manual	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	10	L	Orbinox	EX	44.0	-	34.1	0.01	-	-
91	VM-191	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Bloqueo	Compuerta	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	-	6.0	2.68	-	-
92	VM-192	200	Válvula manual	Agua subenfriada	12"-CHW-101-M1-PS	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	6.0	2.68	-	-
93	VM-193	200	Válvula manual	Agua desmineralizada	4"-CHW-100-M1	Reguladora	Globo	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	20.0	2.20	-	-
94	VM-194	200	Válvula manual	Agua (refrigerante)	1"-P-114-M1	Bloqueo	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	2.0	0.01	-	-
95	VM-195	200	Válvula manual	Agua (refrigerante)	1"-P-114-M1	Purga	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	2.0	0.01	-	-
96	VM-196	200	Válvula manual	Agua (refrigerante)	1"-P-114-M1	Bloqueo	Bola	AC	1	L	Saidi	F14D	4.3	-	2.0	0.01	-	-
97	VM-197	200	Válvula manual	Aire	2"-P-115-M1	Bloqueo	Compuerta	AC	2	L	Orbinox	EX	6.3	-	20.0	-	-	-
98	VC-101	100	Válvula check	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Antirretorno	Check	AC	10	L	Check all	F1	-	-	34.1	0.007	-	-
99	VC-102	100	Válvula check	Agua +LiBr (58%)	10"-P-101-M1	Antirretorno	Check	AC	10	L	Check all	F1	-	-	34.1	0.007	-	-
100	VC-103	100	Válvula check	Condensado	1"-CL-102-M1-PP	Antirretorno	Check	AC	1	L	Check all	F1	-	-	147.2	4.42	-	-
101	VC-104	200	Válvula check	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Antirretorno	Check	AC	12	L	Check all	F1	-	-	6.0	7.72	-	-
102	VC-105	200	Válvula check	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Antirretorno	Check	AC	12	L	Check all	F1	-	-	6.0	7.72	-	-
103	VC-106	200	Válvula check	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Antirretorno	Check	AC	12	L	Check all	F1	-	-	29.2	8.00	-	-
104	VC-107	200	Válvula check	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Antirretorno	Check	AC	12	L	Check all	F1	-	-	29.2	8.00	-	-
105	VC-108	100	Válvula check	Agua de refrigeración	12"-CWR-104-M1	Antirretorno	Check	AC	12	L	Check all	F1	-	-	37.3	2.50	-	-
106	LCV-101	100	Válvula de control	Agua +LiBr (58%)	2"1/2-P-102-M1	Reguladora	Diafragma	AC	2	L	Saunders	Tipo A	7.7	Abierta	34.1	1.88	A.O.	101
107	LCV-102	100	Válvula de control	Agua +LiBr (62%)	8"-P-105-M1	Reguladora	Diafragma	AC	4	L	Saunders	Tipo A	15.0	Abierta	49.2	0.101	A.O.	102
108	TCV-103	100	Válvula de control	Agua (refrigerante)	4"-P-107-M1	Reguladora	Diafragma	AC	1 1/4	L	Saunders	Tipo A	4.0	Abierta	45.0	0.101	A.O.	104
109	LCV-103	100	Válvula de control	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Reguladora	Globo	AC	6	G	Masoneilan	Serie 10000	59.0	Cerrada	147.2	4.42	A.O.	103
110	PCV-101	200	Válvula de control	Agua de refrigeración	12"-CWR-102-M1	Reguladora	Globo	AC	12	L	Masoneilan	Serie 10000	149.0	Abierta	29.2	8.00	A.O.	105
111	ABV-1	100	Válvula automática	Vapor de baja presión	6"-SL-101-M1-H	Bloqueo	Tajadera	AC	6	G	Orbinox	EX	18.0	Cerrada	150.0	4.42	D.O.	103
112	ABV-2	200	Válvula automática	Agua subenfriada	12"-CHW-102-M1-PS	Bloqueo	Tajadera	AC	12	L	Orbinox	EX	58.0	Cerrada	6.0	5.50	D.O.	106

A.XIX. ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA

XIX.1. Estimación de los costes

XIX.1.1. Coste de los equipos principales

Primeramente se evalúa el coste de inversión considerando el precio de los equipos principales de la planta y aplicando un factor de instalación para cada equipo. Este factor incluye también el coste de material y mano de obra necesarios para la colocación de tuberías, electricidad, aire de instrumentos e instrumentación requeridos para el funcionamiento adecuado del equipo principal.

- Intercambiadores de calor

El coste de los equipos de intercambio de calor se obtiene del programa *Aspen EDR* ya que la opción de diseño de equipos ofrece una estimación económica de los precios de cada intercambiador. Para el absorbedor, el condensador, el evaporador, el generador y el banco de tubos se utilizan únicamente los precios de los haces tubulares. En lo que se refiere al intercambiador intermedio se emplea el precio total.

- Recipientes

El coste de las carcasas generador/condensador y absorbedor/evaporador y del tanque de almacenamiento de la mezcla H₂O/LiBr se calcula mediante la siguiente ecuación para tanques horizontales⁴⁵.

$$Coste = F_M \cdot C_b + C_a \quad (XIX.1)$$

Dónde:

$$C_b = 1.218 \cdot \exp [8.571 - 0.2330 \cdot \ln W + 0.0433 \cdot (\ln W)^2] \quad (XIX.2)$$

$$C_a = 300 \cdot D^{0.7396} \quad (XIX.3)$$

F_M es el factor del material que vale 1.0 ya que los equipos son de acero al carbono.

⁴⁵ Couper, James R. *Chemical process equipment: selection and design*. Butterworth-Heinenn, UK, 2009, p. 724.

- Bombas

La unidad de refrigeración por absorción requiere 4 bombas para su funcionamiento normal. En general, las bombas se encuentran duplicadas para garantizar el desarrollo de las actividades. La excepción es la bomba de recirculación de refrigerante en el evaporador, la cual asegura que los tubos se encuentren mojados; con todo, aunque se considera que esto mejora la eficiencia del equipo se entiende que el resto del sistema puede seguir funcionando perfectamente sin esta bomba en caso de fallo.

El coste de las bombas centrífugas necesarias en el proceso se calcula mediante la siguiente ecuación⁴⁶.

$$\text{Coste} = F_M \cdot F_T \cdot C_b \quad (\text{XIX.4})$$

Dónde:

$$C_b = 1.39 \cdot \exp [8.833 - 0.6019 \cdot (\ln Q \cdot \sqrt{H}) + 0.051 \cdot (\ln Q \cdot \sqrt{H})^2] \quad (\text{XIX.5})$$

$$F_T = \exp[b_1 + b_2 \cdot (\ln Q \cdot \sqrt{H}) + b_3 \cdot (\ln Q \cdot \sqrt{H})^2] \quad (\text{XIX.6})$$

Los coeficientes b_x son función del número de etapas y de las revoluciones de la bomba.

XIX.1.1.1 Coste total de los equipos principales

Es importante mencionar que la versión de *Aspen EDR* utilizada es del año 2014 y el año de publicación del libro de referencia el 2009 y por esto se han tenido que actualizar los precios en base al *Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI)*⁴⁷ del 2015. Además, los precios se dan en dólares americanos y se ha hecho la conversión a euros en función del valor promedio del cambio de divisas también del año 2015, según el cual 1 euro vale 1.10⁴⁸ dólares americanos.

Finalmente se determina el coste total de los equipos principales de la unidad de refrigeración a partir de los resultados obtenidos. El coste total de la unidad también sirve de base para el

⁴⁶ Couper, James R. *Chemical process equipment: selection and design*. Butterworth-Heinen, UK, 2009, p. 724.

⁴⁷ *Chemical Engineering Journal*. Essentials for the CPI Professional, vol.123, n° 4, abril 2016.

⁴⁸ <http://es.investing.com/currencies/eur-usd-historical-data>. Consultada el 05/05/2016 a las 12:12.

cálculo de una serie de parámetros involucrados en la determinación de la viabilidad del proyecto. Los resultados se presentan en la tabla a continuación.

Tabla XIX.1. Coste total de los equipos principales.

	Coste original del equipo [\$]	Factor de instalación ⁴⁹	Coste del equipo instalado actualizado [€]
Evaporador	41,735.80	2.0	80,675.20
Condensador	15,975.50	2.0	30,880.60
Generador	19,980.13	2.0	38,621.55
Absorbedor	239,005.69	2.0	461,997.46
Intercambiador intermedio	32,775.22	2.0	63,354.42
Banco de tubos	26,103.13	2.0	50,457.30
Carcasa generador/condensador	54,431.66	2.8	146,844.01
Carcasa absorbedor/evaporador	164,731.09	2.8	444,406.34
Tanque de almacenamiento	39,549.91	2.8	106,696.51
P-101 A/B	7,538.57	2.0	13,764.46
P-102 A/B	16,073.59	2.0	29,348.30
P-103	4,168.78	2.0	7,611.66
P-104 A/B	23,599.84	2.0	43,090.26
Total			1,517,748.07

XIX.1.2. Estimación de costes externos

Los costes externos incluyen los costes de adiciones que se deben hacer en la infraestructura del lugar donde se emplazará la planta o unidad de proceso. Estos costes normalmente se encuentran en un intervalo de 10 a 100%⁵⁰ de los costes de la planta dependiendo del alcance del proyecto y su impacto en la infraestructura local.

En este caso se selecciona el porcentaje mínimo para la estimación de los costes externos ya que se trata de una modificación en la unidad de Cogeneración II y se supone que toda la infraestructura necesaria ya está disponible, implicando únicamente en trabajos de ampliación y conexión.

⁴⁹ Couper, James R. *Chemical process equipment: selection and design*. Butterworth-Heinen, UK, 2009, p. 726.

⁵⁰ Sinnott, Ray; Towler, Gavin. *Diseño en Ingeniería Química*. 5ª Ed, Reverté, España, 2012, p. 294.

XIX.1.3. Costes de gestión de proyecto e ingeniería

Los costes de de gestión de proyecto e ingeniería son directamente proporcionales al tamaño del proyecto y se estiman en base a su alcance. Generalmente, en las primeras etapas del diseño se considera el coste de gestión e ingeniería como el 10%⁵¹ del coste de la planta.

XIX.1.4. Costes de producción

Al tratarse de una unidad auxiliar de producción de frío los costes de producción son bastante reducidos. No hay consumo materias primas para transformarlas en productos y los únicos costes de producción son los derivados del consumo de *utilities*, exceptuando el vapor de baja presión, el cual se considera excedente y el agua de refrigeración, que se utiliza parte del retorno a las torres, de modo que se considera que no presentan ningún coste.

- Consumo de *utilities*

En la tabla a continuación se presentan los gastos de operación debido al consumo de *utilities*.

Tabla XIX.2. Gastos derivados del consumo de *utilities*.

	Consumo	Coste anual [€]
Vapor de baja presión [T/h]	5.07	0.00
Electricidad [kW]	8.6	4,128.00
Aire de instrumentos [Nm ³]	-	-
Nitrógeno [Nm ³]	-	-
Agua de refrigeración [m ³ /h]	570	0.00
Agua desmineralizada [m ³]	800	1,080.00

XIX.1.5. Costes de trabajo de operación

Se considera que no es necesario aumentar la plantilla de personal de operación en la zona ya que la unidad se ha diseñado para trabajar con un alto grado de automatización, requiriendo únicamente cierta supervisión del personal ya disponible.

⁵¹ Sinnott, Ray; Towler, Gavin. *Diseño en Ingeniería Química*. 5ª Ed, Reverté, España, 2012, p. 295.

XIX.1.6. Costes de mantenimiento y seguros

Los costes de mantenimiento incluyen los materiales y los trabajos necesarios para llevar a cabo las actividades de prevención y reparación de fallos de la unidad. También se tienen en cuenta los seguros necesarios. Inicialmente se estiman estos costes como el 3% del coste de la planta más la inflación prevista cada año.

XIX.1.7. Gastos imprevistos

Los gastos imprevistos son costes extras añadidos en el presupuesto de la inversión para tener en cuenta las variaciones en la estimación de los costes. Considerando que la estimación inicial presenta un importante nivel de incertidumbre, los costes imprevistos ayudan a cubrir cambios en el alcance del proyecto, variaciones en los precios y fluctuaciones monetarias, entre otros factores. Inicialmente, se asumen los gastos imprevistos como el 10%⁵² del coste de la planta.

XIX.2. Estimación de los ingresos

Al tratarse de una unidad auxiliar destinada a realizar una operación para aumentar el rendimiento de la planta principal, el sistema de refrigeración por absorción no tiene ingresos directos. No obstante, se considera el incremento de los ingresos debido al aumento de producción de energía eléctrica y su consiguiente venta como los ingresos derivados del proyecto para proceder a determinar su viabilidad económica..

Debido a las fluctuaciones del mercado eléctrico es necesario estimar anualmente los ingresos esperados en base a los precios presentados en la tabla a continuación. Para la estimación inicial se considera un incremento de 0.7% de la potencia generada en la turbina de gas.

⁵² Sinnott, Ray; Towler, Gavin. *Diseño en Ingeniería Química*. 5ª Ed, Reverté, España, 2012, p. 295

Tabla XIX.3. Precios estimados en €/MWh para la venta de electricidad en los próximos 10 años.

	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
Mínimo	48.30	49.20	50.10	51.00	51.90	52.80	53.80	54.90	56.00	57.10
Medio	67.00	73.10	78.20	83.70	85.90	87.80	89.70	91.90	94.00	92.60
Máximo	87.10	95.03	101.66	108.81	111.67	114.14	116.61	119.47	122.20	68.38

XIX.3. Determinación de la rentabilidad de la inversión

En la tabla XIX.4 se recogen todos los costes estimados así como los ingresos medios esperados en el proyecto.

Tabla XIX.4. Costes e ingresos estimados de la unidad de refrigeración por absorción.

	Unidad	Valor
Coste de equipos principales	k€	1,517.8
Coste externos	k€	151.8
Costes de gestión de proyecto e ingeniería	k€	151.8
Costes de producción	k€/año	5.2
Costes de trabajo de operación	k€/año	0.0
Costes de mantenimiento medio	k€/año	63.8
Gastos imprevistos	k€	151.8
Ingresos medios	k€/año	643.2

Una vez conocida la inversión inicial total se decide que su amortización se debe realizar de forma lineal en un periodo de 10 años. El valor a amortizar cada año se define como:

$$Amortización = \frac{Inversión\ inicial - valor\ residual}{10} \quad (XIX.7)$$

Donde el valor residual se toma como cero. También se calculan los beneficios antes (BAI) y después del pago de impuestos (BDI) y los flujos de caja (CF) utilizando las ecuaciones a continuación. Se considera que la razón de impuestos sobre la renta es 30%.

$$BAI = Ingresos - (Despesas - Amortización) \quad (XIX.8)$$

$$Impuestos = BAI \cdot 0.30 \quad (XIX.9)$$

$$BDI = BAI - Impuestos \quad (XIX.10)$$

$$CF = Amortización + BDI \quad (XIX.11)$$

En la tabla a continuación se muestran los resultados obtenidos.

Tabla XIX.5. Valores de los parámetros calculados en los próximos 10 años.

Año	Amortización [k€/año]	BAI [k€/año]	BDI [k€/año]	Flujo de caja [k€]
0				-1,973.07
1	197.30	274.37	192.06	124.75
2	197.30	322.29	225.60	131.06
3	197.30	362.13	253.49	137.30
4	197.30	405.10	283.57	143.46
5	197.30	421.65	295.15	149.61
6	197.30	435.78	305.04	155.74
7	197.30	449.89	314.92	162.65
8	197.30	466.38	326.47	170.34
9	197.30	482.05	337.44	178.01
10	197.30	149.66	104.76	185.66

Los flujos de caja son la base para el cálculo del valor actual neto y de la tasa interna de retorno ya que consisten en la acumulación neta de activos líquidos en un periodo determinado y constituyen un indicador importante de la liquidez de la inversión.

XIX.3.1. Valor actual neto

El valor actual neto (VAN) es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros originados por una inversión. Consiste en descontar al momento actual todos los flujos de caja, actualizándolos mediante una tasa. Se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$VAN = -Inversión\ inicial + \sum_{n=1}^{10} \frac{CF}{(1+k)^n} \quad (XIX.12)$$

Donde k es el tipo de interés aplicado, también conocida como tasa de descuento, el cual presenta el valor de 10.75% según datos facilitados por Repsol.

XIX.3.2. Tasa interna de retorno

La tasa interna de retorno (TIR) de una inversión es la media geométrica de los rendimientos futuros esperados. También se entiende como la tasa de descuento con la que el valor actual neto es igual a cero. De modo que la TIR se utiliza como indicador de la rentabilidad de un proyecto y uno de los criterios para decidir sobre la aceptación o rechazo de una inversión.

XIX.3.3. Tiempo de retorno de la inversión

El cálculo del tiempo de retorno de la inversión (TRI) consiste básicamente en determinar el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial mediante de los flujos de caja. Se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$\text{Tiempo de retorno} = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Flujo de caja}} \quad (\text{XIX.13})$$

XIX.4. Estimación de los costes II

XIX.4.1. Coste de los equipos principales II

Se selecciona una máquina de refrigeración por absorción comercial de la marca BROAD⁵³ modelo BDS 200 con una capacidad frigorífica de 2326 kW. El fabricante también suministra el set de bombas necesario para la operación del equipo. Los precios de la unidad de refrigeración utilizando un equipo comercial se presentan en la tabla a continuación.

Tabla XIX.6. Precios de los equipos de la unidad de producción de frío utilizando una máquina de refrigeración por absorción comercial.

	Coste unitario en 2015 [€]	Factor de instalación ⁵⁴	Coste de equipo instalado actualizado [€]
Máquina de refrigeración por absorción	218,694.47	1.5	328,041.71
Set de bombas	61,234.45	1.5	91,851.68
Banco de tubos	25,228.65	2.0	50,457.30
Tanque de almacenamiento	38,105.89	2.8	106,696.51
Total	305,157.58		577,047.19

⁵³<http://www.gqsltd.co.uk/BROAD%20X%20Absorption%20Chiller%20Model%20Selection%20%20Design%20Manual%20>. Consultada el 09/05/2016 a las 22:55.

⁵⁴ Couper, James R. *Chemical process equipment: selection and design*. Butterworth-Heinen, UK, 2009, p. 726.

XIX.5. Determinación de la rentabilidad de la inversión II

En la tabla XIX.7 se recogen todos los costes estimados así como los ingresos esperados en esta opción del proyecto. Para la estimación de los demás costes se han seguido los mismos pasos detallados anteriormente.

Tabla XIX.7. Costes e ingresos estimados de la unidad de refrigeración por absorción.

	Unidad	Valor
Coste de equipos principales	k€	577.1
Coste externos	k€	57.7
Costes de gestión de proyecto e ingeniería	k€	57.7
Costes de producción	€/año	5.2
Costes de trabajo de operación	€/año	0.00
Costes de mantenimiento	€/año	23.1
Gastos imprevistos	k€	18.6
Ingresos medios	€/año	643.2

En base a la tabla anterior se percibe que al disminuir el coste de los equipos principales todos los demás costes también se ven reducidos ya que son porcentajes del coste de la unidad. A continuación se muestran los beneficios antes y después de impuestos y los flujos de caja calculados para esta opción de inversión.

Tabla XIX.8 Valores de los parámetros calculados en los próximos 10 años.

Año	Amortización [k€/año]	BAI [k€/año]	BDI [k€/año]	Flujo de caja [k€]
0				-577.05
1	57.70	455.85	319.10	376.80
2	57.70	504.40	353.08	410.78
3	57.70	544.92	381.45	439.15
4	57.70	588.63	412.04	469.74
5	57.70	605.92	424.14	481.85
6	57.70	620.81	434.57	492.27
7	57.70	635.69	444.98	502.69
8	57.70	652.97	457.08	514.78
9	57.70	669.44	468.61	526.31
10	57.70	337.86	236.50	294.21

XIX.6. Análisis de sensibilidad

A continuación se lleva a cabo el análisis de sensibilidad de la inversión para poder examinar los efectos de las incertidumbres en las previsiones de la viabilidad del proyecto. Los parámetros analizados son:

- Porcentaje de incremento de la potencia generada en la turbina de gas

Según estudios realizados se estima que por cada grado de descenso en la temperatura del aire de admisión se incrementa entre 0.5 y 0.9% la potencia generada por las turbinas de gas⁵⁵. Este margen de incremento en la potencia generada puede provocar cambios importantes en los ingresos conseguidos.

- Precio de venta de la electricidad generada

El precio de venta de la electricidad generada también puede variar según las fluctuaciones del mercado como se ha mostrado en la tabla XIX.3, modificando la rentabilidad de la inversión.

Mediante la variación de estos dos parámetros se obtienen los resultados presentados en la tabla a continuación.

Tabla XIX.9. Resultados del análisis de sensibilidad.

		Incremento de la potencia generada [%]	0.5	0.7	0.9
		Electricidad adicional generada [MWh]	5,715	8,001	10,287
Precio de venta mínimo	VAN [k€]	658.9	1,151.3	1,643.8	
	TIR [%]	33.2	47.8	61.7	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	2.9	2.1	1.6	
Precio de venta medio	VAN [k€]	1,321.4	2,078.9	2,836.5	
	TIR [%]	51.5	71.4	90.7	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	2.0	1.5	1.2	
Precio de venta máximo	VAN [k€]	1,394.0	2,180.6	2,967.1	
	TIR [%]	56.5	79.7	102.8	
	Tiempo de retorno de la inversión [años]	1.8	1.2	1.1	

⁵⁵ Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Evely. *Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry*. Applied Thermal Engineering 50, 201, p. 918-931.