# CAPÍTULO 3

## CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO


**3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES**

**3.2 - CONDICIONES DE OPERACIÓN**

**3.3 - CÁLCULO DE LAS CONDICIONES INTERNAS DE FUNCIONAMIENTO**

**3.4 - CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

3.4.1 - ABSORBEDOR (AB)
3.4.2 - CONDENSADOR DE BAJA (C2)
3.4.3 - EVAPORADOR (E)
3.4.4 - GENERADOR DE ALTA (G1)
3.4.5 - GENERADOR DE BAJA (G2)
3.4.6 - INTERCAMBIADORES SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (IC1 Y IC2)

**3.5 - SELECCIÓN DEL COMPRESOR**

**3.6 - SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES AUXILIARES**

3.6.1 - BOMBAS DE RECIRCULACIÓN
3.6.2 - BOMBA DE PURGA
3.6.3 - PURGADOR DE CONDENSABLES
3.6.4 - BOQUILLAS DE ASPERSIÓN
3.6.5 - SEPARADORES DE GOTAS
3.6.6 - VÁLVULA DE REGULACIÓN DE CAUDAL

**3.7 - DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO**

## 3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES

En relación con los equipos de compresión mecánica de vapor, los de absorción requieren un mayor número de componentes para su funcionamiento, y por otra parte, no es posible invertir la funcionalidad del evaporador y del condensador como en el caso de los equipos de compresión de vapor. Así pues, si se pretende acondicionar un habitáculo que pueda requerir frío o calor mediante un equipo de absorción, es preciso disponer de un sistema que permita intercambiar las corrientes que comunican con el interior de la vivienda, el equipo de absorción y el sistema de intercambio térmico con el ambiente exterior.

Debido a que el prototipo utilizará metanol como refrigerante, se descarta el uso de unidades de expansión directa para evitar posibles riesgos de toxicidad o de deflagración en el interior de la vivienda. De esta forma, la solución adoptada es el uso de circuitos cerrados de agua para la distribución de energía térmica en el interior de los edificios. En la Fig. 3.1, se presenta la configuración básica de los circuitos de agua que comunican el equipo de absorción, la unidades interiores de la vivienda y la batería exterior.

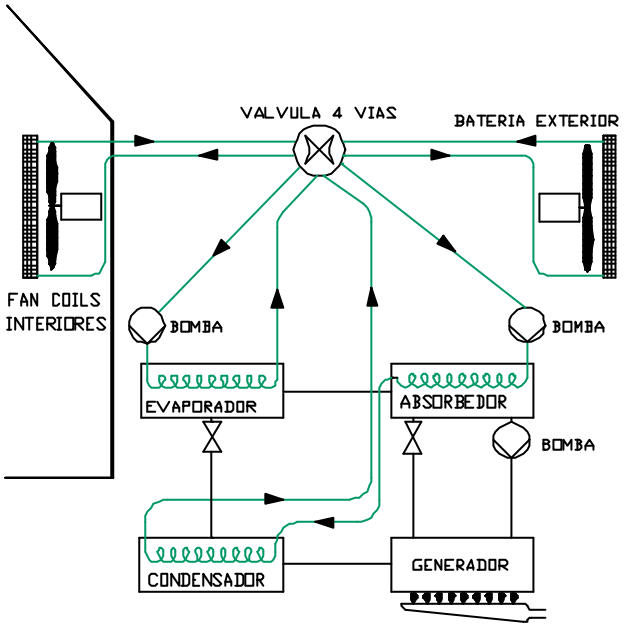


**Fig.3. 1** Configuración básica de climatización a partir de un equipo de absorción

Por otra parte, la viabilidad del equipo no depende únicamente de las atractivas prestaciones térmicas apuntadas por la simulación termodinámica, sino que el precio final de fabricación es también un punto clave. Por este motivo, y debido al mayor número de intercambiadores de calor que se requieren en un ciclo de absorción, es totalmente necesario utilizar intercambiadores de calor muy económicos. Además, estos intercambiadores de calor deben caracterizarse por unos coeficientes de transferencia de calor elevados, ya que como la conductividad térmica de los fluidos orgánicos es muy baja comparada con el agua o amoníaco, y por tanto la superficie de transferencia de calor puede resultar exageradamente grande y encarecer de forma desmesurada el precio de los intercambiadores de calor.

Otro motivo de la necesidad de altos coeficientes de transferencia de calor es la demanda de un equipo compacto y de poco peso para no tener limitaciones de su ubicación en una futura vivienda. Este interés en la reducción del volumen viene reforzado por la exigencia de minimizar el contenido de metanol en el interior del equipo para el cumplimiento de las normas relativas a toxicidad y seguridad, además de la correspondiente reducción de la inercia térmica del equipo y del incremento de sensación de confort por parte del usuario final.

A la vista de todas estas consideraciones, los intercambiadores de calor de placas aparecen como los más idóneos para esta aplicación. Entre dichos intercambiadores, los termosoldados ofrecen una mayor garantía de estanqueidad y además se evita el problema de compatibilidad del elastómero con el absorbente, ya que el TEGDME suele ser muy agresivo con la mayor parte de elastómeros.

Con el fin de justificar con más detalle, la opción del tipo de intercambiador seleccionado, a continuación se presenta las ventajas de éste en relación un intercambiador de carcasa y tubos:

a) Construcción compacta con un mínimo de material y espacio
b) Relativamente económicos
c) Altos coeficientes de transferencia de calor
d) Mayor capacidad de transmisión de calor por unidad de volumen
e) Alberga poco líquido en su interior
f) Mayor grado de fiabilidad en estanqueidad
g) Posibilidad de la configuración de flujos en contracorriente

Como se detalla más adelante, se han seleccionado dos modelos diferentes de intercambiadores de placas termosoldados de Alfa Laval: el CB300 para la zona de más baja presión debido al gran diámetro de su puerto de conexión, DN100, y el CB76 para el resto de intercambiadores en donde los caudales volumétricos son mucho más pequeños y pueden utilizarse conexiones de 2 pulgadas.

**Fig.3. 2** Imagen del CB76

| | |
|---|---|
| Altura | 618 mm |
| Anchura | 191 mm |
| Conexión | ISO-G2B |
| Presión máxima | 30 bar |
| Presión mínima | Vacío |
| Temperatura máxima | 225ºC |
| Temperatura mínima | -50ºC |
| Volumen por canal | 0.25 l |

**Tabla 3. 1** Características técnicas del CB76

**Fig.3. 3** Imagen del CB300

| | |
|---|---|
| Altura | 990 mm |
| Anchura | 365 mm |
| Conexión | PN16/DN100<br>PN25/DN65 |
| Presión máxima | 16 bar / 25 bar |
| Presión mínima | Vacío |
| Temperatura máxima | 225ºC |
| Temperatura mínima | -50ºC |
| Volumen por canal | 0.65 l |

**Tabla 3. 2** Características técnicas del CB300

En la Fig.3.2 se muestra una imagen general de un intercambiador de calor CB76, junto con la tabla 3.1 que contiene las características técnicas más relevantes de dicho intercambiador. De forma análoga, en la Fig. 3.3 se encuentra una imagen del CB300, y sus características técnicas en la tabla 3.2. Como puede comprobarse, las condiciones de operación del prototipo se hallan dentro del rango de operación indicado por el fabricante de estos intercambiadores.

Además de la selección del tipo de intercambiador por el diámetro de las conexiones, de la superficie de la placa y del número de placas, estos intercambiadores de calor poseen otro grado de libertad para su máxima adaptación a los requisitos de operación de cada caso. Este grado de libertad es el tipo de corrugado de la placa. Cuando el ángulo de abertura del corrugado es grande (Obtuse – tipo H), se obtienen la mayor eficiencia posible del intercambiador a expensas de una mayor pérdida de carga. Si se desea disminuir dicha pérdida de carga, existe la posibilidad de utilizar placas con un ángulo de corrugado más pequeño (Acute – tipo L), pero disminuyen los coeficientes de transferencia de calor a causa del menor grado de turbulencia generado por las placas. En la Fig. 3.4, se presentan los dos tipos de corrugado de las placas, así como el resultado obtenido al combinarlas entre ellas.

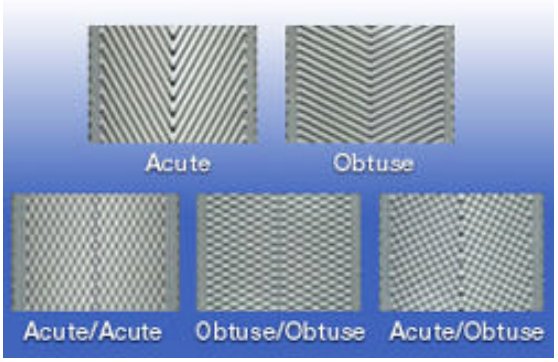


**Fig.3. 4** Tipo de corrugados en los intercambiadores de placas.

## 3.2 - CONDICIONES DE OPERACIÓN

A continuación se indican las condiciones de operación de las corrientes externas previstas durante el funcionamiento del prototipo, las cuales se utilizarán de base para determinar los flujos y potencias térmicas en el interior del prototipo, así como para la selección y dimensionado de los diferentes intercambiadores de calor.

***Evaporador (E)*** Las condiciones estándares de operación de una enfriadora de agua, es la obtención de una temperatura de agua fría a 7ºC, cuando a su entrada el agua se encuentra a 12ºC. Dada que la potencia frigorífica prevista es de 20 kW, y para estas condiciones de operación, el caudal de agua que debe fluir por el evaporador es aproximadamente de 1 kg/s. Para el caso de la operación en modo de bomba de calor, no se han especificado unas condiciones mínimas de operación, pero sería deseable su operación a temperaturas cercanas a los 0ºC. Además, como desde el punto de vista externo, la conmutación entre la operación en modo calefacción y en modo refrigeración solamente interviene las dos válvulas de cuatro vías, no se prevén cambios significativos en el caudal de agua que fluirá por el evaporador, y por tanto, se considera que dicho caudal será también de 1 kg/s.

***Absorbedor (AB)*** Como se pretende disipar el calor procedente de dicho componente mediante un sistema de aerorefrigeradores, el rango de temperatura previstas durante la operación en modo refrigeración para el agua se sitúa entre 30 y 45ºC, mientras que en la operación en modo calefacción dicho rango asciende entre 40 y 55ºC. De forma análoga al circuito del evaporador, el caudal de agua de refrigeración será similar en ambos modos de operación, e igual a 1 kg/s. A pesar que en los equipos de absorción de doble efecto accionados a vapor, el valor estándar de dicho caudal es de 0.072 l/s por kW frigorífico producido en el evaporador, lo que correspondería en este caso a 1.4 kg/s, se ha seleccionado un valor inferior debido a la previsión de una mayor eficiencia del ciclo, así como en la reducción del consumo eléctrico para la recirculación del agua en dicho circuito.

***Condensador (C2)*** Como consecuencia de la selección de un caudal bajo en la recirculación del agua de refrigeración, se considera oportuno la configuración serie del absorbedor (AB) y del condensador (C2) para no reducir excesivamente los coeficientes de transferencia de calor en dichos intercambiadores de calor. Así pues, el caudal de agua por dicha unidad será de 1 kg/s, con una temperatura de entrada de unos 5ºC superior que en el caso del absorberdor, ya que es preciso hacer fluir primero el agua por el absorber y después por el condensador, ante el bajo contenido de refrigerante en la solución rica en ambos modos de operación.

***Generador de alta (G1)*** Para analizar el funcionamiento del prototipo esta previsto utilizar inicialmente una caldera de vapor, y posponer de momento el uso de un sistema de accionamiento de llama directa. A priori y con el fin de evitar posibles problemas de degradación del absorbente, se limita la temperatura máxima de operación del generador de alta a 170ºC, lo que corresponde a una presión máxima de operación de la caldera de 8 bar.

## 3.3 - CÁLCULO DE LAS CONDICIONES INTERNAS DE FUNCIONAMIENTO

Para poder dimensionar correctamente cada uno de los componentes del ciclo, además de las condiciones de funcionamiento externas, es necesario conocer los flujos de materia y de energía que se desarrollarán en el interior del prototipo. Dichos valores se pueden obtener a partir de la simulación termodinámica realizada, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones en cada unidad:

***Evaporador (E)*** Para la obtención de una temperatura de salida del agua de 7ºC durante la operación en modo refrigeración, el evaporador no debería operar por debajo de los 5ºC, ya que entonces la presión en el interior de dicho componente sería inferior a los 5.1 kPa. Por otra parte, para una potencia frigorífica de 20 kW, se precisa un caudal de metanol de 67 kg/h. En cambio para la operación en modo calefacción, la temperatura de operación prevista es de 0ºC, lo que se traduce en una presión en el interior del evaporador de tan solo 3.7 kPa. Como en este modo de operación, la potencia que se precisa en este componente es de 9 kW, el caudal de metanol requerido es únicamente de 30 kg/h.

***Absorbedor (AB)***. La presión óptima de operación del absorbedor es 15 kPa cuando opera en la configuración de doble efecto y 10 kPa en simple efecto. Al operar a plena carga en modo refrigeración, el caudal de solución previsto es de 700 kg/h con una disipación térmica de 24 kW. Por otro lado, en la operación en modo de bomba de calor, dicho caudal asciende a 1300 kg/h, intercambiando una potencia térmica de 16 kW. Además, con el fin de obtener unas buenas prestaciones en dicho equipo, sería conveniente que el salto térmico entre la solución rica y el agua de refrigeración fuese inferior 5 ºC y que la pérdida de carga no fuese mayor de 1 kPa.

***Condensador (C2)*** La presión de trabajo prevista se sitúa entre 35 y 75 kPa, lo que equivale a una temperatura de condensación entre 40 y 57 ºC, siendo el caudal máximo a condensar de 35 kg/h durante la operación en modo refrigeración. En cuanto a la potencia térmica en la configuración en doble efecto es de 12 kW, mientras que la configuración en simple efecto desciende a 9 kW. Finalmente, sería conveniente que a la salida de este componente, el salto térmico no fuese superior a los 4ºC, ni que la pérdida de carga superase los 2 kPa, con el fin de no exceder la diferencia de 1ºC entre la temperatura de saturación del refrigerante a la entrada y la salida.

***Generador (G1)***. Las condiciones de operación del generador de alta varían en función del ciclo considerado. Así, cuando éste opera como generador de doble efecto, la presión de trabajo se situará entre 1.5 y 3.5 bar, con un caudal másico de 700 kg/h; mientras que al operar como generador para el ciclo de simple efecto, el rango de presiones es el mismo que para el condensador C2, es decir entre 55 y 75 kPa, y el caudal másico ronda los 1300 kg/h. El rango de temperaturas de operación se sitúa en ambos casos entre 120 y 160 ºC, requiriendo una potencia térmica de 15 kW en doble efecto y 13 kW en simple efecto. A nivel de diseño, sería recomendable que el salto térmico no fuera excesivo, es decir inferior a los 5ºC entre la temperatura de salida del generador de la solución y la temperatura de entrada del vapor de agua. Por otra parte, como los niveles de presión a los que opera dicho componente son elevados, no se prevén restricciones en cuanto a pérdida de carga, no obstante estas no deberían superar los 10 kPa, como máximo.

***Intercambiadores de solución-solución (IC1 y (IC2)*** Las condiciones de operación de estos intercambiadores son extremadamente amplias, ya que los niveles de temperatura, caudales, así como potencias intercambiadas se hallan altamente afectadas por las condiciones de operación externas. Así, al operar en modo refrigeración no se prevén caudales superiores a 700 kg/h, mientras que dicho caudal se duplica al operar en modo calefacción. Además, en la configuración de simple efecto, cada una de las corrientes pueden tener una variación a su paso por dicho intercambiador de casi 100ºC, intercambiando una potencia cercana a los 100 kW, mientras que en la operación en doble efecto, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida no supera los 60 ºC, con lo que la potencia térmica intercambiada se reduce a 40 kW. Por este motivo, se requiere un diseño de dichos intercambiadores de calor que permita obtener una eficacia superior al 90% en las diversas condiciones de operación, sin que la pérdida de carga sea superior a 50 kPa, con el fin de no sobrecargar excesivamente el trabajo de bombeo.

***Condensador de alta - Generador de baja (C1/G2)***. Aunque en dicho intercambiador únicamente se debe transferir una potencia térmica máxima de 10 kW, es necesario que el salto térmico entre las dos corrientes sea inferior a 5ºC, y preferiblemente alrededor de 3ºC. En dicho componente, el refrigerante puede condensar a una temperatura entre 75 y 100ºC, ya que opera a una presión entre 1.5 y 3.5 bar. Desde el punto de vista de la corriente de solución, el caudal máximo se sitúa alrededor de 700 kg/h, operando a una presión entre 35 y 55 kPa. Por la parte de condensación, no se prevén restricciones por problemas de pérdida de carga al operar a presiones elevadas, mientras que en la corriente de solución, éstas no deben superar los 10 kPa.

## 3.4 - CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

La determinación de cada uno de los intercambiadores de calor que formarán parte del prototipo se realiza mediante la ayuda del programa de cálculo CAS200®, el cual fue facilitado por la propia empresa Alfa Laval. Dicho software permite evaluar el comportamiento térmico e hidráulico de cada intercambiador tanto al variar el modelo del intercambiador, el número de placas y el tipo de placas, así como las temperaturas y caudales que circulan por su interior.

A continuación se detallan las consideraciones de cálculo y los resultados obtenidos con el programa, junto con la configuración adoptada para cada uno de los intercambiadores de calor que formarán parte del prototipo.

### *3.4.1 - ABSORBEDOR (AB)*

El absorbedor es uno de los componentes más cruciales en los ciclos de absorción, y de su efectividad depende directamente el buen funcionamiento de todo el ciclo. A pesar de su importancia, generalmente a la hora del diseño de este tipo de componentes, solo se dispone de una pequeña cantidad de valores experimentales. A demás, los modelos computacionales que permitan resolver simultáneamente los fenómenos de transferencia de calor y masa, son extremadamente complejos, y no siempre aportan resultados suficientemente rigurosos como para ser utilizados eficazmente por el diseñador. En la mayoría de los casos, estos resultados numéricos se utilizan como base para un primer

diseño, el cual posteriormente es complementado con los datos experimentales que se encuentran publicados en la literatura científica, hasta obtener el diseño final.

Para el caso particular de la mezcla MeOH–TEGDME con intercambiadores de placas, la escasez de datos experimentales es extremadamente patente. Los únicos resultados experimentales hallados provienen de Vallès (2000), y no todos los valores experimentales se hallan dentro de las condiciones de funcionamiento del prototipo. Por este motivo, la solución adoptada durante el proceso de diseño de este componente, fue el cálculo por separado del comportamiento térmico e hidráulico del intercambiador de calor por una parte, y la comprobación posterior de que el flujo másico de absorción por unidad de superficie estuviese de acuerdo con los valores de la literatura.

Así pues, el análisis térmico e hidráulico del absorbedor se realizó con el programa CAS200®, considerando un proceso de condensación de una mezcla bifásica. Al revisar los ensayos realizados por Vallés (2000) se observó que al operar con un caudal de solución de 700 kg/h en un CB76L, la pérdida de carga era considerable, siendo de 2 kPa para un intercambiador de 70 placas y de 3 kPa al disminuir el número de placas a 50. Además, la potencia intercambiada en estas condiciones era próxima a 11 kW. Ante estos resultados experimentales, se descartó la opción de un CB76 para el prototipo.

Tras consultar el catálogo de productos de Alfa Laval, se considera que el intercambiador más apropiado para esta aplicación era el CB300. Dicho modelo de intercambiador tiene un puerto de conexión de PN16/DN100, en donde la velocidad máxima del vapor será siempre inferior a 25 m/s. Por otra parte, la longitud de la placa es aproximadamente un 50% mayor que la del CB76, lo que presupone un incremento de la eficacia tanto térmica como másica del absorbedor. Finalmente, para reducir al máximo las pérdidas de carga en dicho componente, se seleccionó la placa tipo L.

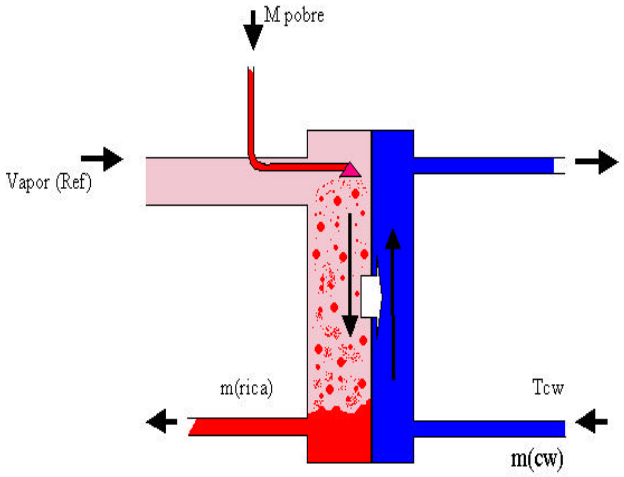


**Fig.3. 5** Detalle de la configuración del absorbedor

En la Fig. 3.5, se visualiza la configuración prevista para el funcionamiento del absorbedor, en la cual se observa como la solución pobre es pulverizada directamente en el interior del colector de distribución del intercambiador de calor. De esta forma, se favorece la distribución de líquido en los diferentes canales y se maximiza la eficiencia tanto desde el punto de vista térmico como de transferencia de materia.

Desde un punto de vista de cálculo, se puede considerar que en la parte superior del intercambiador se produce un proceso de absorción adiabático en donde la temperatura de la mezcla aumenta rápidamente, obteniéndose una mezcla bifásica que a medida que fluye verticalmente sobre la placa, la solución se va enfriando y es capaz de absorber más refrigerante hasta obtener una solución saturada a la salida del absorbedor. Bajo estas consideraciones, se ha realizado un conjunto de cálculos mediante el programa CAS200®, mostrando en la Fig 3.6 el resultado final.

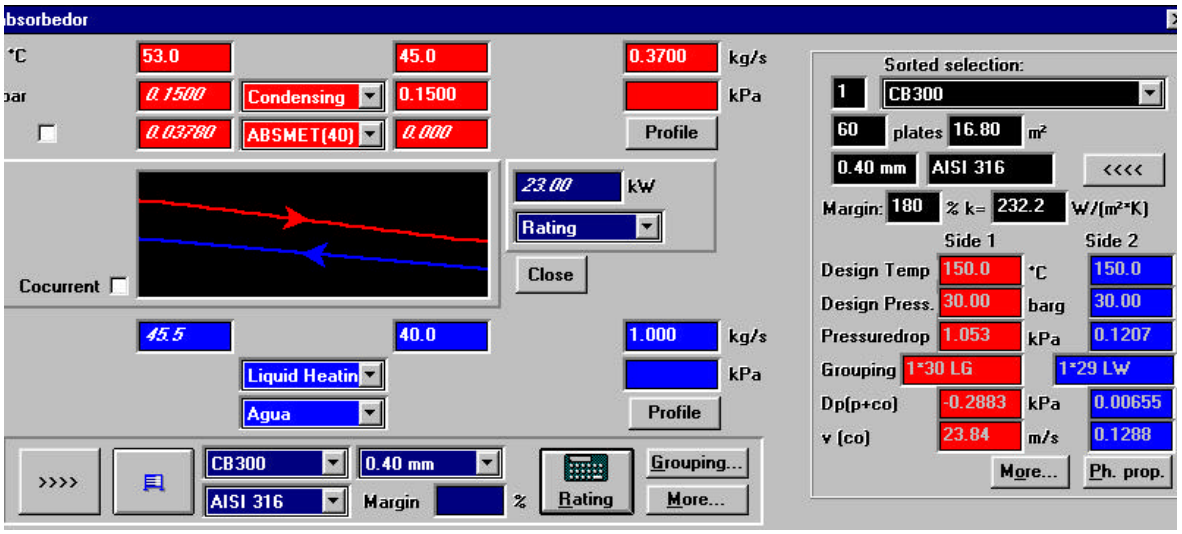


**Fig.3. 6** Cálculo térmico e hidráulico del absorbedor en modo refrigeración

Con el fin de evitar que la pérdida de carga en el absorbedor sea superior a 1 kPa, el programa muestra que el número de placas debe ser como mínimo de 60, lo que provoca desde un punto de vista térmico, aparezca un margen muy elevado, que permitiría reducir el salto térmico entre las corrientes. No obstante, dicho margen se considera en este punto como un coeficiente de seguridad, a la espera de comprobar el comportamiento de dicha configuración desde el punto de vista de transferencia de materia.

Desde el punto de vista de transferencia de masa, los resultados experimentales obtenidos por Vallès (2000) muestran que el flujo de materia en este tipo de intercambiadores se sitúa entre 7.0 $10^{-4}$ y 1.6 $10^{-3}$ kg/s $m^2$ para la mezcla MeOH-TEGDME. Así pues, si se considera un intercambiador CB300 con 60 placas, que posee una área total de intercambio de 16.80 $m^2$, resulta que para las condiciones de operación previstas, el flujo de materia máximo requerido es de 1.2 $10^{-3}$ kg/$m^2$ s. Como se puede ver, dicho valor se encuentra dentro del rango experimental citado anteriormente.

De esta forma se observa que la limitación principal en el absorbedor se halla en las pérdidas de carga de la corriente bifásica, y por tanto, la configuración indicada para el absorbedor en la Fig 3.6, correspondiente a un intercambiador de placas CB300 con 60 placas del tipo L es satisfactoria.

Para el funcionamiento en modo calefacción al ser el caudal volumétrico requerido inferior, la pérdida de carga también será menor, y por lo tanto el absorbedor seleccionado sería en principio también apropiado para dicha aplicación, a falta de disponer de valores experimentales en tales condiciones de operación.

### *3.4.2 - CONDENSADOR DE BAJA (C2)*

El proceso de condensación de un vapor en intercambiadores de placas es ampliamente utilizado en los equipos de refrigeración por compresión y su principio de funcionamiento es relativamente simple. En el caso particular del prototipo, la única dificultad se centra en su reducida presión de operación, entre 35 y 45 kPa en modo refrigeración. En modo calefacción, al operar con presiones superiores y con una carga térmica inferior no provoca ninguna condición limitante.

Como puede verse en Fig. 3.7, el condensador está provisto de dos entradas de vapor, una procedente del generador de baja, hallándose el vapor de metanol altamente recalentado, y otro línea de vapor saturado procedente del flash que se origina a la salida del purgador instalado en el condensador de alta. La mezcla resultante de ambas corrientes que entra en el condensador es un vapor ligeramente recalentado, el cual es enfriado en contracorriente por el agua de refrigeración procedente del absorbedor, hasta obtener un líquido saturado a la salida de éste.

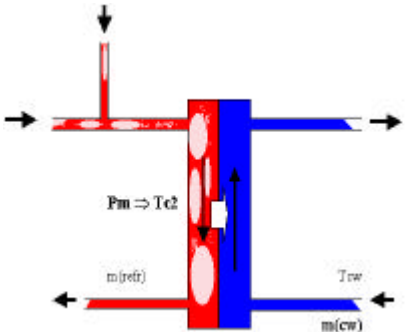


**Fig.3. 7** Detalle de la configuración del condensador de baja.

En la Fig. 3.8, se muestra el resultado obtenido por el programa CAS200®, para el condensador (C2). Como puede apreciarse, aún utilizando un CB76 con placas H, las pérdidas de carga calculadas por el programa son muy pequeñas, inferiores a 0.4 kPa, y no afectan sensiblemente a la presión total. Por otra parte, y desde un punto de vista térmico, se podría haber utilizado un número inferior de placas, pero se ha escogido 40 placas por ser un valor standard dentro del catalogo del fabricante.

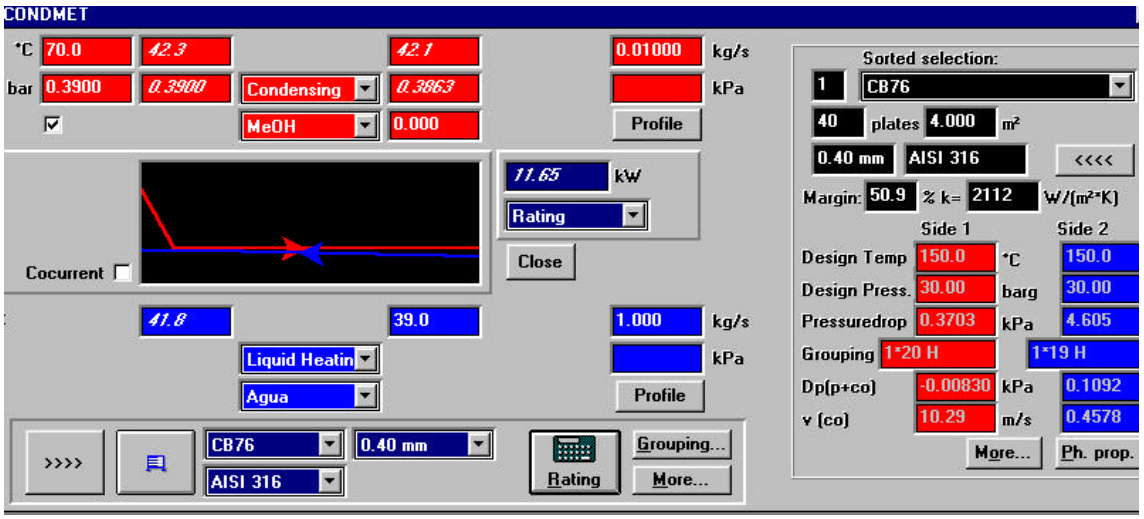


**Fig.3. 8** Cálculo térmico e hidráulico del condensador en modo refrigeración

### *3.4.3 - EVAPORADOR (E)*

A pesar que el proceso de evaporación con intercambiadores de placas es ampliamente aplicado, el diseño de este evaporador resultó una tarea muy compleja, debido a la baja presión de operación de éste, causando caudales volumétricos elevados y al mismo tiempo la necesidad de reducir al mínimo las pérdidas de carga. Cuando el equipo opera en modo refrigeración, la presión de vapor del metanol en dicho componente ronda los 5.1 kPa, mientras que en modo calefacción la presión prevista de operación se sitúa en los 3.2 kPa.

Para pequeñas y medianas potencias, la mayor parte de climatizadores utilizan evaporadores de expansión directa controlados mediante válvulas de expansión termoestáticas. Al considerar dicha opción para esta aplicación, se observó que era inviable debido a los grandes caudales volumétricos que se manejan, la enorme pérdida de carga que dicho flujo origina en relación con la presión absoluta, y la inmensa superficie de calor requerida debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor.

Como alternativa se consideró un evaporador inundado. A la salida de este tipo de evaporadores se obtiene una mezcla bifásica, con lo cual, la superficie de transferencia de calor se halla siempre ligeramente mojada por el refrigerante, resultando unos coeficientes de transferencia de calor más elevados y la consiguiente reducción de la superficie de intercambio térmico. No obstante, como contrapartida, los evaporadores inundados precisan de un separador de gotas que encarece el producto y se requiere un volumen mayor.

Desde el punto de vista de control, los evaporadores inundados resultan más cómodos de operar que los de expansión directa. El manejo de caudales volumétricos elevados, junto a un nivel de presiones tan bajo, hace muy difícil el garantizar un determinado grado de recalentamiento a la salida de los evaporadores de expansión directa, aunque se trabaje con válvulas de expansión electrónicas. Mientras que en los evaporadores inundados, sólo se precisa de un sistema tipo boya para mantener constante el nivel de la columna hidrostática de líquido a la entrada del evaporador.

En Fig. 3.9, se presenta el detalle de la configuración de un evaporador inundado junto con el separador de gotas.

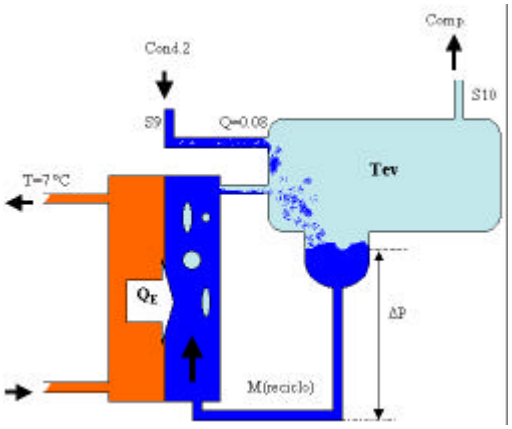


**Fig.3. 9** Detalle de la configuración del evaporador inundado con el separador de gotas

Como el evaporador se encuentra en el punto de operación a presión más baja, se ha considerado desde el principio el uso de placas L en el evaporador. Mediante el programa de cálculo, se obtuvieron dos opciones viables: un único intercambiador formado por un CB300 con 30 placas L, o bien dos intercambiadores CB76 con 60 placas L cada uno, trabajando en paralelo. La selección final del CB300 se debe a la obtención de una temperatura mayor de operación en el evaporador, y por otra parte, una mayor simplicidad constructiva al precisar de un único intercambiador. En la Fig. 3.10 se presenta el cálculo realizado para la determinación del evaporador en modo refrigeración.

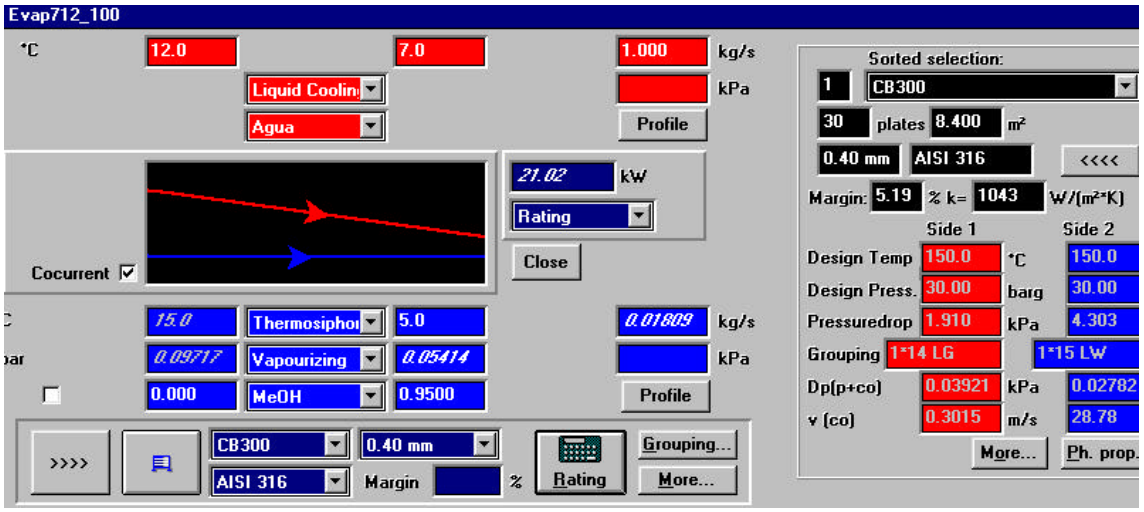


**Fig.3. 10** Cálculo del evaporador operando en modo refrigeración

Los resultados mostrados en Fig. 3.10, demuestran la viabilidad de dicho componente, y además pone de manifiesto que la pérdida de carga en el lado del metanol se estima en 4.3 kPa. Este valor implica que la presión a la entrada del evaporador debe ser de 9.7 kPa, lo que equivale a una temperatura de saturación superior a 15ºC. Con dicha temperatura se pone en evidencia que en una parte importante de la superficie del evaporador no se producirá ebullición, sino una simple transferencia de calor por convección. Precisamente, la configuración en concorriente permite reducir esta superficie de calentamiento porque el salto térmico entre las corrientes es más grande.

A partir de la pérdida de carga, se obtiene que la altura de la columna de líquido a la entrada debe ser 550 mm, lo que significa que el termosifón proporciona el arrastre suficiente para ascender los 450 mm restantes del intercambiador CB300. La altura de la columna de líquido es un valor muy crítico, debido a que si se establece una altura superior, la columna hidrostática adicional provoca un incremento del grado de subenfriamiento del refrigerante, retardando el proceso de ebullición, y contribuyendo de esta forma al colapso en el intercambiador. Por el contrario, si la altura de líquido a la entrada del evaporador es inferior al valor establecido, el termosifón tiene que vencer una altura mayor, lo que repercute negativamente en la eficiencia del evaporador.

La idoneidad de dicho intercambiador de calor, CB300 con 30 placas tipo L, queda supeditada a las prestaciones que se puedan obtener cuando el evaporador funciona a una temperatura cercana a los 0ºC durante la operación en modo calefacción. Por otra parte, como la columna de líquido difícilmente podrá variar al cambiar de modo de operación de frío a calor, es necesario imponer en el cálculo la misma pérdida de carga

para obtener unos resultados coherentes. En la Fig. 3.11, se muestra los resultados aportados por el programa al operar en las condiciones de calefacción.

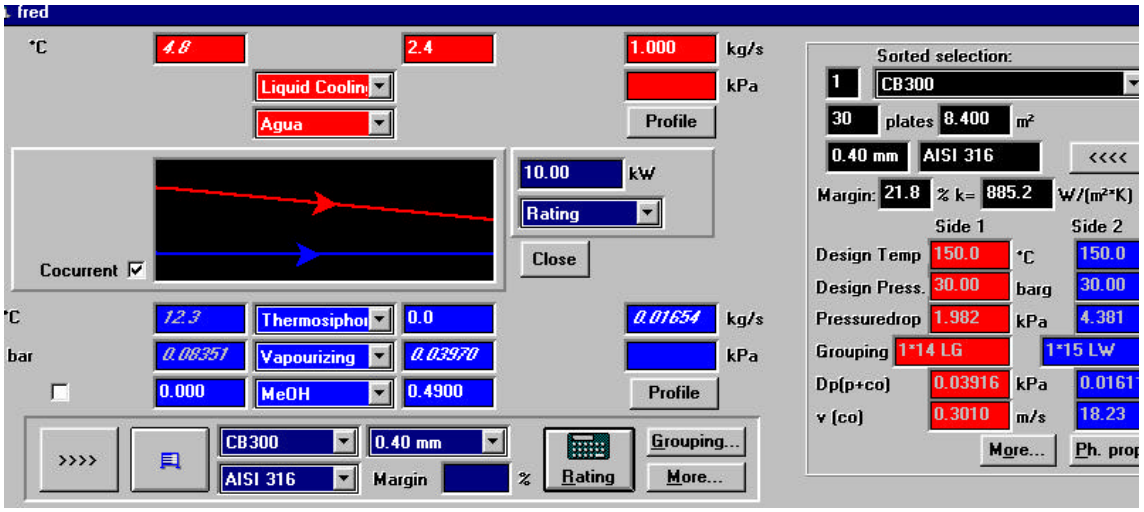


**Fig.3. 11** Cálculo del evaporador operando en modo calefacción

Como se desprende de los resultados indicados en Fig. 3.11,el evaporador puede funcionar en las condiciones de diseño establecidas para el modo de operación como bomba de calor, cuando el metanol se halla a 0ºC y teniendo la misma columna hidrostática a la entrada que en modo refrigeración. Así pues, se puede afirmar que la opción de un CB300 con 30 placas tipo L es viable.

### *3.4.4 - GENERADOR DE ALTA (G1)*

En el interior del intercambiador de calor, que operará como generador de alta, se produce por un lado la condensación del vapor de agua procedente de la caldera, la cual actúa como fuente de calor para la activación del ciclo. Dicho calor se utiliza para llevar a cabo una separación parcial del refrigerante de la solución rica.

A nivel de cálculo, se considera que el vapor de agua saturado a la entrada es condensado totalmente a la salida, y por otra parte, hay una vaporización parcial del refrigerante contenido en la solución, obteniendo a la salida del generador una mezcla bifásica, que requiere un separador de gotas para separar la fase líquida y la fase vapor. En la Fig. 3.12 se muestra el tipo de configuración utilizada en el cálculo.

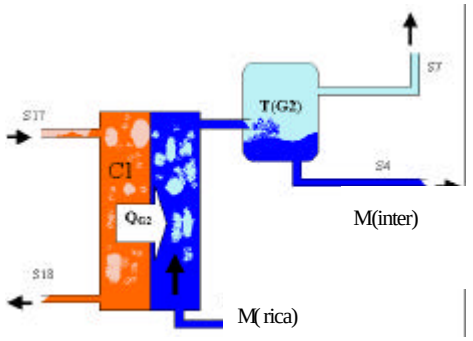


**Fig.3. 12** Detalle de la configuración del generador de alta con el separador de gotas

Las restricciones en pérdidas de carga en el generador de alta se hallan durante la operación en modo de bomba de calor en el lado de la solución, como consecuencia de la disminución de la presión de operación respecto a la operación en modo refrigeración. Por este motivo, en la etapa de diseño se consideran las condiciones durante la operación en modo de bomba de calor. En la Fig. 3.13 se muestran los resultados obtenidos al imponer dichas condiciones de operación.

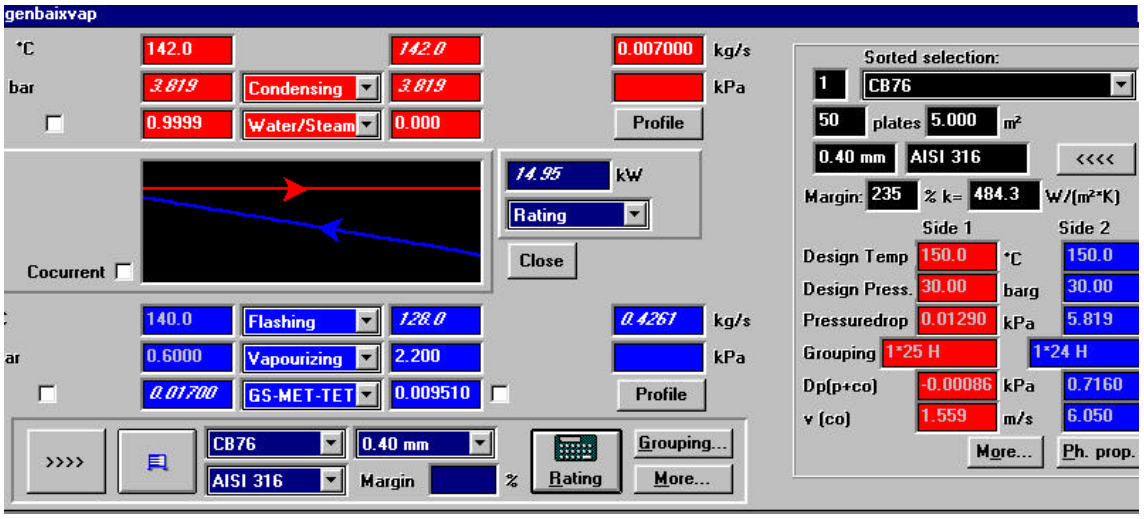


**Fig.3. 13** Cálculo del generador de alta al operar en modo calefacción

Los resultados indicados en Fig. 3.13 ponen de manifiesto, que desde el punto de vista de transferencia de calor, el intercambiador seleccionado está sobredimensionado. No obstante, desde el punto de vista de pérdidas de carga, el valor calculado es considerablemente elevado ya que se aproxima a un 10% de la presión total en el sistema. Además, el principal inconveniente hallado durante la fase de diseño de este componente, era el manejo de las trazas de vapor que según las condiciones de operación ya se producían en los intercambiadores solución-solución. Esta cantidad de vapor generaba problemas de distribución entre las placas de dicho intercambiador de calor, lo que obligaba al uso de placas tipo H, con el fin de aumentar la pérdida de carga en las placas respecto al tramo de distribución, y conseguir una mayor uniformidad en la operación de cada una de las placas. Así pues, si se considera ampliar el número de placas o bien el uso de placas de tipo L para reducir dicha pérdida de carga, el programa de cálculo advierte de posibles problemas de mala distribución, según el título de vapor a la entrada. Por consiguiente, y después de revisar los resultados obtenidos con diferentes propuestas, se ha considerado que el CB76 compuesto por 50 placas H es él más idóneo para dicha aplicación.

### *3.4.5 - GENERADOR DE BAJA (G2)*

Desde un punto de vista de diseño, el procedimiento seguido para el generador de alta es totalmente aplicable al generador de baja, y por tanto la configuración de trabajo será idéntica a la indicada en Fig.3.12, cambiando la solución rica por la solución intermedia, la solución intermedia por al solución pobre y el vapor de agua por el vapor de metanol. Por este motivo, se considera innecesario repetir dicha figura de nuevo.

Desde un punto de vista de operación, el generador de baja solamente se utiliza durante la operación en modo refrigeración. Tales condiciones de operación son muy parecidas a las indicadas para el generador de alta al operar en modo de bomba de calor, a excepción que el caudal de solución que es inferior y que el vapor de agua es reemplazado por el metanol. En la Fig. 3.14 se presenta los resultados obtenidos con el programa de cálculo en las condiciones de operación en modo refrigeración.

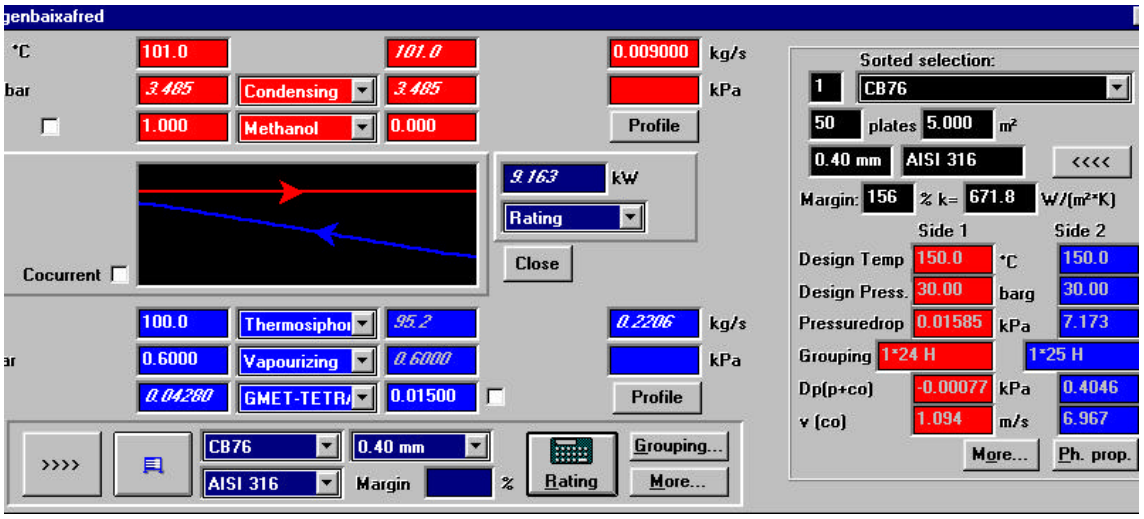


**Fig.3. 14** Cálculo del generador de baja

Al igual que en el caso del generador, el salto térmico entre las corrientes es muy pequeño, lo que repercutirá positivamente en el rendimiento térmico final del ciclo. Una posible reducción en el tamaño del intercambiador, del tipo CB52, incrementa excesivamente las pérdidas de carga en la corriente de solución, y si se utilizan placas del tipo L, entonces el programa predice problemas de distribución, si aparecen trazas de vapor a la entrada de este intercambiador. Al considerar un intercambiador CB76, con placas H, se obtienen unos valores excesivos de pérdida de carga con un número inferior a 50. De esta forma, los resultados indicados en la Fig. 3.14 ponen de manifiesto que la pérdida de carga es aceptable, 7.2 kPa, y como el salto térmico previsto es muy reducido, no tiene sentido aumentar el número de placas, adoptándose la misma solución que el generador de alta, un CB76 con 50 placas H.

### *3.4.6 - INTERCAMBIADORES SOLUCIÓN-SOLUCIÓN (IC1 y IC2)*

La eficiencia térmica de los intercambiadores solución-solución tiene un gran impacto en el rendimiento final de ciclos de absorción que utilizan fluidos orgánicos, a causa de la elevada relación entre el caudal de solución y el refrigerante. A diferencia de las unidades de Agua-BrLi, en donde la eficiencia de dichos intercambiadores de calor se sitúa entre el 70% y el 80%, en los ciclos de absorción que operan con fluidos orgánicos, dicha eficiencia debe superar como mínimo el 90% para conseguir unas prestaciones energéticas del ciclo atractivas. En la Fig 3.15, se muestra de forma gráfica la evolución del COP del ciclo a partir de la simulación termodinámica del ciclo operando en modo refrigeración, al variar la eficiencia de dicho componente entre el 60% y el 99%.

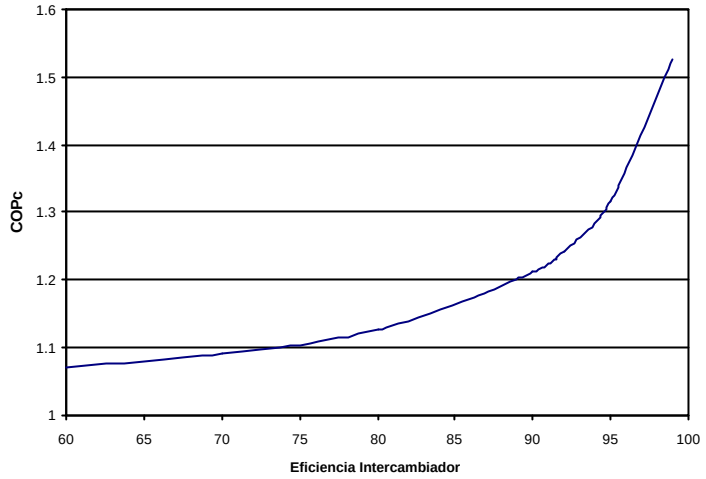


**Fig.3. 15** Variación del COP del ciclo obtenida a partir de la simulación termodinámica al variar la eficiencia de los intercambiadores solución-solución, cuando el generador opera a 150ºC, el absorbedor a 40ºC y el evaporador a 5ºC.

Como se puede observar de la Fig. 3.15, las prestaciones globales del ciclo, quedan ampliamente mermadas si los intercambiadores solución-solución operan con eficiencias térmicas inferiores al 90%.

Este requerimiento en la eficiencia de dichos intercambiadores sólo puede conseguirse con intercambiadores de calor que se caractericen por disponer de unas longitudes térmicas muy grandes, que únicamente son factibles con el uso de intercambiadores con multipasos. Por otra parte, la pérdida de carga del fluido a su paso por estos intercambiadores no puede ser muy elevada, debido a su directa repercusión en el trabajo de bombeo y por tanto en la demanda eléctrica.

Después de analizar diferentes tipos de intercambiadores de placas, con diferentes tipos de placa y número de pasos, se consideró que la solución más óptima era un intercambiador del tipo CB76 con cuatro pasos, y construido con placas del tipo E. A pesar que este tipo de placa tiene una corrugación similar a una placa H, y por tanto induce a pensar con coeficientes de transferencia de calor elevados y una pérdida de carga considerable, el resultado final es un comportamiento térmico excelente con una pérdida de carga muy reducida. Este buen comportamiento térmico se consigue mediante una reducción hasta 1.8 mm de la distancia entre placas, a diferencia del valor estándar de 2.5 mm. Esta pequeña distancia entre placas permite garantizar un buen grado de turbulencia del flujo para un amplio rango de caudales, y por lo tanto es posible ampliar la superficie de intercambio térmico sin reducir sensiblemente los coeficientes de transferencia de calor, y al mismo tiempo, disminuir la pérdida de carga a causa de la reducción de caudal a través de cada placa. Esta propiedad tiene una especial relevancia en el caso de los intercambiadores de solución-solución debido a que los cambios tanto en temperaturas, como flujos másicos, como potencias intercambiadas son muy acusados al variar las condiciones de operación externas.

La solución adoptada es un intercambiador de calor con 4 pasos, y 145 placas tipo E. En la Fig. 3.16 se muestra las prestaciones dicho intercambiador al imponer las condiciones de operación más severas, las cuales corresponden a la operación en modo de bomba de calor.

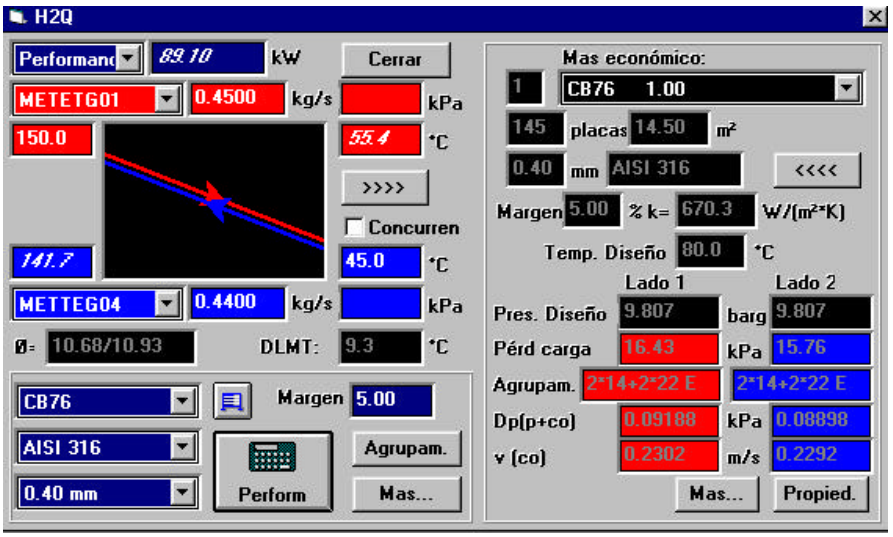


**Fig.3. 16** Cálculo de los intercambiadores de solución-solución

Como se puede observar de la Fig. 3.16, las prestaciones previstas de operación son bastante prometedoras. No obstante, la configuración seleccionada presenta un grave inconveniente. Si los cuatro pasos son realizados en solo intercambiador, se puede llegar a producir una acumulación de vapor o de incondensables en el tramo de unión entre el segundo y el tercer paso, provocando un problema de maldistribución de la solución entre los canales. Como consecuencia, las prestaciones térmicas del intercambiador se afectarían negativamente y serían difícilmente reparables. Por este motivo, se ha adoptado la solución de unir dos intercambiadores con dos pasos cada uno, con una válvula de purga en el punto de unión, con el fin de poder purgar los incondensables siempre que se considere oportuno. Así pues, la solución final adoptada para ambos intercambiadores de solución del prototipo es la misma, siendo para cada uno de ellos un CB76 con 2 pasos y 55 placas más otro CB76 con 2 pasos y 90 placas E.

## 3.5 - SELECCIÓN DEL COMPRESOR

El compresor seleccionado es del tipo ROOTS, los cuales están constituidos basicamente por dos lóbulos simétricos de sección en forma de ocho, que giran en sentido contrario y sin contacto entre ellos ni con el cuerpo. En la Fig. 3.17 se muestra un esquema de este tipo de compresor.

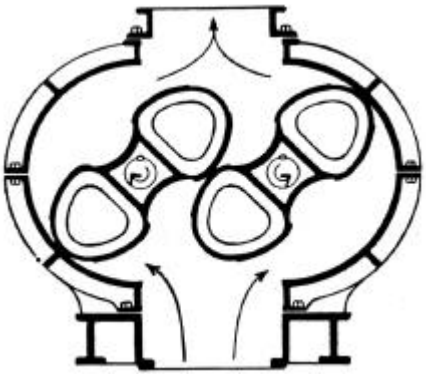

**Fig.3. 17** Esquema de funcionamiento de los compresores ROOTS

Al no requerir ningún tipo de válvulas, estos compresores son ideales para operar a baja presión, ya que no generan pérdida de carga alguna ni en la aspiración ni en la impulsión. Además, pueden manejar fácilmente los elevados caudales volumétricos que se suelen generar al operar a niveles de presión muy bajos.

Otra característica importante de estos compresores es que no precisan de ningún tipo de lubrificación en el interior de la cámara de compresión, debido a que las partes móviles no entran en contacto entre si. Esta peculiaridad tiene una especial relevancia en los equipos de absorción/compresión, ya que la entrada de pequeñas trazas de aceite lubricante en el absorbedor dificulta enormemente la transferencia de materia, y puede llegar a provocar el colapso de todo el equipo. No obstante, dicha ausencia de contacto es al mismo tiempo la principal desventaja de estos compresores, ya que se reduce considerablemente la diferencia máxima de presiones entre la impulsión y la aspiración. Al aumentar la diferencia de presiones, se incrementa el flujo a través de las holguras entre las partes móviles, provocando una reducción considerable del rendimiento volumétrico. En la Tabla 3.3, se indican las principales características técnicas del compresor seleccionado, en donde se constata que la limitación en la diferencia de presión entre la impulsión y la aspiración es justamente la que precisa el prototipo. A nivel de caudal volumétrico no se precisan caudales superiores a 850 $m^3/h$

| | |
|---|---|
| Fabricante | PEDRO GIL S.A. |
| Modelo | RVB 22.30.2 |
| Alimentación motor | 380 VAC/50 Hz |
| Potencia motor | 4 kW |
| Peso total | 270 kg |
| Dimensiones | 1238x434x350 mm |
| Velocidad máxima | 2900 rpm |
| Caudal máximo | 1100 $m^3/h$ |
| Caudal por revolución | 0.00796 $m^3/rev$ |
| $\Delta P$ máximo | 100 mbar |
| Rendimiento volumétrico | 0.8 |

**Tabla 3. 3** Principales características técnicas del compresor volumétrico.

## 3.6 - SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES AUXILIARES

Los equipos de absorción están formados básicamente por intercambiadores de calor, no obstante, para un correcto funcionamiento se precisa de un conjunto extra de componentes. A continuación se detallan las principales características de dichos componentes.

### *3.6.1 - BOMBAS DE RECIRCULACIÓN*

El prototipo requiere de dos bombas de recirculación de solución, una para trasvasar la solución rica hasta el generador de alta, mientras que la segunda se requiere para incrementar la presión de la solución pobre a la entrada del absorbedor con el fin de obtener una buena pulverización sobre las placas de dicho intercambiador de calor. Como en ambas bombas fluirá un caudal similar y la diferencia de presiones que deben

vencer es del mismo orden de magnitud, dichas bombas requieren las mismas características técnicas. Las principales características de las bombas centrífugas autoaspirantes seleccionadas se detallan en la Tabla 3.4.

| | |
|---|---|
| Fabricante | STERLING FLUIDS |
| Modelo | AKHE 1203 AN AFK.0.14 |
| Alimentación motor | 220 VAC/50 Hz |
| Potencia motor | 1.5 Kw |
| Velocidad máxima | 1450 rpm |
| Caudal máximo | 1.4 $m^3$/h a 4 bar |
| $NSPH_{requerdo}$ a 1450 rpm | 88 mbar |

**Tabla 3. 4** Principales características técnicas de las bombas de recirculación.

Con el fin de evitar el retroceso de la solución al parar el motor de las bombas, se ha instalado a la impulsión de cada una de ellas una válvula antiretorno de acero inoxidable y con asiento metal-metal, motivado por la agresividad mostrada por el absorbente a la mayor parte de elastómeros.

### *3.6.2 - BOMBA DE PURGA*

El caudal de purga previsto en el evaporador es inferior a 3 l/h y se requiere superar una diferencia de presión entre el absorbedor y el evaporador de unos 10 kPa. Con el fin de poder regular con ciertas garantías dicho caudal, se consideró la instalación de una pequeña bomba de engranajes, cuya capacidad de bombeo viene regulada por un convertidor de frecuencia. Las principales características de la bomba se indican en la tabla.3.5

| | |
|---|---|
| Fabricante | TUTHILL |
| Modelo | D9900MCQ |
| Alimentación motor | 220 VAC/50 Hz |
| Potencia motor | 0.12 kW |
| Velocidad máxima | 2900 rpm |
| Caudal por revolución | 1.6 ml/rev |
| $NSPH_{requerdo}$ a 1450 rpm | 6.8 mbar |

**Tabla 3. 5** Principales características técnicas de la bomba de purga.

### *3.6.3 - PURGADOR DE CONDENSABLES*

La evacuación del metanol líquido procedente del condensador de alta presión se realiza mediante un purgador de condensados. En la Tabla 3.6 se indican las principales características del purgador seleccionado

| | |
|---|---|
| Fabricante | SPIRAX SARCO |
| Modelo | CA14S |
| Material del obturador | Inoxidable |
| Caudal evacuado | 100 kg/h con 60 kPa de$\Delta$P. |
| Presión máxima operación | 16 bar |

**Tabla 3.6** Principales características técnicas del purgador.

### *3.6.4 - BOQUILLAS DE ASPERSIÓN*

Una óptima distribución de la solución pobre sobre las placas del absorbedor puede facilitar en gran medida unas buenas prestaciones de dicho componente. Por este motivo, se han adoptado un conjunto de pulverizadores de cono lleno, con diferentes ángulos de abertura y con perfiles de pulverización tanto cónicos como piramidales.

Como el diámetro de la conexión del absorbedor es considerable (DN100), es factible insertar directamente los pulverizadores en el interior del absorbedor, de tal forma, que la solución pobre se pueda proyectar verticalmente directamente sobre las placas, tal y como ya se indicó en Fig. 3.5.

La selección de la boquilla ha sido realizada a partir de la intersección del perímetro formado por la solución pulverizada sobre el cuello de distribución. Si los ángulos de abertura del pulverizador son pequeños, la solución no alcanza todas las placas del intercambiador, y además la solución se suele concentran en un unos pocos canales. Por este motivo, se requieren boquillas con ángulo de abertura grande con el fin de alcanzar el mayor número de canales posibles en el distribuidor. Los resultados óptimos se obtienen al utilizar boquillas con un ángulo de aspersión de 120ºC.

Con referencia al perfil del pulverizado, la forma piramidal puede proporcionar mejor distribución en el cuello del intercambiador que las del tipo cónico, tal y como se puede ver en la comparativa realizada en Fig. 3.18 y Fig 3.19 a partir de la intersección del perfil generado por la boquilla con la forma cilíndrica del distribuidor. El perímetro mojado resultante de la aspersión sobre el cuello, la boquilla piramidal aporta una silueta más rectangular, haciendo prever una distribución más uniforme de la solución sobre las placas que en el caso de la elipse obtenida de una proyección cónica de la solución.

**Fig.3. 18** Intersección de cuello-solución a partir de una boquilla con perfil piramidal

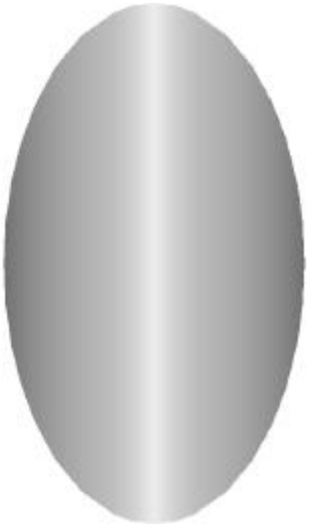

**Fig.3. 19** Intersección de cuello-solución a partir de una boquilla con perfil cónico

Debido a que el flujo previsto es el doble en modo calefacción respecto a la operación en modo frío, se considera oportuno instalar dos boquillas: una estará siempre operativa mientras que la segunda sólo durante al operación en modo calefacción. Las principales características de los pulverizadores seleccionados se indican en la Tabla 3.7

| | |
|---|---|
| Fabricante | SPRAYING SYSTEMS CO. |
| Modelo | 3/8-HH-20WQ |
| Perfil | Piramidal |
| Ángulo de pulverización | 120º |
| Caudal | 710 l/h (3 bar ΔP) |

**Tabla 3. 7** Principales características de las boquillas seleccionadas

### *3.6.5 - SEPARADORES DE GOTAS*

Los separadores de gotas tienen como objetivo separar el vapor contenido en la mezcla bifásica a la salida tanto de los generadores como del evaporador. Su principio de funcionamiento se basa en la separación por efecto de la gravedad sobre las gotas de líquido de la fase vapor, provocando la acumulación de líquido en la parte inferior del separador mientras que el vapor se localiza en la parte superior de éste.

La eficacia de un separador de gotas viene limitada por la capacidad de arrastre de la fase vapor de pequeñas gotas en suspensión. Por este motivo, durante el proceso de diseño se limita la velocidad del vapor en el interior del separador con el fin de minimizar su capacidad de arrastre. En la mayor parte de los casos prácticos, el tamaño de gotas se suele limitar a un diámetro de gotas ($D_p$) entre 100 y 200 μm. En este caso se ha adoptado un tamaño de gota intermedio de 150 μm.

En los separadores verticales, la velocidad del vapor se evalúa a partir del equilibrio de fuerzas entre las de fricción y las de gravedad:

Fuerza gravitatoria, $F_g$

$$F_g = (\rho_l - \rho_g) g * (D_p^3 \pi / 6) \quad \textbf{(3.1)}$$

Fuerza de fricción, $F_f$

$$F_f = C_d (D_p^2 \pi / 4) \rho_g V_t^2 / 2 \quad \textbf{(3.2)}$$

En el equilibrio, ambas fuerzas serían iguales, con lo cual se puede calcular la velocidad teórica máxima del vapor $V_t$ bajo esta condición.

$$V_t^2 = 4 * g * Dp * (\rho_l - \rho_g) / (3 * C_d * \rho_g) \quad \textbf{(3.3)}$$

No obstante, el coeficiente de arrastre, $C_d$ de las ecuaciones (3.2 y 3.3) depende a su vez del número de Reynolds del vapor, lo que implica el uso de un proceso iterativo para su resolución. A continuación, se indican las correlaciones para el cálculo de este coeficiente según el intervalo del número de Reynolds:

$\mathrm{Re} < 2 \quad C_d = 24 / \mathrm{Re}$ **(3.4)**

$\mathrm{Re} > 2 \quad C_d = 18 / \mathrm{Re}^{0.6}$ **(3.5)**

$\mathrm{Re} = D_p * V_t * \rho_g / \eta_g$ **(3.6)**

Como medida de seguridad, para el dimensionamiento del diámetro del separador se suele utilizar una velocidad, V, entre un 10% y un 25% inferior a la evaluada a través de la ecuación (3.3).

$$V = entre\ 0.75\ y\ 0.9\ de\ V_t \qquad \textbf{(3.7)}$$

Así pues, el diámetro D del separador de gotas se obtiene a partir del caudal volumétrico del vapor, Q, y de la velocidad máxima, V, que puede alcanzar el vapor.

$$D = (4 * Q/(\pi * V))^{0.5} \qquad \textbf{(3.8)}$$

Finalmente, hay que señalar que no hay ninguna ecuación para el cálculo de la longitud del separador, pero en la práctica ésta suele ser entre 1.5 y 3 veces el diámetro del separador.

Las dimensiones obtenidas tras la aplicación de dichas fórmulas en el cálculo de los separadores del generador de alta y del generador de baja han sido razonables. No obstante, en el separador de gotas del evaporador, a causa de la baja presión de operación, el diámetro resultante era poco práctico y por otra parte, implicaba situar el compresor en la parte superior del prototipo. Por este motivo, en el evaporador se ha adaptado la solución de un separador de gotas horizontal.

En los separadores horizontales aparece un grado de libertad adicional debido a que aparición de un gran numero de posibilidades entre diámetros y longitudes, ya que la velocidad del vapor tiene dos componentes: una vertical y otra horizontal. La componente vertical, $V_t$, se calcula de la misma forma que indica la ecuación (3.3), mientras que la velocidad horizontal, $V_h$, suele ser un múltiplo entre 1 a 5 veces la componente vertical en función de los requerimientos entre el diámetro y la longitud del separador.

Considerando un valor para $V_h$, el diámetro del separador horizontal $D_h$ se puede hallar para un determinado caudal volumétrico Q, mediante la expresión siguiente

$$D_h = (4 * Q/(\pi * V_h))^{0.5} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Por otra parte la longitud del separador horizontal $L_h$, se puede evaluar a partir de la ecuación (3.10)

$$L_h = 1.15 * D * V_h / V_t \qquad \textbf{(3.10)}$$

Los resultados obtenidos para cada uno de los separadores tras aplicar el conjunto de estas ecuaciones se muestran en la Tabla 3.8

| | *Generador de alta* | *Generador de baja* | *Evaporador* |
|---|---|---|---|
| Tipo de separador | Vertical | Vertical | Horizontal |
| Diámetro | 150 mm | 200 mm | 400 mm |
| Longitud | 300 mm | 400 mm | 800 mm |

**Tabla 3. 8** Dimensiones de los separadores de gotas instalados en el prototipo

Es importante destacar en este punto, que en el separador de gotas horizontal está previsto que el líquido se acumule en un pequeño depósito que se encuentra en la parte inferior de este, en donde se situará la boya que regula el nivel de líquido en el evaporador. De esta forma, se evitan los problemas habituales de los separadores de gotas horizontales como es el oleaje y de salpicaduras que favorecen el retorno de líquido de nuevo a la fase vapor.

Una vez determinadas las dimensiones exteriores, es necesario calcular el grosor de pared de cada uno de los separadores con el fin de que puedan soportar los esfuerzos mecánicos a los que estarán sometidos. El procedimiento seguido para dicho dimensionamiento se basa en la norma ASME, sección VIII. DIV1, para el cálculo de recipientes sometidos a presión.

Desde el punto de resistencia de mecánica, cada uno de los separados deben poder resistir el esfuerzo de compresión generados al someter el equipo a vacío absoluto, mientras que el generador de alta además debe resistir el esfuerzo de tracción provocado por una presión interna de cómo mínimo 4 bar, que se puede generar durante su funcionamiento.

Ante tales condiciones de operación, los cálculos realizados basados en la anterior norma muestran que los depósitos pueden soportar dichos esfuerzos utilizando acero inoxidable 304 con un grosor de pared de 2mm. Además, en los extremos de los depósitos se soldarán una cabeza elipsoidal del mismo grosor que el depósito, con el fin de poder soportar con holgura dichos esfuerzos

### *3.6.6 - VÁLVULA DE REGULACIÓN DE CAUDAL*

Los cambios en la presión de operación del generador de alta así, como en el generador de baja, provocan variaciones de las condiciones de operación, y hacen necesaria la instalación de un sistema de regulación del caudal de la solución intermedia. Por otra parte, durante la operación en modo calefacción, es necesario impedir el flujo de solución hacia el generador de baja.

Por estos motivos se ha seleccionado una válvula motorizada con posicionador electrónico 4-20 mA, para facilitar la maniobra de dicho componente En la Tabla 3.9 se muestran las principales características técnicas de la válvula seleccionada.

| | |
|---|---|
| Fabricante | SCHUBERT & SALZAER |
| Modelo | GS 8030 |
| Valor del Kvs | 4 $m^3/h$ |
| Característica de paso | Lineal |
| Temperatura máxima | 300 ºC |
| Presión máxima | 40 bar |
| Material deslizante | Grafito |
| Alimentación motor | 220 VAC / 50 Hz |

**Tabla 3. 9** Principales características técnicas de la válvula motorizada

## 3.7 - DISPOSICIÓN ESPACIAL DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO

Una vez seleccionados los diferentes componentes del prototipo, el siguiente paso es la distribución de dichos elementos en el espacio teniendo en cuenta su funcionalidad, las interelaciones entre ellos, así como otros aspectos más genéricos como su peso y volumen. A continuación se indican las principales consideraciones realizadas para la ubicación de cada uno de los componentes en el conjunto global del prototipo.

- Absorbedor: Se localiza en la parte alta del equipo, debido al requerimiento de una columna hidrostática de líquido, para evitar los problemas de cavitación en la bomba de solución rica. Además, el puerto de conexión de mayor diámetro del absorbedor debe situarse en el mismo plano vertical que la brida de impulsión del compresor, con el fin de disminuir las pérdidas de carga en la fase vapor en dicho tramo de conexión.

- Compresor: Es el componente más voluminoso y el más pesado. Desde el punto de vista de estabilidad del prototipo, se requiere que el compresor se localice en la parte más baja posible. Además, al ser el elemento de mayor envergadura, la distribución del resto de componentes se realiza en base a dicho componente.

- Condensador. Es conveniente situar también el condensador en la parte superior del equipo con el fin de facilitar el drenaje de condensado hacia el depósito de acumulación de refrigerante y, por otro lado, reducir los arrastres de gotas de solución por parte de la fase vapor al tener que ascender una mayor altura. Por otra parte, es interesante situar el condensador cerca del absorbedor, ya que ambos comparten el mismo circuito de refrigeración.

- Generador de alta: La salida de este componente va unido a un separador de gotas vertical, y por este motivo su ubicación se determina a partir de la altura máxima en que se puede situar dicho separador de gotas.

- Generador de baja: Este componente debe situarse en un nivel inferior al generador de alta, para facilitar el paso de solución cada vez que se inicia la puesta en marcha del equipo en doble efecto, ya que ambos generadores pueden estar en un nivel de presiones similares. No obstante, es necesario tener en cuenta que a la salida del generador se halla la bomba de solución pobre y, por tanto, es necesario una columna hidrostática mínima para evitar la cavitación de dicha bomba. Esto implica que es necesario situar el generador de alta lo más alto posible, con el fin de maximizar la diferencia de alturas entre ambos generadores.

- Evaporador: Su ubicación debe ser por debajo del compresor, y se requiere que su puerto de conexión de mayor diámetro se encuentre en el mismo plano vertical que el de la brida de aspiración del compresor, ya que es la conexión que opera a la presión más baja y en consecuencia la más sensible a las pérdidas de carga.

- Intercambiadores de calor solución-solución. Como son intercambiadores que albergan una cantidad muy significativa de solución en su interior por el elevado número de placas que los constituyen, es recomendable su ubicación sea en la parte inferior del prototipo. Además, como en según que condiciones se puede generar una pequeña fracción de vapor a la salida de estos intercambiadores, es conveniente facilitar

la evacuación de dicha fase vapor hacia los generadores mediante conexiones siempre ascendentes.

Finalmente, con el fin de minimizar las pérdidas de carga en la fase vapor y poder maximizar las prestaciones del prototipo, se ha considerado necesario ubicar el condensador, el generador de alta y del generador de baja lo más cerca posible el uno del otro.

En la Fig 3.20, se muestra una perspectiva de la distribución espacial adoptada para los diferentes intercambiadores de calor que forman el prototipo, así como los separadores de gotas y el compresor. El resto de componentes secundarios del prototipo se han omitido por razones de claridad del dibujo.

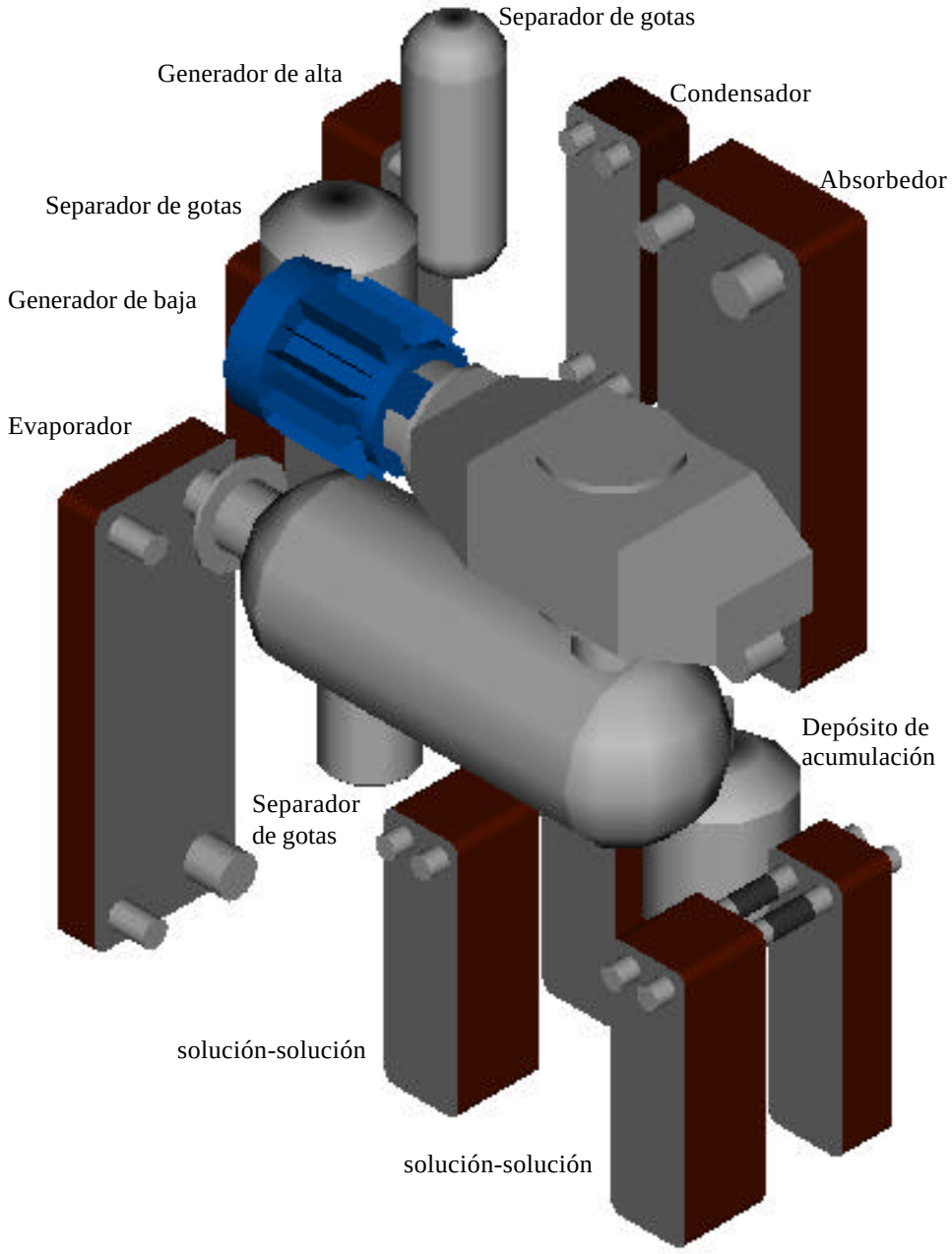


**Fig.3. 20** Distribución espacial de los principales componentes que forman el prototipo.