

Resumen

El objetivo del presente documento ha sido obtener una nueva tecnología para un ciclo termodinámico de obtención de frío, del tipo refrigeración en cascada con un solo compresor, que puede alcanzar un amplio rango de temperaturas frías. La particularidad reside en que la tecnología utilizada permite obtener el frío de una manera más eficiente que las que ahora se utilizan, logrando un ahorro en el consumo.

Se ha centrado el proyecto en una industria de alimentos congelados, concretamente se ha definido un flujo horario de canelones que sirve como punto de partida para definir las necesidades térmicas del ciclo.

Se ha estudiado la evolución del ciclo desde un esquema inicial, a partir del cual se realizan los cambios necesarios con el fin de obtener un ciclo termodinámico definitivo que de un mayor rendimiento y, por tanto, mayor ahorro de energía cumpliendo las especificaciones marcadas en un principio.

Este ciclo final obtenido hace uso de una mezcla de componentes como mezcla refrigerante e incorpora el uso de una columna de destilación química; elemento clave para el ahorro energético que al final se logra.

Además, se idea un método con el que obtener agua caliente sanitaria a partir de un flujo de calor que en un principio iba a ser liberado al ambiente. Se aumenta así el ahorro de energía consumida por la empresa, ya que se pueden satisfacer con ello necesidades concretas como son la higiene de los trabajadores o la desinfección de utensilios y máquinas.

Mediante el uso de un programa de simulación, se comprueba como la teoría estudiada se comportaría en la realidad obteniendo el resultado que el ciclo es completamente viable pues se obtienen en cada punto las características esperadas.

A través de un programa de elementos finitos se comprueba que el núcleo del alimento a congelar adquiere la temperatura deseada en el tiempo que marca la normativa.

Se realiza una comparativa entre la potencia requerida en el ciclo del proyecto y las que serían necesarias para algunos ciclos usados actualmente con las mismas necesidades térmicas, con el fin de cuantificar numéricamente el ahorro en energía eléctrica obtenido.

Finalmente, se realiza un presupuesto aproximado para saber el coste de la instalación termodinámica y un análisis ambiental del uso de los refrigerantes empleados.





Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. PREFACIO	7
1.1. Origen del proyecto	7
1.2. Motivación	7
2. INTRODUCCIÓN	9
2.1. Objetivos del proyecto	9
2.2. Alcance del proyecto	9
3. CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROYECTO	11
3.1. Congelación de productos alimentarios	11
3.2. Tecnologías de obtención de frío a muy baja temperatura	13
3.3. Elección del refrigerante	13
3.3.1. Refrigerante puro	13
3.3.2. Mezcla de refrigerantes	15
3.3.3. Elección de la mezcla	15
4. EVOLUCIÓN DEL CIRCUITO	17
4.1. Especificaciones termodinámicas del ciclo deseado	17
4.2. Circuito inicial	19
4.2.1. Esquema del circuito inicial	19
4.2.2. Función de los elementos añadidos	20
4.2.3. Utilización de una mezcla de dos componentes	20
4.2.4. Utilización de una mezcla de tres componentes	21
4.3. Circuito añadiendo un segundo evaporador	23
4.3.1. Especificaciones del evaporador añadido	23
4.3.2. Cálculo de la potencia frigorífica necesaria en cada evaporador	23
4.3.3. Esquema del circuito con dos evaporadores (opciones 1 y 2)	24
4.4. Circuito modificando la columna de destilación	26
4.4.1. Esquema del circuito modificando la columna (opciones 3 y 4)	26
4.4.2. Actuaciones en la mezcla para obtener el ciclo óptimo	31
4.5. Rangos de aplicación de los circuitos estudiados	34



5. CIRCUITO DEFINITIVO	35
5.1. Esquema del circuito.....	35
5.2. Caracterización del ciclo termodinámico	35
5.2.1. Cálculo del flujo másico y composición de los puntos P-Q y R-S	36
5.2.2. Ecuaciones y restricciones del ciclo.....	37
5.3. Exposición del ciclo termodinámico	40
5.3.1. Condiciones teóricas de cada tramo.....	40
5.3.2. Funcionamiento del ciclo termodinámico	40
6. DISEÑO Y ELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO	43
6.1. Compresor	43
6.2. Intercambiadores	43
6.3. Evaporadores.....	49
6.4. Columna de destilación y propuesta de obtención de ACS.....	51
6.5. Elementos de restricción.....	55
6.6. Tuberías.....	55
7. SOLUCIÓN TEÓRICA PROPUESTA	59
7.1. Esquema del circuito.....	59
7.2. Elementos del ciclo seleccionados	59
7.3. Estados del ciclo	61
8. SIMULACIÓN Y COMPROBACIÓN DE RESULTADOS	63
8.1. Simulación del circuito	63
8.1.1. Validez de resultados.....	75
8.2. Simulación del proceso de congelado de la bandeja de canelones	77
9. AHORRO DE ENERGÍA RESPECTO A LAS TECNOLOGÍAS ACTUALES	79
9.1. Parámetros de rendimiento de los ciclos	79
9.2. Ahorro energético y económico	81
10. PRESUPUESTO	83
11. ANÁLISIS AMBIENTAL	85
11.1. Refrigerantes	85
11.1.1. Características de los fluidos refrigerantes	85
11.1.2. Características de seguridad de los refrigerantes	86
11.1.3. Parámetros para selección del refrigerante.....	87
11.1.4. Coeficientes de impacto sobre el medio ambiente.....	88
11.1.5. Ley de regulación en el uso de refrigerantes	89



CONCLUSIONES	91
AGRADECIMIENTOS	93
BIBLIOGRAFÍA	95
Referencias bibliográficas.....	95





1. Prefacio

1.1. Origen del proyecto

En los países industriales, casi un tercio del total de la energía consumida por el país lo consume la industria. En los últimos años, las empresas han observado que una de las maneras más eficaces de reducir costes y mejorar sus beneficios es hacer un uso eficiente de la energía, por lo que cada vez más se buscan tecnologías con este fin.

El sector de la Industria ha sido, tradicionalmente, el de mayor consumo de energía en España. Sin embargo, gracias a medidas de ahorro y eficiencia en los procesos industriales y debido al aumento de la movilidad de personas y mercancías, el Transporte ha pasado a ser el sector de más consumo. Aún así, toda la Industria sigue representando un consumo importante, siendo ésta responsable del 31% del consumo de energía en nuestro país.

Es importante también tener en mente los compromisos tomados por España, como el Plan de Acción de Eficiencia Energética a nivel comunitario, que define un marco de esfuerzo común para conseguir un ahorro energético de un 9% en el año 2016; o el de conseguir un objetivo mucho más ambicioso incluido en la decisión del Consejo Europeo del 9 de Marzo de 2007, en el que se comprometió a alcanzar niveles de ahorro del 20% en el horizonte del 2020. Por tanto, todos los esfuerzos que tengan como fin el logro de estos objetivos para el respeto del medioambiente y la obtención de tecnologías sostenibles para un futuro mejor, son necesarios.

1.2. Motivación

En la actualidad, como alternativa para hacer frente a la actual crisis de energía y minimizar los efectos negativos sobre el medio ambiente, se proponen principalmente estas medidas:

- Aprender a obtener energía de forma económica y respetuosa con el medio ambiente, con las llamadas energías renovables.
- Aprender a usar eficientemente la energía, lo que implica no desaprovechar energía y conseguir hacer los procesos industriales con el mínimo consumo de energía posible. Para ello es necesario desarrollar nuevas tecnologías más eficientes que ahorren energía, con el fin de conseguir un auténtico desarrollo sostenible.

Es esta segunda medida de actuación la que motiva este proyecto.



Existe un amplio abanico de aplicaciones industriales que podrían beneficiarse del uso de la tecnología presentada en este proyecto para la obtención de frío. Algunos ejemplos serían:

- La congelación y conservación de alimentos (carnes, pescados, frutas, helados etc).
- La climatización de lugares.
- Aplicaciones medicas, como conservación de medicamentos, órganos o huesos.
- Procesos industriales que requieran reducir temperatura de los materiales utilizados, como el mecanizado de algunas piezas.
- Procesos industriales que requieran reducir temperatura de manera rápida cuando sea necesario, como en la producción de energía nuclear.
- Investigaciones científicas con enfriamiento a muy bajas temperaturas, como empleada para licuar algunos gases.
- Pequeñas aplicaciones, como por ejemplo la congelación rápida de botellas de cava.

Dentro de las industrias de obtención de frío, se ha decidido centrar el estudio en una de congelación de alimentos debido a que, a día de hoy, existe un aumento constante de las ventas de alimentos congelados. Este hecho está provocando que muchos usuarios busquen nuevas tecnologías que les permitan incrementar su capacidad de producción o ampliar las líneas de productos, dentro de las cuales primaran aquellas en las que el consumo sea menor y se consigan más prestaciones. La tecnología estudiada en este proyecto puede servir para lograr un importante ahorro energético en este sector.

Con el ahorro energético obtenido se disminuirán los efectos negativos sociales, económicos y ambientales que el consumo energético provoca. Además se conseguirá una mayor concienciación social sobre la importancia de aportar soluciones viables para la crisis energética existente.



2. Introducción

2.1. Objetivos del proyecto

El objetivo final a conseguir con el presente proyecto es el de diseñar un ciclo termodinámico a partir de una nueva tecnología que permita conseguir la producción de frío a bajas temperaturas con un importante ahorro energético en el consumo respecto a los métodos utilizados hoy en día. Los objetivos a conseguir son:

- Producción de frío de manera eficiente y obtención de las temperaturas bajas deseadas.
- Ahorro energético y económico.
- Consiga un sistema con el mayor número de prestaciones para el ahorro energético. Si se puede conseguir una aportación extra (como aprovechar la descarga del compresor para el funcionamiento de la columna o la obtención de agua caliente sanitaria), ésta debe tenerse en cuenta.
- Debido a que el producto a congelar es alimentario, no alterar el estado o características de éste, con el fin de no comprometer aspectos como puede ser la salud de las personas que posteriormente injieran el producto.
- Lograr un ciclo de carácter independiente, es decir, que pueda ser de sustitución de alguno ya existente o servir como un proceso más de congelación complementario dentro de una misma empresa.
- Ha de ser un ciclo que respete la legislación actual en términos de seguridad y normativas medioambientales.
- No encarecer en demasiada cantidad el precio final.

2.2. Alcance del proyecto

Se conseguirá que la producción de frío sea más eficiente, por tanto cualquier empresa que implique una obtención de frío en su actividad podría verse beneficiada con el uso de esta tecnología.

Una vez implantada la solución, el consumo de energía utilizada en un determinado proceso de congelación ha de verse reducido. Este ahorro debe traducirse en un ahorro económico, que será mayor cuanto más frío se necesite conseguir por parte de la empresa.

La finalidad de este documento es la de aportar a las tecnologías de producción de frío ya existentes una nueva manera de conseguir el mismo fin de una manera más eficiente y, por lo tanto, más sostenible.





3. Contextualización del proyecto

3.1. Congelación de productos alimentarios

Alimentos congelados

De todos los alimentos que la industria del frío permite congelar, los alimentos congelados son platos preparados para consumir con solo abrirlos, calentarlos o freírlos. Las ventajas de estos productos son principalmente ahorro de tiempo, disponibilidad casi inmediata, facilidad de conservación y gran variedad. Es por esta practicidad en su uso que la demanda de éstos no deja de aumentar.

Existen muchos tipos de alimentos de este tipo que congele la industria de la refrigeración. Este proyecto se centra en el estudio de congelación de canelones. Para ello se ha escogido un flujo de 1500 kg/h de este producto, que es representativo de las industrias que se dedican actualmente a esta actividad, y es aproximadamente lo que tratan los túneles de congelación actuales.

Para una mejor comprensión de las transformaciones que sufre el producto al congelarse, se introducen a continuación algunos conceptos relacionados con el tema de la congelación de alimentos.

Propiedades de los alimentos congelados

Para congelar un alimento, éste debe exponerse a un medio de baja temperatura durante el tiempo necesario para eliminar los calores sensible y latente del producto. El hecho de reducir la temperatura de un producto a niveles por debajo de los 0°C, produce un descenso significativo en la velocidad de crecimiento de microorganismos y, por tanto, disminuye también el deterioro del alimento debido a la actividad microbiana. Además, la formación de cristales de hielo disminuye la disponibilidad del agua para participar en dichas reacciones.

El proceso de congelación produce un drástico cambio en algunas de las propiedades de los alimentos, debido a la pérdida de agua que experimentan así como el cambio de fase de ésta. Algunas propiedades del producto congelado a tener en cuenta son:

- La densidad: La del agua en estado sólido es menor que la del estado líquido, lo que implica que la densidad de un alimento congelado será menor a la de uno sin congelar. El cambio de densidad es proporcional a la humedad del producto.



- La conductividad térmica: La del hielo es unas 4 veces superior a la del agua líquida, y el efecto es similar en el alimento congelado. Además, si el producto tiene una estructura fibrosa, la conductividad térmica es menor en la dirección perpendicular a las fibras.
- Calor específico: De un alimento congelado a temperaturas 20°C por debajo del punto inicial o inferiores no difiere significativamente del producto sin congelar.

La congelación de un alimento se lleva a cabo con el fin de conservar el producto con una alta calidad, aunque ésta depende finalmente del proceso de congelación utilizado y de las condiciones de almacenamiento posteriores del producto congelado. Factores importantes, y relacionados con el proceso para congelar utilizado son el tiempo y la velocidad de congelación, que influirán notablemente en la calidad del producto, aunque de diferente manera dependiendo del alimento. Las condiciones de almacenamiento posteriores son igualmente importantes puesto que, cualquier aumento de la temperatura en el alimento congelado almacenado, reduce la calidad.

El tiempo de congelación aumentará cuando aumente la densidad, el calor específico y el calor latente de fusión. Por otro lado, el tiempo disminuirá al aumentar el gradiente de temperatura, el coeficiente de transmisión por convección y la conductividad térmica del producto congelado.

La velocidad de congelación se define como la diferencia de temperatura inicial y final, dividida entre el tiempo de congelación.

Existen numerosos sistemas de congelación que la industria intenta adecuar al producto que se congela. Se distinguen dos tipos: los de contacto indirecto y los de contacto directo.

La congelación de canelones en la que se basa el ciclo estudiado en este documento es del tipo contacto directo por corriente de aire, que consiste en el uso de corrientes de aire a bajas temperaturas y altas velocidades para lograr un alto coeficiente de transmisión de calor de convección del aire.



3.2. Tecnologías de obtención de frío a muy baja temperatura

En la actualidad existen varios ciclos utilizados para obtener frío a muy bajas temperaturas. Los más utilizados por la industria de la refrigeración son:

- Ciclo de una sola etapa.
- Ciclo de una sola etapa con evaporador inundado.
- Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa.
- Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, con inyección.
- Ciclo de dos etapas con compresor de dos etapas.
- Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, evaporador inundado e intercooler abierto.
- Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, evaporador inundado e intercooler cerrado.
- Dos ciclos separados con subenfriamiento de líquido.
- Sistema de dos etapas en cascada.

Se puede consultar el esquema detallado de cada uno de los ciclos en el apartado B.3.2 del anexo B.

3.3. Elección del refrigerante

3.3.1. Refrigerante puro

Inicialmente, se estudia la utilización en el sistema de los refrigerantes que suelen utilizarse actualmente en máquinas frigoríficas. Los estudiados son el R-600a, que es el utilizado en las máquinas frigoríficas de nueva fabricación en Europa, y el R-134a, que se utiliza en la mayoría de países que no forman parte de la Unión Europea.

Primeramente, se estudia el emplear el R-600a como refrigerante para el circuito, suponiendo que éste trabaja según un ciclo ideal de compresión entre las temperaturas de 40°C (temperatura de condensación) y -47°C (temperatura de evaporación). Se obtiene la representación de estos procesos sobre el diagrama log (presión)-entalpía del refrigerante R-600a mediante el uso del programa informático Nist Refprop (National Institute of Standards and Technology). A partir de esta representación, se obtienen los siguientes datos de funcionamiento. Ver procedimiento de obtención en el apartado A.1.1. del anexo A.



Parámetros de funcionamiento	R-600a
Relación de compresión (RC)	26,77
Coefficiente de rendimiento (COP)	0,899

Tabla. 3.1 Parámetros de funcionamiento del ciclo de compresión simple con R600a

Se observa que la relación de compresión del sistema es muy alta (lo recomendable es que sea inferior a 9 o 10), de manera que el rendimiento volumétrico obtenido en el compresor es muy bajo. Además, el COP es muy bajo ya que la potencia del compresor necesaria es más grande que el efecto de refrigeración obtenido con el evaporador. Normalmente este parámetro suele ser superior a 1.

Así pues, el uso de R-600a en el circuito que se propone, no es económicamente rentable, ya que la mayor parte del calor disipado en el condensador corresponde al trabajo realizado por el compresor de manera que el consumo energético de la instalación resulta elevado.

De la misma manera se ha estudiado otro refrigerante usado en máquinas frigoríficas, como es el R-134a. Es el refrigerante que se acostumbra a utilizar en los países que no forman parte de la Unión Europea, como en Estados Unidos.

Una vez más se determinan los parámetros de relación de compresión y COP, el procedimiento de obtención se puede consultar en el apartado A.1.1. del anexo A:

Parámetros de funcionamiento	R134a
Relación de compresión (RC)	29,06
Coefficiente de rendimiento (COP)	0,948

Tabla. 3.2 Parámetros de funcionamiento del ciclo de compresión simple con R134a

En este caso, igual que sucede con el R-600a, el valor de la relación de compresión obtenido es muy alto, y el COP sigue siendo muy bajo, por lo que una vez más no resulta económicamente rentable.

Esta problemática sucede con todos los refrigerantes cuando se produce la condensación completa de éstos, ya que la diferencia que existe entre la temperatura de evaporación (alrededor de -47°C) y la de condensación (40°C) es muy grande, de forma que el sistema requiere una elevada cantidad de energía externa procedente de la electricidad.

Con el fin de solucionar este problema, se ha estudiado el uso de la condensación parcial de una mezcla de fluidos refrigerantes, formada por fluidos llamados de alta presión y baja, que se analiza a continuación.

Con un refrigerante puro no se alcanzan las temperaturas muy bajas con un buen rendimiento en el ciclo.



3.3.2. Mezcla de refrigerantes

Se ha analizado el uso de una mezcla zeotrópica (mezcla que no presenta una evaporación ni una condensación constante a una presión determinada debido a las diferentes volatilidades relativas de sus componentes), formada por un componente con valor bajo de presión en las condiciones de trabajo y otro componente con un valor alto de presión. De esta manera, en vez de realizar una condensación total del refrigerante en el condensador, se realiza una condensación parcial de éste (en la destilación) en la cual se separa el refrigerante de alta del de baja, al condensar éste último.

En el circuito termodinámico planteado en el momento de la elección de la mezcla, el refrigerante de alta presión se conduce a un evaporador en el que se absorbe el calor de la cámara a bajas temperaturas y a presiones relativamente moderadas. El de baja presión (con paso previo a un elemento de restricción) se utiliza para condensar completamente el de alta y, a continuación, se dirige al compresor juntamente con el de alta, para disminuir la presión de condensación. Se consigue de esta manera la mínima relación de compresión y permite el uso de un compresor de menor potencia.

3.3.3. Elección de la mezcla

De los refrigerantes existentes en el mercado, se decide escoger los refrigerantes no naturales, ya que los refrigerantes naturales (ver propiedades en el apartado A.1.2. del apartado A) son inflamables y explosivos. En caso de que haya una fuga en el circuito, y uno de estos gases se acumule en algún sitio, puede llegar a provocar una explosión. Por este motivo, para grandes o medianas instalaciones se recomienda que no se usen los refrigerantes naturales.

Para escoger la mezcla que se ha de usar, se analizaron los refrigerantes que pueden ser utilizados en el futuro, según la normativa actual, descartando los refrigerantes CFC y HCFC, dado que estos tipos de refrigerantes dañan la capa de ozono. Por lo tanto, los escogidos, entrarán en el grupo de refrigerantes HFC, ya que no afectan negativamente a la capa de ozono (tienen un coeficiente de potencial de destrucción del ozono (ODP) cero).

Tras lo comentado anteriormente, y analizando los diferentes refrigerantes HFC del mercado en el apartado A.1.3 del anexo A, se decide utilizar el R23 y el R134a para la mezcla debido a que ambos cumplen con la normativa medioambiental y su uso industrial está bastante extendido. Por consiguiente, se decide trabajar con una mezcla bifásica formada por estos dos componentes. En el caso de necesitar un tercer componente porque con la mezcla bifásica no se alcancen las especificaciones requeridas, éste se ha de elegir en función de una serie de parámetros que se muestran a continuación.



El primer parámetro importante a tener en cuenta en la elección de un tercer componente refrigerante de la mezcla es el punto de ebullición a presión normal. Cuanta más sea la diferencia entre la temperatura del tercer componente y la del refrigerante R134a (que de entre los dos escogidos es el de baja presión) mejor, dado que esta diferencia optimiza el diseño de la columna de destilación y mejora la eficiencia térmica de la misma.

Otros parámetros a tener en cuenta son la temperatura del punto crítico del tercer componente, que ha de ser superior a la del R134a, y la presión que presenta en el punto crítico, que ha de ser inferior a la del refrigerante R134a.

Como para poder escoger un tercer componente se debe trabajar con el circuito e ir viendo la evolución de los diferentes refrigerantes, se decide escoger, en caso de ser necesario, el refrigerante R365mfc por ser el que presenta una temperatura en el punto de ebullición normal más elevada. Si una vez trabajado con el sistema la mezcla trifásica no cumple con las especificaciones del ciclo, se variará el tercer componente en función de los parámetros comentados anteriormente y teniendo en cuenta la siguiente tabla.

Mezcla	T punto ebullición (°C)	T punto crítico (°C)	P punto crítico (MPa)
R23	-82	26,1	4,8
R134a	-26	101,1	4,1
Opciones 3er componente			
R227ea	-16,3	101,8	2,9
R236fa	-1,44	124,9	3,2
R236ea	6,2	139,3	3,5
R245fa	15,1	154,0	3,6
R245ca	25,1	174,4	3,9
R365mfc	40,2	186,9	3,3

Tabla. 3.3 Parámetros de temperatura y presión de los componentes de la mezcla binaria y del tercer componente

La mezcla de refrigerantes de partida es una mezcla formada por R23 y R134a. En caso de ser necesario un tercer componente, éste se elegirá de entre los de la tabla anterior.



4. Evolución del circuito

En este capítulo se detalla la evolución seguida, desde un ciclo inicial pensado para satisfacer las especificaciones termodinámicas que se expondrán a continuación, hasta el ciclo definitivo usado para la congelación de los canelones. Se indican los pasos seguidos, añadiendo modificaciones en el ciclo hasta dar con la solución deseada.

Con el fin de tener una idea previa del proceso en la evolución de los diferentes ciclos que va a seguirse en el transcurso de este capítulo se añade el siguiente esquema:

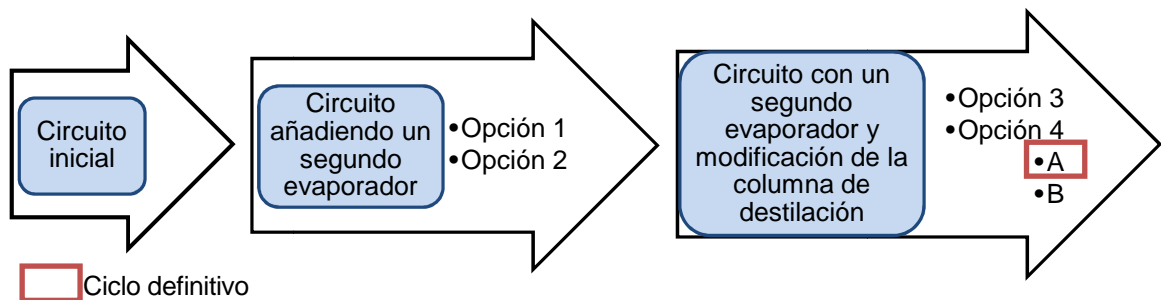


Fig. 4.1. Esquema del proceso seguido en el capítulo hasta la consecución del ciclo definitivo

4.1. Especificaciones termodinámicas del ciclo deseado

El ciclo a conseguir ha de cumplir una serie de requisitos para su correcto funcionamiento que se detallan a continuación.

En el evaporador:

Condición 1

La temperatura que presenta el refrigerante a la entrada del evaporador tiene que estar comprendida entre los -55°C y los -50°C . Esto es debido a que el aire que circula a contracorriente en el evaporador a de salir a una temperatura aproximada de -45°C .

Condición 2

La temperatura que presenta el refrigerante a la salida del evaporador tiene que estar comprendida entre los -50°C y los -45°C . Esto es debido a que el aire que circula a contracorriente en el evaporador a de entrar a una temperatura aproximada de -40°C .



En la columna de destilación:*Condición 3*

Para que la columna de destilación tenga un buen rendimiento, la diferencia de temperaturas entre el destilado en forma de vapor (parte superior) y el producto líquido obtenido (parte inferior) ha de ser lo más grande posible, sin comprometer el funcionamiento del ciclo. La temperatura del producto líquido será igual o superior a 80°C debido a que se intentará obtener Agua Caliente Sanitaria (ACS).

En el ciclo*Condición 4*

Tanto los flujos de entrada como de salida de refrigerante en el compresor consisten en vapor sobresaturado a la presión correspondiente en cada caso.

Condición 5

Los elementos de restricción presentes en el circuito (válvulas) trabajan con la misma caída de presión. Por lo tanto, los valores de presión situados antes de la válvula (presión de alta) y los valores de presión situados después de la válvula (presión de baja) son iguales en todas las ramas.

Condición 6

Los flujos de salida de refrigerante de la columna de destilación, tanto en forma líquida como en forma de vapor, se encuentran en condiciones de saturación.

Condición 7

El vapor saturado obtenido en la columna de destilación se condensa completamente en los intercambiadores 1 y 2, obteniéndose líquido saturado.

Condición 8

La entrada del refrigerante en el evaporador consiste en un líquido de título comprendido entre 0 y 0,2. Esto es debido a que con el proceso de subenfriamiento se busca una calidad superior de la mezcla líquido-vapor.

Condición 9

El refrigerante a la salida de la válvula correspondiente al líquido proveniente de la columna de destilación se encuentra en forma de líquido de título comprendido entre 0 y 0,2. Esto se debe a que con el proceso de subenfriamiento se busca una calidad superior de la mezcla líquido-vapor.



Se ha substituido el proceso de condensación del refrigerante por uno químico; la destilación. Esto permitirá la obtención de temperaturas muy bajas (alrededor de -55°C), con menos trabajo del compresor y, por tanto, con un ahorro energético.

4.2.2. Función de los elementos añadidos

Una vez diseñado el circuito se procede a la descripción del funcionamiento de cada elemento del circuito por separado.

Se desean obtener dos ramas en el circuito con composiciones de la mezcla de refrigerante diferentes, para ello se hace uso de una columna de destilación química. El líquido refrigerante que entra en la columna de destilación se divide en dos corrientes, una rama con mayor concentración del componente más volátil y menor temperatura (rama fría), que sale por encima de la columna en forma de vapor y que se lleva al evaporador para obtener unas temperaturas muy bajas, y otra con mayor composición del componente menos volátil y temperatura superior (rama caliente) que sale por debajo de la columna en forma de líquido.

En cuanto a los intercambiadores, se ha decidido colocar los intercambiadores 3 y 4 para lograr un subenfriamiento y así mejorar la calidad de la mezcla líquido-vapor en los puntos C y J. Los intercambiadores 1 y 3 se han colocado para mejorar la calidad del vapor de los puntos E y M.

El intercambiador 1 también se utiliza para obtener una mayor pureza del componente más volátil en la rama fría de la columna de destilación. El tramo que se conecta al intercambiador 1 está inclinado, lo que provoca que el líquido que se produzca del calor transferido en este intercambiador condensa y desciende por gravedad, mojando dentro de la columna el vapor que sube (esto provoca un aumento de la superficie de contacto entre líquido y vapor, que a su vez mejora el rendimiento de la columna).

4.2.3. Utilización de una mezcla de dos componentes

A partir de estas consideraciones, realizando unas hipótesis iniciales en el ciclo que pueden consultarse en el apartado A.2.1.2 del anexo A, y detallando las especificaciones del ciclo en el apartado A.2.1.4 del anexo A, se realizan los cálculos para definir los estados del sistema. Utilizando el software de cálculo de propiedades de refrigerantes, se determinan los estados termodinámicos que presenta la mezcla de refrigerante en los diferentes puntos del circuito. Para ello se decide, inicialmente, utilizar una mezcla bifásica formada por los refrigerantes R23 y R134a. Los pasos seguidos para llegar al estado de equilibrio se encuentran en el apartado A.2.1.5.1 del anexo A.



Una vez realizados estos pasos, y visto que hay que suponer muchas temperaturas, se decide crear una plantilla en una hoja de cálculo para facilitar el procedimiento, que puede consultarse en el apartado A.2.1.5.2 del anexo A. Ésta servirá de plantilla para diversas modificaciones futuras.

Al ir modificando los estados se observa, en el apartado A.2.1.5.3 del anexo A, que con una mezcla bifásico no se cumplen las condiciones del sistema. En adelante, en cualquier circuito que se diseñe para cumplir las especificaciones requeridas, se utilizará una mezcla de tres componentes.

Pese a ello, el ir modificando diferentes estados y ver su evolución, proporciona una información muy válida sobre el comportamiento del ciclo, que puede ser útil para escoger las actuaciones futuras de forma más rápida y así llegar a la mejor configuración en un tiempo menor. Se observan una serie de tendencias y relaciones que se muestran en forma de gráfico en el apartado A.2.1.5.4 del anexo A.

Con una mezcla de dos componentes no se alcanzan los objetivos planteados.
--

4.2.4. Utilización de una mezcla de tres componentes

Al comprobar que la mezcla bifásica no cumple con las especificaciones requeridas, y es necesaria la utilización de un tercer refrigerante, se escoge de entre los expuestos en la tabla del apartado 3.3.3 de la memoria. Éste debe tener la temperatura de ebullición más alta que el R23 y el R134a. Se escoge el refrigerante R365mfc debido a que es el de punto de ebullición más alto. La elección definitiva del tercer componente tendrá que realizarse en la etapa final, dado que se ha de tener el circuito definitivo para poder realizar una comparativa termodinámica de las diferentes opciones disponibles.

Una vez escogida la mezcla trifásica, se realiza el cálculo de los diferentes estados termodinámicos para lograr el estado de equilibrio del sistema. Con la elección de la mezcla de tres componentes cambia la plantilla utilizada hasta el momento, la nueva versión de plantilla puede consultarse en el apartado A.2.1.6.1 del anexo A.

4.2.4.1. Modificaciones y mejora en la mezcla

Se procede a ver la evolución de las temperaturas del ciclo a partir de una serie de cambios realizados en la composición de la mezcla. En el apartado A.2.1.6.2 del anexo A, se detalla cada modificación individualmente y se muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos en las temperaturas del ciclo.



Una vez analizadas las variaciones de las diferentes temperaturas del sistema, y sabiendo qué efecto produce cada modificación, se procede a mejorar de forma global el sistema para cumplir las especificaciones requeridas. Para saber qué parámetros se han modificado en cada una de las mejoras se puede consultar el apartado A.2.1.6.3 del anexo A.

En la tabla se muestra la variación de las temperaturas y la fracción de vapor (X) de los puntos más significativos del sistema para cada una de las mejoras realizadas.

Estados		Puntos del ciclo							
		A''	A'	C	D	H'	I	J	M
Inicial	T (°C)	59	41,8	-51,1	-31	120	14,8	12,7	61
	X	1	1	0,16	0,79	0	0	0,03	1
Mejora 1	T (°C)	50	36,7	-58,1	-35	100	25,8	1,09	36
	X	1	1	0,14	0,83	0	0	0,2	1
Mejora 2	T (°C)	45	28,2	-60,5	-33	80	27,7	0,85	49
	X	1	1	0,21	0,91	0	0	0,23	1
Final	T (°C)	62	36,8	-59,9	-31	75	30,1	1,16	47
	X	1	1	0,2	0,89	0	0	0,24	1

Tabla. 4.3. Temperaturas de cada tramo después de las mejoras realizadas

El circuito cumple con las restricciones y ecuaciones impuestas, pero se observan dos condicionantes que producen que el circuito no cumpla del todo con los objetivos marcados al inicio del proyecto:

- Las diferencias de temperatura en las entradas y salidas respectivas de cada intercambiador son muy pequeñas. La diferencia ha de ser de entre 5°C y 10°C para que el funcionamiento de los intercambiadores y el evaporador sea óptimo y el rendimiento sea lo más alto posible (*condición 10*).
- La diferencia entre la temperatura de salida por los dos extremos de la columna ha de ser lo más grande posible para que la columna de destilación tenga el mayor rendimiento posible (*condición 3*).

Al tener unas diferencias tan pequeñas (1-2°C) de temperatura entre las entradas y salidas de los intercambiadores, éstos han de ser de un tamaño muy grande para poder funcionar, por tanto no es práctico y encarecería el circuito.

Por otro lado la diferencia de temperatura entre el punto A'' y H' es de apenas 13°C, por lo tanto el rendimiento de la columna es muy bajo lo que implica una columna de destilación muy poco eficiente.

Con este circuito inicial no se cumplen todos los objetivos establecidos, pero se logran temperaturas muy bajas con un buen rendimiento en el ciclo.



4.3. Circuito añadiendo un segundo evaporador

Se continúa con el estudio y los cambios en el ciclo para lograr los objetivos marcados. Se añade un segundo evaporador para repartir la carga frigorífica entre dos evaporadores. Tras analizar la potencia frigorífica necesaria con un evaporador y con dos evaporadores, se observa que en este último caso es menor, con lo que se consigue un ahorro en el consumo del compresor. Se puede consultar el apartado A.2.2.1 del anexo A, y para el consumo con dos evaporadores, el apartado A.2.2.2 del anexo A.

Con esta modificación se enfrían los productos recién salidos del horno desde unos 85°C hasta unos 5°C o 10°C para posteriormente congelarlos hasta los -20°C aproximadamente. Los dos evaporadores del circuito, trabajan en un rango entre -5°C y 0°C y entre -45°C y -40°C, respectivamente. La plantilla utilizada y su funcionamiento, para este tipo de circuito, se expone en el apartado A.2.2.3 del anexo A.

4.3.1. Especificaciones del evaporador añadido

Cabe destacar que hay que tener en cuenta los siguientes condicionamientos técnicos en el segundo evaporador, ya que el aire que circula por él entra a 0°C y sale a -5°C:

Condición 11

La temperatura que presenta el refrigerante a la entrada del evaporador 2 (punto J' del esquema) tiene que estar comprendida entre los -15°C y los -10°C. Esto es debido a que el aire que circula de forma contraria en el evaporador a de salir a una temperatura aproximada de -5°C.

Condición 12

La temperatura que presenta el refrigerante a la salida del evaporador (punto D del esquema) tiene que estar comprendida entre los -10°C y los -5°C. Esto es debido a que el aire que circula de forma contraria en el evaporador a de entrar a una temperatura aproximada de 0°C.

4.3.2. Cálculo de la potencia frigorífica necesaria en cada evaporador

Se realiza un cálculo aproximado de las potencias frigoríficas necesarias en cada evaporador. Se parte de los datos de calor específico de la carne, considerándose que el producto a congelar está formado en su mayoría por ella, y de las temperaturas deseadas en la entrada y salida de los evaporadores según la necesidad de frío.



Como dato supuesto se tiene el flujo de producto a congelar. Se ha optado por escoger un flujo de canelones horario a congelar (1500 kg/h) similar al que se tiene en las empresas que en gran escala se dedican a este sector. Comentar que para cualquier modificación de este flujo se obtendrá de manera rápida la potencia requerida en los evaporadores mediante la plantilla de la hoja de cálculo incluida en apartado A.2.2.2 del anexo A.

El resultado es que en el evaporador 1 se necesita una potencia frigorífica de unos 110 kW aproximadamente y en el evaporador 2 es necesaria una potencia frigorífica de unos 160 kW.

4.3.3. Esquema del circuito con dos evaporadores (opciones 1 y 2)

Se realiza un estudio del circuito y se observa que hay dos opciones para ubicar el segundo evaporador en el circuito. Se decide estudiar los dos casos por separado para al final realizar una comparativa energética entre ellos.

Opción 1

La primera opción consiste en añadir una salida desde el punto H para pasar por el intercambiador 5, seguido de un elemento de restricción y el evaporador 1. La salida de éste se vuelve a llevar a través del intercambiador 5 y, junto al punto L, se conectan al punto M.

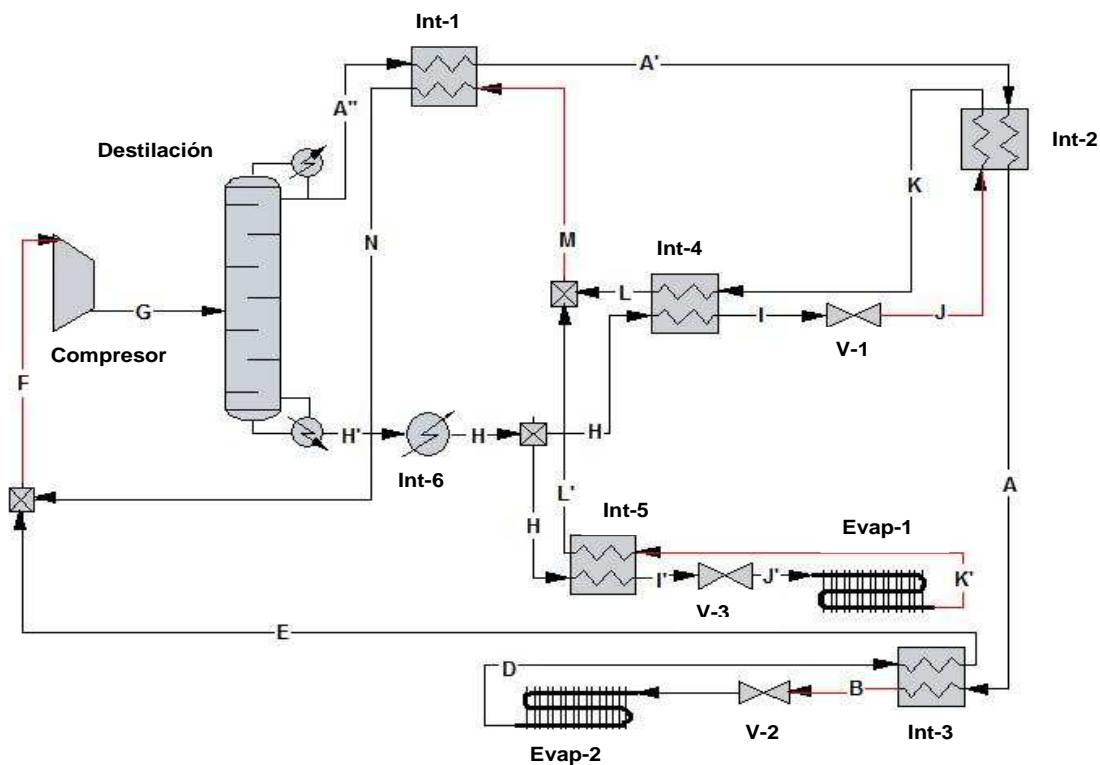


Fig. 4.4. Circuito modificado añadiendo un segundo evaporador (opción 1)



Se procede a realizar un análisis para determinar el estado termodinámico de los puntos del ciclo. La plantilla para este estado de equilibrio se detalla en el apartado A.2.2.4 del anexo A.

Opción 2

Por el contrario, la segunda opción consiste en evitar poner otro intercambiador aprovechando el intercambiador 4. Para ello se añade una salida desde el punto I para pasar por un nuevo elemento de restricción (válvula 3) y el evaporador 1. La salida de éste, juntándose al punto K, se conecta al punto K".

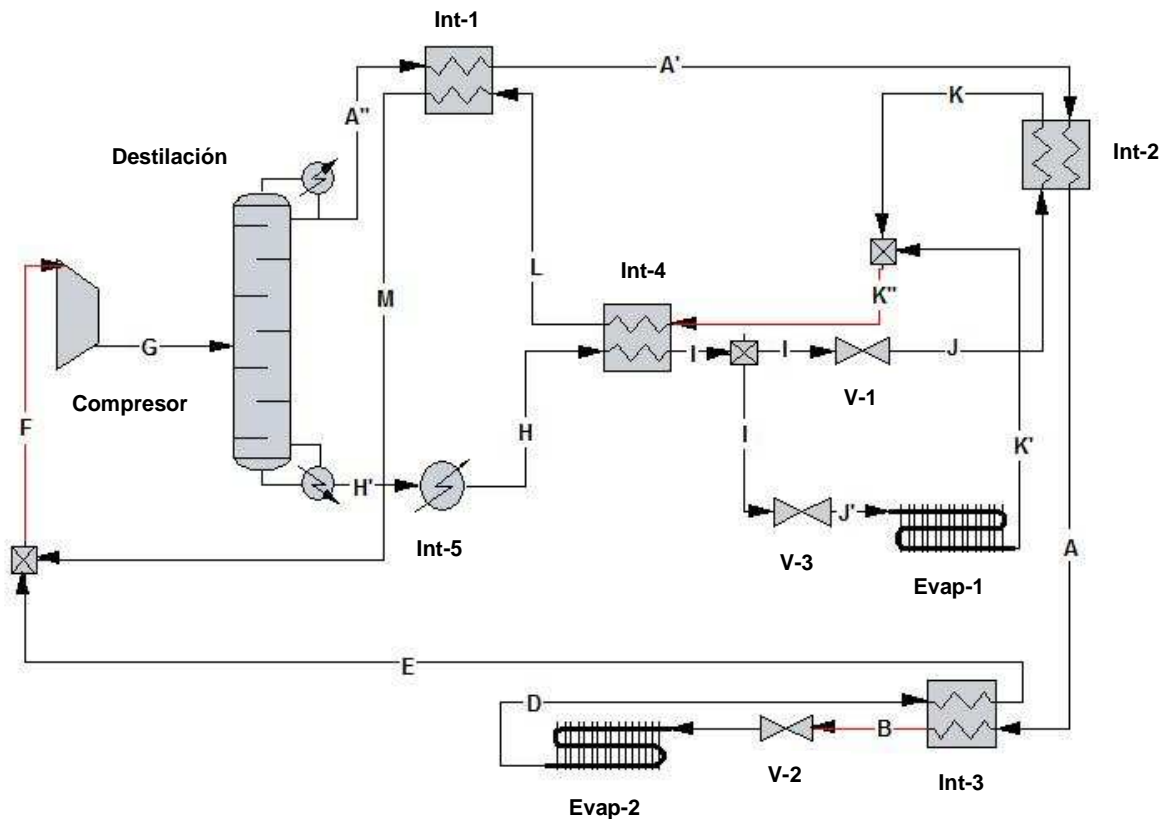


Fig. 4.5. Circuito modificado añadiendo un segundo evaporador (opción 2)

Se sigue el mismo procedimiento que el realizado en la opción 1 para analizar termodinámicamente y poder llegar al estado de equilibrio de este sistema. La plantilla para este estado de equilibrio se detalla en el apartado A.2.2.4 del anexo A.



4.3.3.1. Descarte de las dos opciones

Una vez se analizan los dos circuitos de forma independiente, se llega a la misma conclusión:

- Si se desea obtener una temperatura igual o superior a 80 °C en el punto H' , la composición del refrigerante en este punto provoca que en el evaporador 1 las temperaturas de entrada y salida sean demasiado elevadas y no cumplan con las *condiciones 11 y 12*.
- Si, por el contrario, se desea cumplir con las especificaciones del evaporador 1, no se puede llegar a una temperatura suficientemente caliente en el punto H' (*condición 3*).

Aunque se han de descartado estas dos opciones, como se ha observado que la incorporación del segundo evaporador produce un ahorro energético importante, en adelante se decide modificar el circuito de manera que éste esté formado por dos evaporadores con sus respectivos requerimientos térmicos.

Con el uso de un segundo evaporador se mejora el rendimiento a temperaturas muy bajas pero no se puede obtener calor para el ACS.

4.4. Circuito modificando la columna de destilación

Ante la imposibilidad de conectar el segundo evaporador a la rama más caliente para el funcionamiento deseado, se decide estudiar si utilizando columnas de destilación en serie (u otro tipo de columnas) se puede separar el líquido refrigerante en tres corrientes, una fría (evaporador 2), una de temperatura media (evaporador 1) y una caliente.

4.4.1. Esquema del circuito modificando la columna (opciones 3 y 4)

Se procede ahora a modificar la columna de destilación porque interesa separar el fluido refrigerante en tres corrientes. Para ver las opciones que existen de separación y porqué se ha escogido el tipo Petlyuk, mirar apartado A.2.3.1 del anexo A. Dentro de los sistemas acoplados se ha demostrado que el de Petlyuk puede ahorrar hasta un 30% de la energía empleada en un sistema convencional para realizar la separación. Por ello se decide colocar una columna tipo Petlyuk en la descarga del compresor.

Existen dos opciones de circuito en función de si el líquido refrigerante de la tercera rama (la de temperatura media que sale por en medio de la columna de destilación) sale en forma de vapor saturado o de líquido saturado.



Opción 3

En esta primera opción se considera que el producto lateral es vapor saturado. En este caso, se encarece mucho el circuito, pues se añaden muchos elementos tales como intercambiadores, válvulas, tuberías, etc. El esquema siguiente muestra esta configuración.

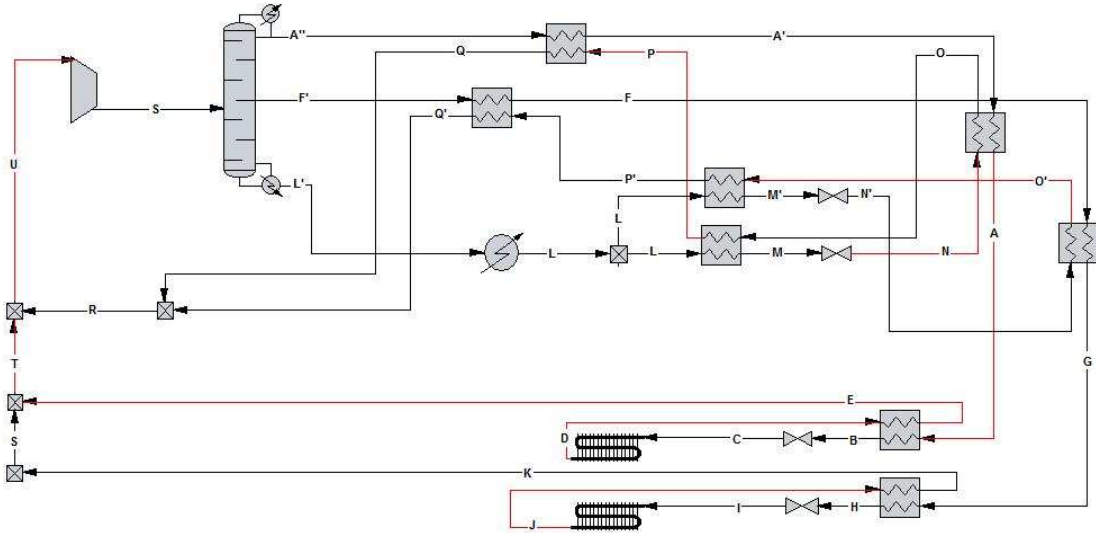


Fig. 4.6. Circuito modificando la columna de destilación (opción 3)

Opción 4

La segunda opción es que, por la rama de temperatura media, en la columna de destilación se obtiene líquido saturado, con lo cual solo se debe añadir un intercambiador previo al nuevo evaporador para que el circuito funcione. A continuación se muestra el esquema correspondiente a esta opción, dentro de la cual hay dos opciones (opción A y B) en función de donde se coloque la salida del intercambiador nuevo de la rama de temperatura media.

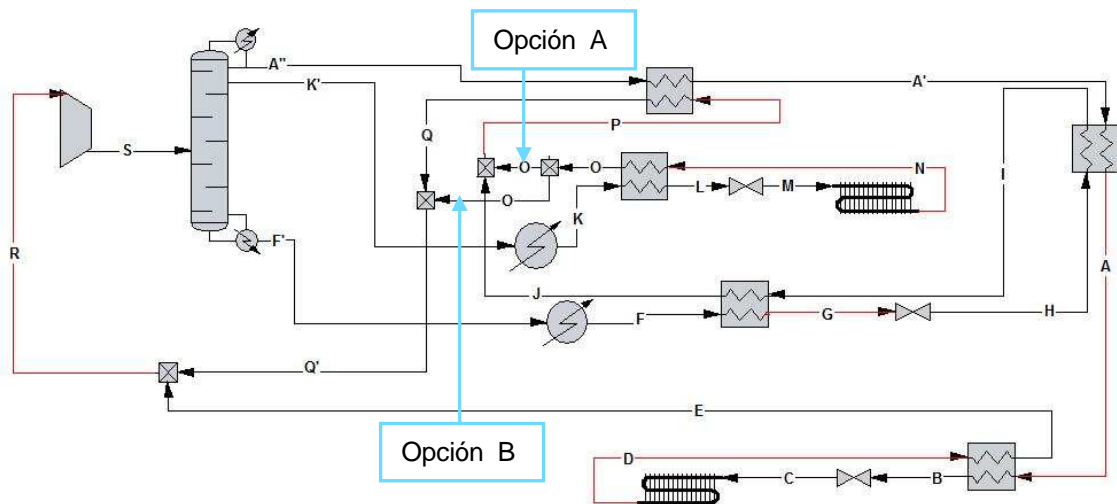


Fig. 4.7. Circuito modificando la columna de destilación (opción 4, dentro de la cual están la opción A y B)



Para analizar las opciones 3 y 4 se comparan los aspectos termodinámico y económico de cada uno de los circuitos. El nuevo modelo de plantilla con los estados del ciclo se puede consultar el apartado A.2.3.1.1 del anexo A.

Aspecto termodinámico:

Con este primer análisis se observa que la opción 4 es mejor, ya que la necesidad térmica de la rama caliente es inferior. Es decir, en la opción 3 la rama caliente ha de condensar ella sola tanto la rama fría como la rama de temperatura media, dado que por estas dos ramas sale vapor saturado, y se ha de condensar para poder trabajar en los evaporadores.

En cambio, en la opción 4 se observa que la rama de temperatura media ayuda a condensar, junto a la rama caliente, el vapor saturado de la rama fría. Esta ayuda propicia que haya menos sollicitación térmica en la rama caliente, lo que implica una mayor eficiencia en el ciclo termodinámico.

Aspecto económico:

Una vez observado que termodinámicamente el circuito de la opción 4 es mejor, se procede al análisis económico para verificar que la opción más apropiada es esta. Como se detalla en la tabla que se muestra a continuación, en la opción 3 se ha de poner el doble de intercambiadores y válvulas al circuito, lo que implica un coste mucho más elevado. Además, en la opción 3 los cuatro intercambiadores que hay que colocar son de placas, en cambio, en la opción 4 se ha de colocar uno de placas y otro de aire. También se ha de contar el tramo de tubería a colocar en ambos circuitos, siendo este tramo mucho mayor en el circuito de la opción 3.

Circuito	Elementos a añadir	Número
Opción 3	Intercambiadores	4
	Válvulas	2
Opción 4	Intercambiadores	2
	Válvulas	1

Tabla. 4.8. Comparativa del número de intercambiadores y válvulas de más a colocar en cada opción

Dentro de las dos opciones anteriores, se llega a la conclusión que la opción 4 es mejor tanto termodinámica como económicamente.

4.4.1.1. Elección del circuito definitivo

El siguiente paso consiste en la elección definitiva de la configuración de este circuito, dado que dentro de esta opción existen dos variantes (opción A y B), dependiendo donde se vaya a enganchar la salida del fluido que se calienta en el intercambiador 4. Éstas se analizarán de forma independiente para, finalmente, escoger la de mejor rendimiento termodinámico.



Opción A

Consiste en juntar el punto O al punto J antes de llegar el líquido refrigerante al intercambiador 1. De esta unión resulta el punto P por el cual circula una masa (m_4) la cual es igual a la suma de la rama de temperatura media (m_2) más la rama caliente (m_3).

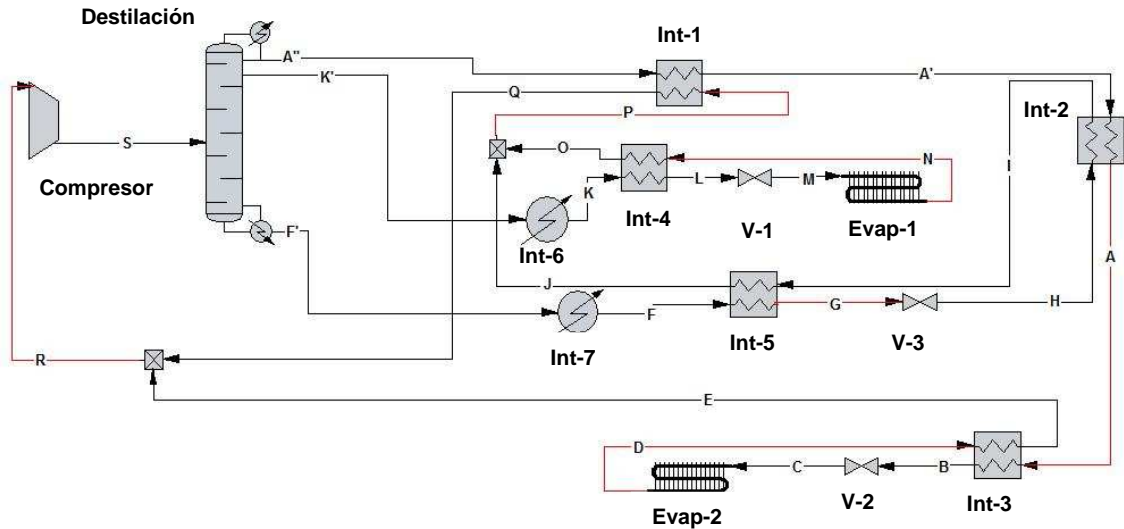


Fig. 4.9. Circuito con la salida del punto O conectada antes del intercambiador 1 (opción A)

Opción B

Consiste en juntar el punto P al punto K después de que el líquido refrigerante que ha salido del intercambiador 5 (punto J) pase por el intercambiador 1. De esta unión resulta el punto Q por el cual circula una masa (m_4) la cual es igual a la suma de la rama de temperatura media (m_2) más la rama caliente (m_3).

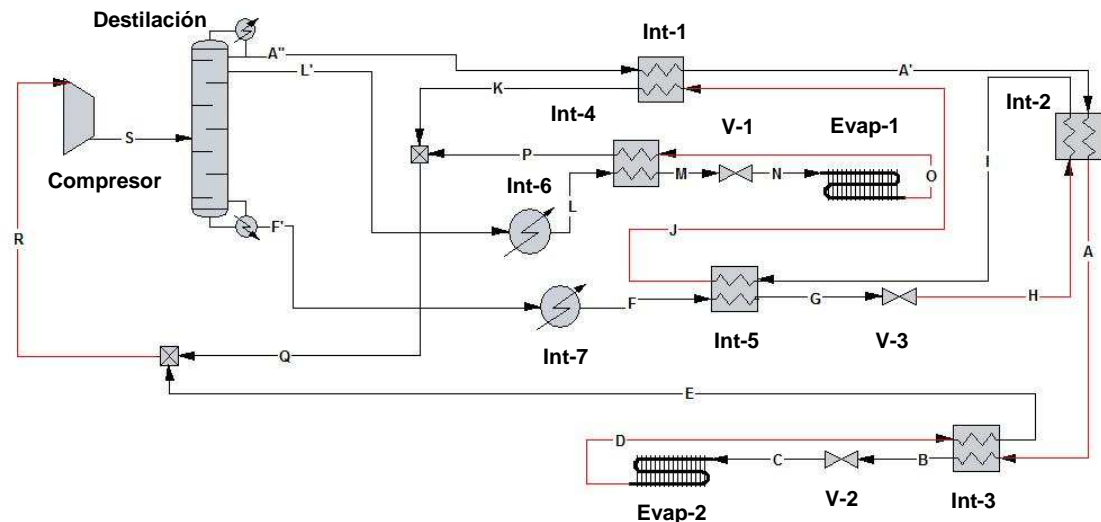


Fig. 4.10. Circuito con la salida del punto O conectada después del intercambiador 1 (opción B)



Para analizar cuál de las dos opciones es mejor termodinámicamente, se realiza una comparativa de los estados en equilibrio. Para ello, cuando se llega a equilibrio en ambas opciones, se comparan los puntos del sistema y las variables termodinámicas que más varíen. En el apartado A.2.3.1.2 del anexo A se muestran las plantillas de estos dos estados.

En la primera columna de la siguiente tabla se muestran las temperaturas de los puntos más importantes que han variado, es decir, los puntos que marcan de forma más importante las especificaciones requeridas. El punto C es la entrada al evaporador 2 de cada opción, y los puntos N y O son los puntos de entrada al evaporador 1 de las opciones 1 y 2 respectivamente.

Tª Puntos del ciclo (°C)	Opción A	Opción B
T_C	-54,5	-54,3
T_{N-O}	-3,2	-3,0
T_Q	18,8	18,3
T_R	6,2	6,0

Tabla. 4.11. Temperaturas de los puntos más destacados del ciclo

En la segunda tabla se han comparado los flujos de todas las ramas del sistema y la potencia de los intercambiadores de las dos opciones.

Parámetros	Opción A	Opción B
m_1 (kg/s)	1,099	1,102
m_2 (kg/s)	0,862	0,845
m_3 (kg/s)	0,991	1,044
m_{TOT} (kg/s)	2,951	2,992
$Q_{INTERCAMBIADOR 1}$ (kW)	16,20	14,53
$Q_{INTERCAMBIADOR 2}$ (kW)	151,30	153,00
$Q_{INTERCAMBIADOR 3}$ (kW)	91,05	91,33
$Q_{INTERCAMBIADOR 4}$ (kW)	52,90	51,22
$Q_{INTERCAMBIADOR 5}$ (kW)	55,15	59,03
$Q_{INTERCAMBIADOR 6}$ (kW)	31,53	30,94
$Q_{INTERCAMBIADOR 7}$ (kW)	67,22	70,87
$Q_{TOTAL INTERCAMBIADORES}$ (kW)	465,35	470,92

Tabla. 4.12. Comparativa del balance másico y energético de las opciones A y B

Analizando la primera tabla se deduce que con la opción A se consigue entrar a los dos evaporadores a menor temperatura, y salir de la unión de la rama de temperatura media y caliente a más temperatura, lo cual implica mayor temperatura en la entrada del compresor (punto R) y se asegura la no entrada de líquido a éste.



Además, en la segunda tabla se observa que, excepto el flujo m_2 , los restantes flujos son menores en la opción A. Por lo tanto, al haber menor flujo total en la entrada del compresor, el número de compresores ha de ser menor.

También se observa que, haciendo el cómputo global del calor necesario en los intercambiadores, resulta inferior en la opción A.

A partir de estas premisas, se decide escoger la opción A como la del circuito definitivo.

4.4.2. Actuaciones en la mezcla para obtener el ciclo óptimo

Una vez obtenido y analizado el circuito definitivo, se realizan tres actuaciones para optimizar el sistema. La primera actuación se realiza sobre la mezcla, la segunda sobre el intercambiador 1 y la tercera actuación se realiza sobre el ciclo termodinámico.

Actuación 1

La primera actuación consiste en modificar uno de los componentes de la mezcla. Analizando las modificaciones y mejoras anteriormente realizadas se ha observado que el refrigerante R365mfc presenta una temperatura de ebullición mucho más alta que los otros dos, con lo que aporta temperaturas demasiado elevadas al ciclo. Por lo tanto, si se desea obtener un ciclo en equilibrio, con una temperatura del fluido que sale por debajo de la columna de entre 80°C y 90°C, la concentración en dicho punto ha de ser poco rica en R365mfc, porque si no, a la presión de trabajo, saldría una concentración muy caliente y no funcionaría el ciclo.

Pero, para el correcto funcionamiento de la columna de destilación, el porcentaje del refrigerante más caliente en la concentración del líquido que sale por la parte inferior de la columna ha de ser el mayor de los tres. Si no sucede esto, la columna tiene un rendimiento muy bajo. Por otro lado, si el porcentaje del refrigerante caliente en este líquido no es el mayor, la concentración estará muy mezclada, lo cual provoca que la diferencia entre la temperatura de saturación del líquido y el vapor sea muy grande (líneas de temperatura muy inclinadas en el gráfico p-h), lo cual no beneficia al ciclo (interesan inclinaciones moderadas).

En las figuras que se muestran a continuación se observa que en la primera mezcla no predomina ningún refrigerante lo cual provoca que las líneas de temperatura sean muy inclinadas. En cambio, en la siguiente figura, al predominar el tercer refrigerante y no tener éste un punto de ebullición tan alto como el R365mfc, estas líneas ya no son tan inclinadas, lo cual beneficia el correcto funcionamiento del ciclo y de la columna de destilación.



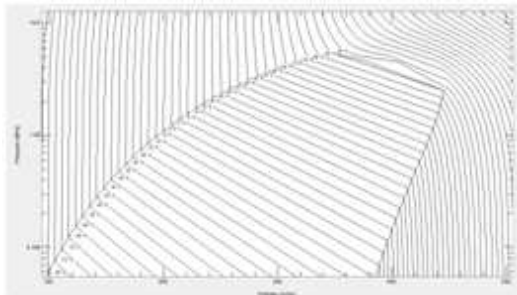


Figura 1
Composición:
30%R23-40%R134a-30%R365mfc

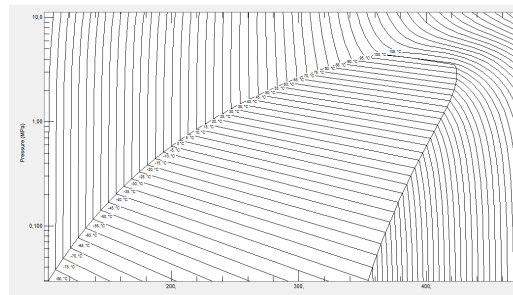


Figura 2
Composición:
10%R23-40%R134a-50%R236ea

Fig. 4.13. En la figura se observa la diferencia de inclinación de las temperaturas que corresponderían a la evaporación dentro de la campana, en función del tercer componente utilizado para la mezcla.

Por lo comentado se decide substituir el refrigerante R365mfc. Para ello se ha de escoger un refrigerante con un punto de ebullición más bajo (refrigerante menos caliente) que el R365mfc.

Finalmente, se escoge el refrigerante R236ea para mezclar con los refrigerantes R23 y R134a.

Actuación 2

Inicialmente se había propuesto que la salida que se conecta al intercambiador 1 estuviera inclinada, lo que provocaría que el líquido que se produjese del calor transferido en este intercambiador descendiera por gravedad, mojando dentro de la columna el vapor que sube (esto provocaría un aumento de la superficie de contacto entre líquido y vapor, que a su vez mejoraría el rendimiento de la columna).

Pero se ha observado que la cantidad de líquido que condensa tanto en la tubería inclinada como dentro del intercambiador es muy pequeña, lo que apenas produce un efecto positivo en la columna. Lo que sí es un cambio significativo es si se empezara a condensar una parte del vapor saturado del punto A" en el intercambiador 1, pues la potencia total necesaria en todos los intercambiadores disminuye. Además, este cambio mejora el ciclo dado que de esta manera la rama caliente necesita menos sollicitación térmica ya que no ha de dar tanto calor a la rama fría al quedar más repartida la potencia.

Para detallar de forma cuantificable este efecto, se elabora la siguiente tabla donde se compara las sollicitaciones térmicas de cada uno de los intercambiadores para las dos situaciones propuestas con los mismos valores de temperatura, presión y composición en los diferentes puntos, tan solo variando la configuración del intercambiador 1. En la última fila se puede observar cómo ha disminuido el requerimiento total de los intercambiadores.



En el apartado A.2.3.2.1 del anexo A se muestran las dos plantillas con los estados de equilibrio de los casos anteriormente expuestos.

Intercambiadores	Potencia inicial (KW)	Potencia modificación (KW)
1	12,48	17,20
2	154,52	135,83
3	93,34	87,52
4	56,52	56,48
5	28,01	25,41
6	26,39	31,61
7	78,84	77,94
Total	450,1	431,99

Tabla. 4.14. Comparación de potencias consumidas antes y después de la aplicación de la Actuación 2

Haciendo que el intercambiador 1 condense parte del vapor extraído por la parte superior de la columna se logra disminuir el consumo total del ciclo.

Actuación 3

La tercera actuación consiste en ir mejorando las temperaturas, presiones y composiciones de los puntos del ciclo. A continuación se muestran unas tablas donde se detallan las mejoras realizadas de forma secuencial al sistema hasta llegar al óptimo.

Estado	P _{ALTA} (MPa)	P _{BAJA} (MPa)	m ₁ (kg/s)	m ₂ (kg/s)	m ₃ (kg/s)	m _{TOT} (kg/s)
Inicial	3,40	0,350	1,2225	1,0079	0,9559	3,1864
Mejora 1	3,20	0,335	1,1757	0,8867	1,0719	3,1343
Mejora 2	3,20	0,335	1,1871	0,9857	1,0225	3,1953
Final	3,02	0,335	1,1704	0,9751	1,0956	3,2410

Tabla. 4.15. Evolución de las presiones y los flujos másicos llevados a cabo en cada mejora

Estado	Composición punto A''			Composición punto K'			Composición punto F'		
	R23	R134a	R236ea	R23	R134a	R236ea	R23	R134a	R236ea
Inicial	80,0%	19,7%	0,3%	17,0%	82,0%	1,0%	7,0	32,0%	61,0%
Mejora 1	80,0%	19,7%	0,3%	17,0%	82,0%	1,0%	7,0	32,0%	61,0%
Mejora 2	77,1%	22,4%	0,5%	20,0%	66,2%	13,8%	7,8	41,3%	50,9%
Final	77,1%	22,4%	0,5%	20,4%	65,3%	14,3%	7,4	41,9%	50,7%

Tabla. 4.16. Variaciones de las composiciones en cada tramo del ciclo, llevadas a cabo en cada mejora

Las plantillas con los estados del circuito después de las mejoras comentadas se muestran en el apartado A.2.3.2.2 del anexo A. En el capítulo 5 se detalla el estado óptimo así como la plantilla definitiva.

Con el estado final se logran todos los objetivos marcados para el ciclo.



4.5. Rangos de aplicación de los circuitos estudiados

A continuación se elabora una tabla resumen donde se muestran los circuitos estudiados en este capítulo y las principales características de cada uno. En los siguientes capítulos se trabaja con el último circuito, ya que es el que ofrece todos los requerimientos termodinámicos deseados además de la posibilidad de aportar el agua caliente sanitaria.

Aún así, los dos primeros ofrecen un consumo menor comparado con las tecnologías actuales que ofrece el mercado de la congelación de productos alimentarios y, por tanto, la aplicación de cualquiera de ellos es interesante si no se desea obtener la aplicación extra de obtención de agua caliente sanitaria

Circuitos estudiados	Características
Circuito inicial	- Consumo eléctrico bajo - Rango de temperaturas muy bajas
Circuito añadiendo un segundo evaporador	- Consumo eléctrico menor - Rango de temperaturas bajas - Rango de temperaturas muy bajas
Circuito modificando la columna de destilación	- Consumo eléctrico menor - Rango de temperaturas bajas - Rango de temperaturas muy bajas - Agua Caliente Sanitaria (ACS)

La primera solución, al tener solo un evaporador, produce un mayor consumo eléctrico respecto a las otras dos, pero menor que el requerido para conseguir las mismas temperaturas en la actualidad. Esta solución es válida para procesos que sólo necesiten un rango de temperaturas muy bajas.

La segunda solución, al disponer de dos compresores, reparte la potencia frigorífica, lo que reduce el consumo eléctrico. Por otro lado, ofrece dos rangos de temperatura, uno de baja temperatura y otro de muy baja temperatura.

Finalmente, la última solución, no solo ofrece bajo consumo eléctrico y dos rangos de temperatura como en la segunda solución, sino que además permite disponer de ACS.



5. Circuito definitivo

En este capítulo se describe el ciclo obtenido tras las modificaciones realizadas en el anterior. A continuación se analiza el circuito y el ciclo termodinámico de la solución.

5.1. Esquema del circuito

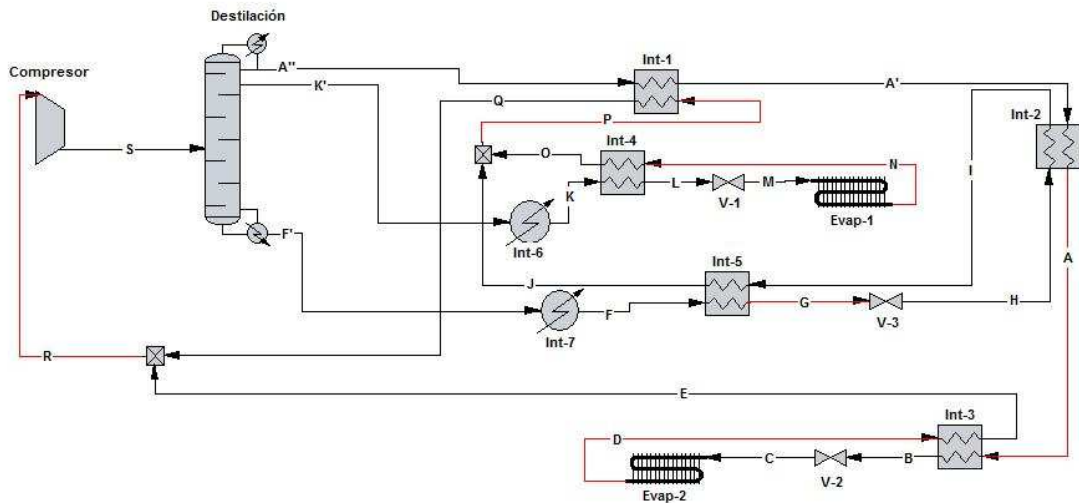


Fig. 5.1. Circuito del ciclo definitivo propuesto

5.2. Caracterización del ciclo termodinámico

Una vez diseñado el circuito y encontrado el estado de equilibrio óptimo del sistema, se procede a su estudio termodinámico. Se recuerda que se desea:

- Obtener una rama fría de temperatura que salga por encima de la columna de destilación para trabajar con un evaporador por el cual ha de circular aire que entre en el evaporador número 2 a -40°C y salga a -45°C .
- Obtener una rama de temperatura media que salga por en medio de la columna de destilación para trabajar con un evaporador por el cual ha de circular aire que entre en el evaporador número 1 a 0°C y salga a -5°C .
- Obtener una rama de temperatura alta que salga por debajo de la columna de destilación para poder usar esta temperatura (superior a 80°C) para calentar el circuito.



5.2.1. Cálculo del flujo másico y composición de los puntos P-Q y R-S

Durante el proceso de elaboración del ciclo definitivo se ha de calcular en la plantilla el caudal másico de refrigerante que ha de circular por todo el circuito. Para este cálculo se han utilizado las ecuaciones:

$$\dot{m}_{1,2} = \frac{\dot{Q}}{h_f - h_i} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

Donde:

$\dot{m}_{1,2}$: Caudal másico de refrigerante (kg).

\dot{Q} : Potencia frigorífica del evaporador (kJ/h)

h_f : Entalpía específica del refrigerante a la salida (kJ/kg)

h_i : Entalpía específica del refrigerante a la entrada (kJ/kg)

$$\dot{m}_{TOT} = \frac{\dot{m}_1}{\% \dot{m}_1 \text{ total}} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (\text{Ec. 5.3})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (\text{Ec. 5.4})$$

En la tabla se indica el caudal másico en cada punto del esquema del ciclo, suponiendo que no se produce acumulación de materia en ningún tramo del circuito. Para ver el procedimiento de cálculo consultar apartado A.2.3.1.1 del anexo A:

Flujos del sistema	Puntos del ciclo	\dot{m} (kg/s)	% \dot{m} respecto al total
\dot{m}_1	A'', A', A, B, C, D y E	1,1704	36,11%
\dot{m}_2	K', K, L, M, N y O	0,9751	30,09%
\dot{m}_3	F', F, G, H, I y J	1,0956	33,80%
\dot{m}_4	P y Q	2,0706	63,89%
\dot{m}_{TOT}	R y S	3,2410	100%

Tabla. 5.2. Flujo másico de cada punto del esquema

En las siguientes tablas se muestran los valores de las composiciones de los puntos P-Q y R-S.

Cálculo de las composiciones P-Q:

Para el cálculo de la composición de estos puntos se han seguido las ecuaciones resultantes de realizar un balance de masa en el punto de unión P.

Puntos	Composición R23	Composición R134a	Composición R236ea
Punto O	20,42%	65,30%	14,28%
Punto J	7,40%	41,93%	50,67%
Puntos P y Q	13,53%	52,93%	33,53%

Tabla. 5.3. Valores usados para el cálculo de la composición de los puntos P y Q y valor de ésta



Cálculo de las composiciones R-S:

Para el cálculo de la composición de estos puntos se han seguido las ecuaciones de los balances de masa cogiendo como referencia la columna de destilación.

Puntos	Composición R23	Composición R134a	Composición R236ea
Punto A''	77,13%	22,37%	0,50%
Punto K'	20,42%	65,30%	14,28%
Punto F'	7,40%	41,93%	50,67%
Punto R y S	36,48%	41,97%	21,55%

Tabla. 5.4. Valores usados para el cálculo de la composición de los puntos R y S y valor de ésta

Para ver el procedimiento de cálculo de las composiciones de P-Q y R-S consultar el apartado A.2.3.1.1 del anexo A; y para las propiedades termodinámicas de las composiciones de la mezcla definitiva, ver el apartado A.1.4 del anexo A.

5.2.2. Ecuaciones y restricciones del ciclo

A continuación se detallan los balances termodinámicos de cada uno de los elementos del sistema, los cuales definen las ecuaciones que se han utilizado para elaborar la plantilla definitiva.

Balance intercambiador 1:	$m_1 \cdot h_{A''} + m_4 \cdot h_P = m_1 \cdot h_{A'} + m_4 \cdot h_Q$
Balance intercambiador 2:	$m_1 \cdot h_{A'} + m_3 \cdot h_H = m_1 \cdot h_A + m_3 \cdot h_I$
Balance intercambiador 3:	$h_A + h_D = h_B + h_E$
Balance intercambiador 4:	$h_K + h_N = h_L + h_O$
Balance intercambiador 5:	$h_F + h_I = h_G + h_J$
Balance elemento de restricción 1:	$h_L = h_M$
Balance elemento de restricción 2:	$h_C = h_B$
Balance elemento de restricción 3:	$h_G = h_H$
Balance en el evaporador 1:	$m_2 = Q_1 / (h_N - h_M)$
Balance en el evaporador 2:	$m_1 = Q_2 / (h_D - h_C)$

Tabla. 5.5. Balances de energía de cada intercambiador y evaporador del sistema

Se analiza para cada intercambiador las restricciones de temperatura de entrada y salida de las dos ramas que circulan por cada uno.

Restricciones		
$T_{A''} > T_Q$	Intercambiador 1	$T_{A'} > T_P$
$T_{A'} > T_I$	Intercambiador 2	$T_A > T_H$
$T_A > T_E$	Intercambiador 3	$T_B > T_D$
$T_K > T_O$	Intercambiador 4	$T_L > T_N$
$T_F > T_J$	Intercambiador 5	$T_G > T_I$

Tabla. 5.6. Restricciones del circuito



Determinadas las ecuaciones y restricciones, se escogen las variables a suponer para el cálculo de las variables incógnita. La clasificación resulta:

Variables Supuestas			Estados de saturación	Variables Incógnitas	
T_D	T_E	T_F	Punto A''	$T_{A'}$	T_B
T_I	T_J	T_K	Punto A'	T_C	T_G
T_N	T_O	T_Q	Punto A	T_H	T_L
P_{BAJA}	P_{ALTA}	$Q_{EVAP-1,2}$	Punto K'	T_M	T_P
$\%m_1$	$\%m_2$	$\%m_3$	Punto F'	T_R	T_S

Tabla. 5.7. Variables supuestas y variables incógnita del circuito

El circuito queda definido según las siguientes ecuaciones:

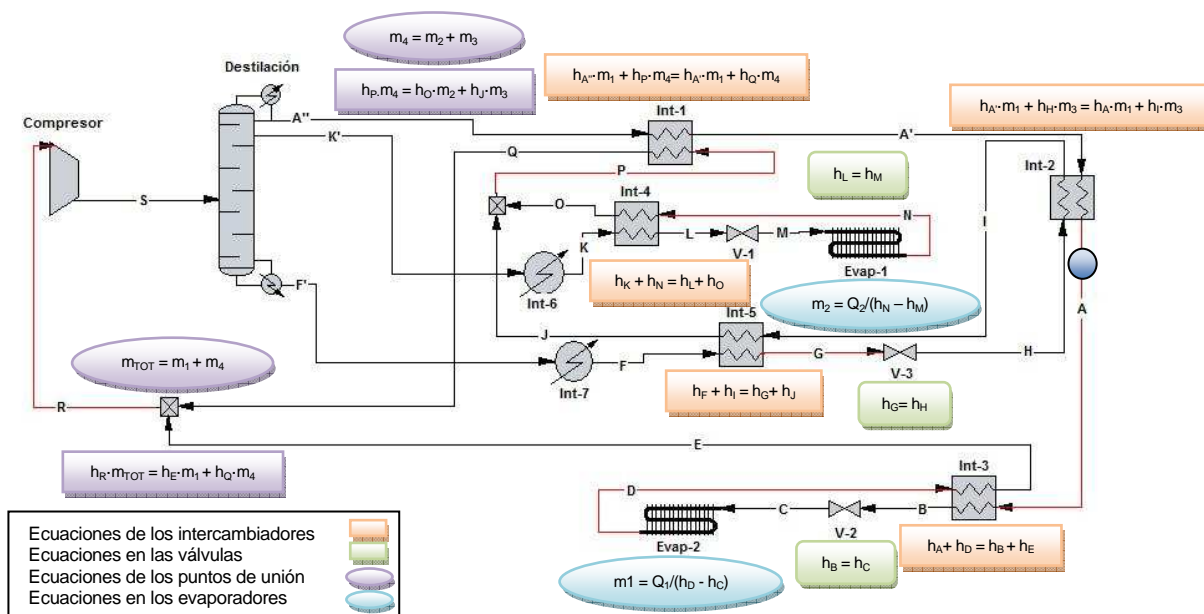


Fig. 5.8. Circuito con las ecuaciones en cada uno de sus elementos



La plantilla del estado de equilibrio definitiva es la siguiente:

m ₁						
ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	d (kg/m ³)	s (kJ/kg·K)	X (título)
A"	3,02	29,0	365,09	139,44	1,5616	1
A'	3,02	26,6	347,68	156,03	1,5037	0,89
A	3,02	16,3	226,83	1003,86	1,0920	0
B	3,02	-39,6	143,77	1314,75	0,7749	0
C	0,34	-53,6	143,77	146,91	0,7865	0,09
D	0,34	-45,2	280,47	20,07	1,4012	0,72
E	0,34	-24,6	363,74	13,05	1,7561	1

m ₂						
ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	d (kg/m ³)	s (kJ/kg·K)	X (título)
K'	3,02	58,7	287,50	988,05	1,2828	0
K	3,02	45,0	264,50	1083,80	1,2120	0
L	3,02	1,4	202,05	1277,50	1,0012	0
M	0,34	-21,5	202,05	84,36	1,0165	0,19
N	0,34	-5,0	314,87	23,35	1,4489	0,68
O	0,34	0,1	377,31	16,40	1,6797	0,95

m ₃						
ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	d (kg/m ³)	s (kJ/kg·K)	X (título)
F'	3,02	85	323,35	926,68	1,3836	0
F	3,02	45,0	260,15	1209,96	1,1971	0
G	3,02	22,5	229,52	1298,24	1,0972	0
H	0,34	0,4	229,52	88,70	1,1108	0,20
I	0,34	16,5	358,09	21,38	1,5657	0,83
J	0,34	19,0	388,73	17,98	1,6711	0,99

m ₄						
ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	d (kg/m ³)	s (kJ/kg·K)	X (título)
P	0,34	10,2	383,35	17,07	1,6768	0,97
Q	0,34	15,2	393,38	16,23	1,7120	1

m _{TOT}						
ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	d (kg/m ³)	s (kJ/kg·K)	X (título)
R	0,34	2,1	382,68	14,59	1,7918	1
S	74,10	412,3	139,38	1,66	1,2972	1

Entrada compresor	(m ³ /h)	(m ³ /s)
	799,6	0,2221

Estados de saturación	
Estados y variables supuestas	
Estados incógnita	

P _{ALTA}	3,020
P _{BAJA}	0,335
Relación compresión	9,01

160KW	m ₁ (Kg/s)	1,1704
110KW	m ₂ (Kg/s)	0,9751
	m ₃ (Kg/s)	1,0956
	m ₄ (Kg/s)	2,0706
	m _{TOT} (Kg/s)	3,2410

COMPOSICIONES	
m ₁	77,13R23-22,37R134a-0,5R236ea.mix
m ₂	20,42R23-65,3R134a-14,28R236ea.mix
m ₃	7,4R23-41,93R134a-50,67R236ea.mix
m ₄	13,53R23-52,94R134a-33,53R236ea.mix
m _{TOT}	36,5R23-41,9R134a-21,6R236ea.mix

Potencia Intercambiadores (kW)	
1	20,76
2	140,87
3	97,34
4	60,89
5	33,56
6	22,42
7	69,24

Comprobación Intercambiadores (kW)	
1	387,21
2	14,25
3	160,00
4	110,00
5	140,86

15,036	ΔTml Intercambiador 1 a contracorriente
12,752	ΔTml Intercambiador 2 a contracorriente
17,855	ΔTml Intercambiador 3 a contracorriente
19,801	ΔTml Intercambiador 4 a contracorriente
13,627	ΔTml Intercambiador 5 a contracorriente

Fig. 5.9. Plantilla del estado de equilibrio correspondiente al ciclo definitivo

En la plantilla se ha colocado una tabla con la potencia de los intercambiadores. Esta tabla es muy útil para realizar posteriormente el diseño de estos elementos. Seguidamente se ha colocado otra tabla con la comprobación de los intercambiadores. Esta última muestra la potencia de los intercambiadores en los lados de estos, y se utiliza para comprobar que en los evaporadores haya la potencia requerida.

También se ha colocado otra tabla con los ΔTml de cada intercambiador para una configuración de contracorriente. Estos valores, junto a la potencia requerida para cada intercambiador, se utilizarán posteriormente para diseñar estos elementos.

Por último se ha calculado el flujo másico y caudal volumétrico en la entrada del compresor. Este valor se utiliza para calcular el estado S, es decir, el de la descarga del compresor. Se puede ver el procedimiento de cálculo en el apartado B.1.1.1 del anexo B.



5.3. Exposición del ciclo termodinámico

A continuación se indican las condiciones termodinámicas teóricas que presenta el refrigerante en cada tramo del circuito y se define el ciclo con los diferentes puntos.

5.3.1. Condiciones teóricas de cada tramo

Se presentan en forma de tabla los parámetros termodinámicos que definen cada punto del ciclo.

	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	x	Condición	Composición			%m
							R23	R134a	R236ea	
A"	3,020	29,0	365,13	1,5617	1	Vapor saturado	77,13	22,37	0,50	36,11
A'	3,020	26,6	347,39	1,5027	0,89	Mezcla líquido-vapor	77,13	22,37	0,50	36,11
A	3,020	16,3	227,03	1,0927	0	Líquido saturado	77,13	22,37	0,50	36,11
B	3,020	-39,6	143,77	0,7749	0	Líquido subenfriado	77,13	22,37	0,50	36,11
C	0,335	-53,6	143,77	0,7865	0,09	Mezcla líquido-vapor	77,13	22,37	0,50	36,11
D	0,335	-45,2	280,47	1,4012	0,72	Mezcla líquido-vapor	77,13	22,37	0,50	36,11
E	0,335	-24,6	363,74	1,7561	1	Vapor sobrecalentado	77,13	22,37	0,50	36,11
K'	3,020	58,7	287,50	1,2828	0	Líquido saturado	20,42	65,30	14,28	30,09
K	3,020	45,0	264,50	1,2120	0	Líquido subenfriado	20,42	65,30	14,28	30,09
L	3,020	1,4	202,05	1,0012	0	Líquido subenfriado	20,42	65,30	14,28	30,09
M	0,335	-21,5	202,05	1,0165	0,19	Mezcla líquido-vapor	20,42	65,30	14,28	30,09
N	0,335	-5,0	314,87	1,4489	0,68	Mezcla líquido-vapor	20,42	65,30	14,28	30,09
O	0,335	0,1	377,31	1,6797	0,95	Mezcla líquido-vapor	20,42	65,30	14,28	30,09
F'	3,020	85,0	323,35	1,3836	0	Líquido saturado	7,40	41,93	50,67	33,80
F	3,020	45,0	260,15	1,1971	0	Líquido subenfriado	7,40	41,93	50,67	33,80
G	3,020	22,5	229,52	1,0972	0	Líquido subenfriado	7,40	41,93	50,67	33,80
H	0,335	0,4	229,52	1,1108	0,20	Mezcla líquido-vapor	7,40	41,93	50,67	33,80
I	0,335	16,5	358,09	1,5657	0,83	Mezcla líquido-vapor	7,40	41,93	50,67	33,80
J	0,335	19,0	388,73	1,6711	0,99	Mezcla líquido-vapor	7,40	41,93	50,67	33,80
P	0,335	10,2	383,35	1,6768	0,97	Mezcla líquido-vapor	13,53	52,94	33,53	63,89
Q	0,335	15,2	393,38	1,7120	1	Vapor sobrecalentado	13,53	52,94	33,53	63,89
R	0,335	2,1	382,68	1,7918	1	Vapor sobrecalentado	36,50	41,90	21,60	100
S	3,020	102,4	446,75	1,7592	1	Vapor sobrecalentado	36,50	41,90	21,60	100

Tabla. 5.10. Definición de cada punto del sistema

5.3.2. Funcionamiento del ciclo termodinámico

Una vez diseñado el circuito y explicado el estado termodinámico de cada tramo, se procede a la descripción del ciclo. Para ello se detalla el funcionamiento de cada elemento del circuito y la evolución del fluido a lo largo del circuito.



Una vez se carga la mezcla de refrigerantes por la entrada del compresor, y llegado al estado de equilibrio del sistema, el ciclo se estabiliza en los parámetros comentados anteriormente. El líquido refrigerante pasa por el compresor y sale vapor sobrecalentado a alta temperatura y alta presión, que se dirige a la parte inferior de la columna de destilación, donde se diseña un depósito para calentar la columna. El vapor se enfría en este depósito y se dirige a la entrada de la columna de destilación. La mezcla de refrigerante entra en la columna, y ésta la separa en tres corrientes de diferente composición y estado.

La corriente que sale por encima de la columna es la corriente fría, ya que es rica en R23. El refrigerante sale en forma de vapor saturado, pasa por el intercambiador 1 y 2 para condensar totalmente. A la salida del intercambiador 2 se coloca un pequeño depósito para asegurar que el líquido refrigerante sea líquido saturado a la salida de éste. A continuación se coloca el intercambiador 3 para lograr un subenfriamiento y así mejorar la calidad de la mezcla líquido-vapor en el punto C. El líquido sufre una expansión isoentálpica antes de pasar por el evaporador 2 donde transmite una potencia de 160 kW, para volver a pasar luego por el intercambiador 3 y ser llevado a la entrada del compresor.

La corriente que sale por el lateral de la columna de destilación es la corriente de temperatura intermedia. Sale líquido saturado que se hace pasar por el intercambiador 6 con aire a temperatura ambiente para reducir su temperatura. A continuación se coloca el intercambiador 4 para lograr un subenfriamiento y así mejorar la calidad de la mezcla líquido-vapor en el punto M. El líquido sufre una expansión isoentálpica antes de pasar por el evaporador 1 transmitiendo una potencia de 110 kW. Posteriormente vuelve a entrar en el intercambiador 4 para calentarse y juntarse con la rama caliente obteniéndose el punto P.

La corriente que sale por la parte inferior de la columna es la corriente caliente. El líquido refrigerante sale en forma de líquido saturado y se hace pasar por el intercambiador 7 con aire a temperatura ambiente para reducir su temperatura. A continuación se coloca el intercambiador 5 para lograr un subenfriamiento y así mejorar la calidad de la mezcla líquido-vapor en el punto H. Esta mezcla líquido-vapor sufre una expansión isoentálpica antes de pasar por el intercambiador 2 para ayudar a condensar la mayor parte de la corriente fría. Luego vuelve a pasar por el intercambiador 5 para calentarse y juntarse al punto P.

En el punto P se juntan las corrientes de temperatura media y la caliente, y se utiliza para condensar una parte del vapor saturado de la corriente fría en el intercambiador 1. El líquido del punto P se calienta y sale del intercambiador 1 en forma de vapor sobrecalentado, el cual se dirige a la entrada del compresor donde se junta con el punto E.

Para obtener una idea más explicativa del desarrollo del ciclo, puede consultarse la representación de éste en los gráficos $\log(P)$ -h en el apartado A.2.3.3 del anexo A.





6. Diseño y elección de los elementos del circuito

Una vez definida la mezcla del refrigerante a utilizar, diseñado el circuito que cumpla las especificaciones requeridas y calculados los estados termodinámicos de cada tramo del ciclo, se procede al diseño y elección de cada elemento del circuito.

6.1. Compresor

Antes de determinar la capacidad del compresor, es conveniente elegir el tipo adecuado para instalar en este sistema de refrigeración. Se ha escogido el tipo de tornillo semi-hermético, por ser de los más económicos, funcionar con poco consumo energético, generar poco ruido y vibración, y ser resistente a fugas de refrigerante.

Se determina el caudal volumétrico teórico en la entrada del compresor $\dot{V}_{\text{TEÓRICO}}$ con el fin de conocer el número de compresores que serán necesarios. Éste procedimiento se muestra en el apartado B.1.1.2 del anexo B.

Una vez definido el caudal volumétrico real que circula por el compresor, se ha de escoger el tipo de compresor y el número de éstos necesarios. Como se puede ver en el apartado B.1.1.3 del anexo B, se necesitarán tres compresores en paralelo debido al gran caudal volumétrico que se mueve en el ciclo. Se han escogido los siguientes compresores:

Elemento: COMPRESOR	Información	\dot{V} (m ³ /h)	P (CV)	Nº
HSK 8571-140 Bitzer	Tornillo semi-hermético	410,00	140,00	3

Tabla. 6.1. Características del compresor

Los dos primeros compresores funcionan a toda potencia, pero el tercero no trabaja a pleno rendimiento. Se ha seleccionado este tipo de compresores porque tienen regulación del 50%, 75% y 100% de la capacidad de funcionamiento, con lo cual el tercer compresor se puede regular según las necesidades.

6.2. Intercambiadores

Previo al diseño se ha de escoger el tipo de intercambiador a utilizar. En el mercado existen varios tipos de intercambiadores, los cuales se detallan en el apartado B.1.2 del anexo B. Para el circuito propuesto, se ha decidido escoger los intercambiadores compactos de placas dado que, para las potencias utilizadas, el flujo de refrigerante y el tipo de instalación son los más eficientes.



Antes de elegir los intercambiadores, se ha de calcular el área de intercambio de calor. El cálculo consiste en, a partir de la potencia requerida en cada intercambiador, calcular el área necesaria según de las condiciones de cada evaporador. Para ello se supone unos valores del coeficiente global de transferencia de calor marcados por las empresas de intercambiadores, los cuales se utilizan para calcular el área mínima necesaria del intercambiador. Una vez se obtiene el valor del área, a partir de un programa de selección de intercambiadores facilitado por la misma empresa, se escoge el más adecuado obteniendo un área real mayor a la calculada anteriormente.

El procedimiento del cálculo del área mínima necesaria es el siguiente:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

\dot{Q} : es la transferencia de calor en los intercambiadores, expresada en W.

U: es el coeficiente global de transferencia de calor, expresado en $\frac{W}{m^2} \cdot K$.

A: es la superficie de transferencia de calor, expresado en m^2 .

ΔT_{ml} : es la diferencia de temperatura media logarítmica, expresada en K.

La ecuación 6.1 de la página 44, se utiliza para realizar el cálculo del área necesaria en cada evaporador. Por tanto, al ser el área la incógnita, se ha de calcular los demás parámetros, los cuales se calcularán a partir de las siguientes fórmulas:

$$\dot{Q}_{INTER.} = \dot{m}_{RAMA1} \cdot (h_{SAL.RAMA1} - h_{ENTR.RAMA1}) \quad (\text{Ec. 6.2})$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{ENTR.RAMA1-SAL.RAMA2} - \Delta T_{SAL.RAMA1-ENTR.RAMA2}}{\ln \frac{\Delta T_{ENTR.RAMA1-SAL.RAMA2}}{\Delta T_{SAL.RAMA1-ENTR.RAMA2}}} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Intercambiador 1

Utilizando la ecuación 6.2 de la página 44 se calcula la potencia requerida en el intercambiador 1.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m1} \cdot (h_{A''} - h_{A'}) = 1,1704 \frac{kg}{s} \cdot (365,13 - 347,39) kJ / kg = 20,76 kW$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es (ecuación 6.7 de la página 57):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{A''-Q} - \Delta T_{A'-P}}{\ln \frac{\Delta T_{A''-Q}}{\Delta T_{A'-P}}} = \frac{(29 - 15,2) - (26,6 - 10,2)}{\ln \frac{(29 - 15,2)}{(26,6 - 10,2)}} = 15,036 K$$



Estimado un valor de $600 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para el coeficiente global de transferencia de calor, el área mínima de transferencia de calor necesaria para el intercambiador 1 ha de ser:

$$A_{MIN1} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{20760 \text{ W}}{600 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 15,036 \text{ K}} = 2,30 \text{ m}^2$$

Una vez calculada el área mínima necesaria, se procede a la elección del intercambiador mediante un software de cálculo de intercambios térmicos facilitado por la empresa Swep en su página web. Pero para poder utilizarlo se han de buscar los valores equivalentes, dado que en este tipo de programas no se puede utilizar la mezcla de trabajo por estar formada por 3 componentes y ser una mezcla líquido-vapor en algunos casos. Para ello se substituye la mezcla por un solo componente que se encuentre en el mismo estado (líquido o vapor), y se recalculan las temperaturas manteniendo el mismo ΔT_{ml} .

Intercambiador 1	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	Presión (MPa)	Refrigerante	Q̇ (kW)
Rama 1	41,02	26,6	3,02	R23	20,76
Rama 2	10,2	27,27	0,34	R134a	

Tabla. 6.2. Equivalencia de los parámetros del intercambiador 1

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el modelo B12Hx70H/1P.

Para los restantes intercambiadores se sigue el mismo procedimiento de diseño y elección que en el intercambiador 1.

Las características de este intercambiador y los que se determinan en adelante a partir del software de diseño y selección de éstos, pueden consultarse en el apartado B.1.2.3 del anexo B.

Intercambiador 2

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m1} \cdot (h_{A'} - h_A) = 1,1704 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (347,39 - 227,03) \text{ kJ/kg} = 140,87 \text{ kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{A'-I} - \Delta T_{A-H}}{\ln \frac{\Delta T_{A'-I}}{\Delta T_{A-H}}} = \frac{(26,6 - 16,5) - (16,3 - 0,4)}{\ln \frac{(26,6 - 16,5)}{(16,3 - 0,4)}} = 12,752 \text{ K}$$



Estimado un valor de $1500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor necesaria para el intercambiador 2 ha de ser:

$$A_{MIN2} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{140870 \text{ W}}{1500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 12,752 \text{ K}} = 7,36 \text{ m}^2$$

Los valores modificados, que se utilizarán para la selección del intercambiador son los siguientes:

Intercambiador 1	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	Presión (MPa)	Refrigerante	Q̇ (kW)
Rama 1	88	83	3,02	R134a	140,87
Rama 2	40,2 (título 0,2)	86,3	0,34	R236ea	

Tabla. 6.3. Equivalencia de los parámetros del intercambiador 2

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B12Lx72L/1P.

Intercambiador 3

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m1} \cdot (h_A - h_B) = 1,1704 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (227,03 - 143,86) \text{ kJ} / \text{kg} = 97,34 \text{ kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{A-E} - \Delta T_{E-D}}{\ln \frac{\Delta T_{A-E}}{\Delta T_{E-D}}} = \frac{(16,3 - (-24,6)) - (-39,5 - (-45,2))}{\ln \frac{(16,3 - (-24,6))}{(-39,5 - (-45,2))}} = 17,855 \text{ K}$$

Estimado un valor de $725 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor necesaria para el intercambiador 3 ha de ser:

$$A_{MIN3} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{93340 \text{ W}}{725 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 16,604 \text{ K}} = 7,52 \text{ m}^2$$

Los valores modificados, que se utilizarán para la selección del intercambiador son los siguientes:

Intercambiador 1	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	Presión (MPa)	Refrigerante	Q̇ (kW)
Rama 1	80	-45,73	3,02	R134a	97,34
Rama 2	-55	49,4	0,34	R23	

Tabla. 6.4. Equivalencia de los parámetros del intercambiador 3

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B25Tx98H/1P.



Intercambiador 4

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m2} \cdot (h_K - h_L) = 0,9751 \frac{kg}{s} \cdot (264,50 - 202,05) kJ / kg = 60,89 kW$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{K-O} - \Delta T_{L-N}}{\ln \frac{\Delta T_{K-O}}{\Delta T_{L-N}}} = \frac{(45 - 0,1) - (1,4 - (-5))}{\ln \frac{(45 - 0,1)}{(1,4 - (-5))}} = 19,801 K$$

Estimado un valor de 800 W/m²·K para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor necesaria para el intercambiador 4 ha de ser:

$$A_{MIN4} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{56520 W}{800 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 20,2 K} = 3,84 m^2$$

Los valores modificados, que se utilizarán para la selección del intercambiador son los siguientes:

Intercambiador 1	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	Presión (MPa)	Refrigerante	Q̇ (kW)
Rama 1	38	-5,6	3,02	R134a	60,89
Rama 2	-57	32,96	0,34	R23	

Tabla. 6.5. Equivalencia de los parámetros del intercambiador 4

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B28x104H/1P.

Intercambiador 5

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m3} \cdot (h_F - h_G) = 1,0956 \frac{kg}{s} \cdot (260,15 - 229,52) kJ / kg = 33,56 kW$$

La diferencia de temperatura media logarítmica, se calcula según:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{F-J} - \Delta T_{G-I}}{\ln \frac{\Delta T_{F-J}}{\Delta T_{G-I}}} = \frac{(45 - 19) - (22,5 - 16,5)}{\ln \frac{(45 - 19)}{(22,5 - 16,5)}} = 13,627 K$$



Estimado un valor de $675 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor necesaria para el intercambiador 5 ha de ser:

$$A_{MIN5} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{33560 \text{ W}}{675 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 13,627 \text{ K}} = 3,65 \text{ m}^2$$

Los valores modificados, que se utilizarán para la selección del intercambiador son los siguientes:

Intercambiador 1	T _{ent} (°C)	T _{sal} (°C)	Presión (MPa)	Refrigerante	Q̇ (kW)
Rama 1	46,3	23,8	3,02	R236ea	33,56
Rama 2	4,5	37,74	0,34	R134a	

Tabla. 6.6. Equivalencia de los parámetros del intercambiador 5

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B10Tx66H/1P.

Intercambiador 6

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m2} \cdot (h_{K'} - h_K) = 0,9751 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (287,50 - 264,50) \text{ kJ/kg} = 22,42 \text{ kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{K'-SAL.AIRE} - \Delta T_{K'-ENTR.AIRE}}{\ln \frac{\Delta T_{K'-SAL.AIRE}}{\Delta T_{K'-ENTR.AIRE}}} = \frac{(58,7 - 40) - (45 - 35)}{\ln \frac{(58,7 - 40)}{(45 - 35)}} = 13,879 \text{ K}$$

Estimado un valor de $30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor máxima para el intercambiador 6 ha de ser:

$$A_{MAX6} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{22420 \text{ W}}{30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 13,879 \text{ K}} = 53,86 \text{ m}^2$$

En este caso se puede utilizar las mismas temperaturas eligiendo como substitutivo de la mezcla un solo componente que tenga el mismo estado a estas temperaturas.

Nombre del fluido Circ. 1: R134a (Líquido)

Nombre del fluido Circ. 2: Aire (10,0 bar)

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B12Lx72L/1P.



Intercambiador 7

$$\dot{Q} = \dot{m}_{m3} \cdot (h_{F'} - h_F) = 1,0956 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (323,35 - 260,15) \text{kJ} / \text{kg} = 69,24 \text{kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{F'-SAL.AIRE} - \Delta T_{F'-ENTR.AIRE}}{\ln \frac{\Delta T_{F'-SAL.AIRE}}{\Delta T_{F'-ENTR.AIRE}}} = \frac{(85 - 40) - (45 - 35)}{\ln \frac{(85 - 40)}{(45 - 35)}} = 23,270 \text{K}$$

Estimado un valor de 30 W/m²·K para el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor máxima para el intercambiador 7 ha de ser:

$$A_{MAX7} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{69240 \text{W}}{30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 23,270 \text{K}} = 99,18 \text{m}^2$$

En este caso se puede utilizar las mismas temperaturas eligiendo como substitutivo de la mezcla un solo componente que tenga el mismo estado a estas temperaturas.

Nombre del fluido Circ. 1 : R236ea (Liquid)

Nombre del fluido Circ. 2 : Aire (28,0 bar)

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B12Lx65L/2P

6.3. Evaporadores

Se ha diseñado el área de transferencia de calor que han de presentar los dos evaporadores del circuito, teniendo en cuenta que al tratarse de dos evaporadores de expansión seca en forma de placa enfriada por aire con convección forzada, su coeficiente global de transmisión de calor es aproximadamente de 30 W/m²·K.

A partir de la ecuación general de transferencia de calor 6.1 de la página 44, se determinará el área de transferencia de calor que han de presentar los evaporadores.

Evaporador 1

Para determinar esta área se ha de calcular previamente la diferencia de temperatura media logarítmica en el evaporador. Para ello, se sabe que el aire que circula a través del evaporador a de entrar a una temperatura aproximada de 0°C y salir a una temperatura aproximada de -5°C. Las temperaturas del refrigerante son las que corresponden a los puntos M y de N del circuito frigorífico.



$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{ENTR.AIRE-N} - \Delta T_{SAL.AIRE-M}}{\ln \frac{\Delta T_{ENTR.AIRE-N}}{\Delta T_{SAL.AIRE-M}}} = \frac{(0 - (-5)) - (-5 - (-21,5))}{\ln \frac{(0 - (-5))}{(-5 - (-21,5))}} = 9,623K$$

En consecuencia, el área mínima de transferencia de calor que ha de disponer el primer evaporador es de:

$$A_{MIN.EVAP1} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{110000W}{30 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 9,623K} = 381,03m^2$$

Evaporador 2

Para el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica en el evaporador en este caso, se considera que el aire en el evaporador a de entrar a una temperatura aproximada de -40°C y salir a una temperatura aproximada de -45°C. Las temperaturas del refrigerante son las que corresponden a los puntos C y D del circuito frigorífico.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{ENTR.AIRE-D} - \Delta T_{SAL.AIRE-C}}{\ln \frac{\Delta T_{ENTR.AIRE-D}}{\Delta T_{SAL.AIRE-C}}} = \frac{(-40 - (-46,5)) - (-45 - (-54,3))}{\ln \frac{(-40 - (-46,5))}{(-45 - (-54,3))}} = 6,773K$$

Por lo tanto, el área mínima de transferencia de calor que ha de disponer el segundo evaporador es de:

$$A_{MIN.EVAP2} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = \frac{160000W}{30 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 6,773K} = 787,48m^2$$

A continuación, utilizando un programa de elección de evaporadores que se explica en el apartado B.1.3 del anexo B, se eligen los siguientes modelos:

Evap.	ELEMENTO	Modelo	Separación aletas (mm)	Superficie (m ²)	Flujo (m ³ /h)	Nº
1	Serie GRB Frimetal	4650	6	373	54,16	2
2	Serie GRX Frimetal	5800	12	333	72,00	3

Tabla. 6.7. Características de los evaporadores



6.4. Columna de destilación y propuesta de obtención de ACS

Como ya se ha comentado anteriormente en el capítulo 4 de este documento, se ha escogido una columna de destilación del tipo Petlyuk por el ahorro energético que su uso supone.

Para ver las ecuaciones y el desarrollo del modelo matemático utilizado para el cálculo del diseño de la columna del tipo Petlyuk consultar el apartado B.1.4 del anexo B. Con el fin de tener este procedimiento de obtención de los datos que luego servirá para determinar el diseño de la columna de manera rápida, se ha creado un programa con Mathcad.

En él, se introducen los caudales y concentraciones en la entrada del prefraccionador (que a su vez es la descarga del compresor en el circuito estudiado), los caudales y concentraciones deseados en los productos y, suponiendo unas recuperaciones en el destilado del prefraccionador, se obtienen los datos generales de un prediseño de lo que será la columna completa. Es un programa en el que de manera iterativa se modifica el reflujo en la sección I hasta hacer coincidir el número de etapas de esta sección (el prefraccionador) con la suma de las de la sección II y III (columna principal). En el caso de las especificaciones deseadas en este proyecto, este número ha resultado ser 16. Por tanto, el diseño de la columna de destilación de tipo Petlyuk constará de 16 etapas. Al ser un programa externo no se ha incluido en el documento pero los resultados al completo obtenidos de éste puede consultarse en el apartado B.1.4 del anexo B. Un resumen de los resultados con este programa es:

Parámetro diseño	Prefraccionador	Sección II	Sección III
Reflujos internos (kg/h)	0.003403	1.132	0.196
Número de etapas	16	4	12
Etapas de alimentación	6	1	8

Fig. 6.8. Parámetros de diseño de la columna de destilación

Remarcar que el resultado obtenido es un prediseño y sirve como punto de partida para un diseño definitivo que puede depender de otros factores según los requisitos necesarios en cada caso en particular, como pueden ser la optimización del consumo del condensador o del rehervidor, la necesidad de un reflujo principal concreto, etc.

Con el fin de escoger una columna de destilación definitiva para el ciclo de estudio, se ha hecho uso de este prediseño introduciéndolo en el programa de simulación Chemcad en el que, junto con el resto del ciclo termodinámico, se han recreado las condiciones termodinámicas y de caudales estudiadas teóricamente para comprobar su correcto funcionamiento.



Para determinar las características concretas y el diseño final de la columna de destilación se parte de los reflujo y de las 16 etapas obtenidas en Mathcad, introduciendo estos parámetros en el programa de simulación. A partir de aquí se procede a modificar parámetros como la etapa de alimentación, la de extracción del producto lateral, la temperatura en el condensador, y la cantidad de flujo másico obtenido tanto en el destilado total como en el producto lateral, hasta que se obtienen las purzas de los tres componentes de la mezcla de refrigerante deseadas en los tres productos. Todo ello intentando optimizar el consumo del condensador y del rehervidor necesarios.

Una vez obtenidos los requisitos deseados, se determinan las medidas de la columna de destilación haciendo uso de Chemcad. Se ha escogido una de relleno, ya que son más eficientes que las de platos, y eso se traduce en un menor tamaño final. Resulta necesaria una columna de 1.5 m de altura y 0.5 m de diámetro, y puede consultarse el informe de ésta en el apartado B.2.1.5 del anexo B.

Para conseguir una mayor eficiencia en el uso de energía, se ha pensado en no desaprovechar la alta temperatura obtenida en la descarga del compresor ya que debido al rendimiento isentrópico del compresor, el fluido en este punto del circuito se encuentra a 138.54°C.

Se decide cambiar ligeramente el esquema del circuito obteniendo el siguiente:

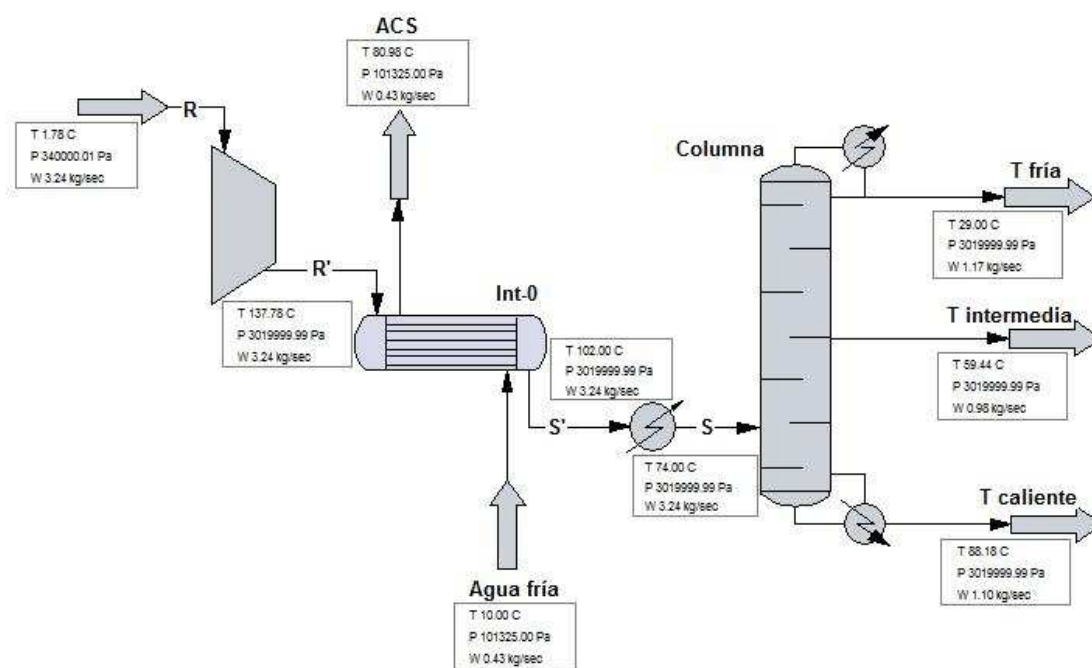


Fig. 6.9. Esquema de la obtención de ACS y representación, mediante un intercambiador (S-S'), del calor cedido al rehervidor de la columna



Como puede observarse, se aprovechará el flujo de calor en la descarga del compresor para dos finalidades:

- Para calentar agua y disponer así de agua caliente sanitaria que podrá ser utilizada para diferentes finalidades en la empresa. Para ello se ha incorporado al esquema un intercambiador en donde entra agua fría a 10°C y se obtiene el ACS (puntos de R' a S' del ciclo que recorre el refrigerante).
- Como fuente de calor para el rehedidor necesario para el correcto funcionamiento de la columna. Para ello en el esquema se ha introducido un intercambiador que simboliza el flujo aportado al rehedidor de la columna (puntos de S' a S).

Debido a que se sabe que el fluido entra en la columna a 74°C, ver apartado B.2.1.5 del anexo B, se puede calcular la potencia calorífica de la que se dispone:

$$\dot{Q}_{DISPONIBLE} = \dot{m} \cdot (h_{R'} - h_S) \quad (\text{Ec. 6.4})$$

$$h_{S \text{ a } 74^\circ\text{C}} = 412,27 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{R' \text{ a } 138,54^\circ\text{C}} = 487,43 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{DISPONIBLE} = 3,241 \cdot (487,43 - 412,27) = 243,5 \text{ kW}$$

Del estudio de la columna de destilación se sabe que la energía requerida por el rehedidor son 116,6 kW, por tanto:

$$\dot{Q}_{REHERVIDOR} = \dot{m} \cdot (h_{S'} - h_S) \quad (\text{Ec. 6.5})$$

$$116,6 = 3,241 \cdot (h_{S'} - 412,27)$$

$h_{S'} = 448,24 \text{ kJ/kg}$, que corresponde a una temperatura del fluido de 102.4°C.

Se comprueba que la temperatura de entrada al rehedidor está comprendida entre 95 y 105°C, para que este intercambiador tenga el mayor rendimiento posible, ya que así existe una diferencia de entre 5 a 20 °C respecto a la temperatura del fluido calentado correspondiente al que se obtiene en la parte inferior de la columna, que se encuentra a una temperatura de unos 90°C (punto F' del ciclo).



La potencia calorífica de la que se dispone para obtener el agua caliente sanitaria será:

$$\dot{Q}_{ACS} = \dot{Q}_{DISPONIBLE} - \dot{Q}_{REHERVIDOR} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

$$\dot{Q}_{ACS} = 243,5 - 111,6 = 131,9 \text{ kW}$$

Y con ella, se puede calcular el flujo másico de agua fría a 10°C que podría calentarse hasta una temperatura de 80°C (a partir de los 70°C ya no existe riesgo de que exista legionela); sería:

$$\dot{Q}_{ACS} = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_{H_2O} \cdot (T_{SAL.H_2O} - T_{ENTR.H_2O}) \quad (\text{Ec. 6.7})$$

$$131,9 = \dot{m}_{H_2O} \cdot 4,18 \cdot (80 - 10)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,45 \text{ kg/s}$$

Así pues, el calor obtenido en la descarga del compresor se utiliza como fuente de calor para el rehervidor de la columna de destilación además de suministrar agua caliente sanitaria a la empresa que puede servir para diferentes usos como limpieza y esterilización de utensilios o para la higiene de los empleados.

Debido a la necesidad de otro intercambiador para poder obtener ACS, se procede al diseño y elección de éste, siguiendo el mismo procedimiento de cálculo que en el apartado 6.2 de la memoria.

Intercambiador 0

Siguiendo el mismo procedimiento que en los casos anteriores, se obtiene:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{TOT} \cdot (h_{R'} - h_{S'}) = 3,241 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (487,26 - 446,75) \text{ kJ/kg} = 131,45 \text{ kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{R'-SAL.AGUA} - \Delta T_{S'-ENTR.AGUA}}{\ln \frac{\Delta T_{R'-SAL.AGUA}}{\Delta T_{S'-ENTR.AGUA}}} = \frac{(138,56 - 80) - (102,4 - 10)}{\ln \frac{(138,56 - 80)}{(102,4 - 10)}} = 74,20 \text{ K}$$

En este caso se puede utilizar las mismas temperaturas eligiendo como substitutivo de la mezcla un solo componente que tenga el mismo estado a estas temperaturas.

Nombre del fluido Circ. 1 : R134a (30,2 bar)

Nombre del fluido Circ. 2 : Agua

El software de cálculo muestra que el intercambiador a elegir es el Modelo B12L/1P-SC-S.



6.5. Elementos de restricción

Para diseñar los elementos del circuito se ha de analizar los tipos de elemento más convenientes a utilizar. De los tipos de elementos de restricción que se dispone en el mercado, el que presenta un mejor control de la temperatura del refrigerante en el punto de control deseado y un coste de adquisición bajo, es la válvula de expansión electrónica. Con esta válvula se regulan caudales de refrigerante relativamente altos, lo que encaja con en el circuito de estudio.

Para diseñar la válvulas de expansión electrónica se utiliza el software EEV Selection, diseñado por la empresa Carel. El procedimiento de diseño de las válvulas se detalla en el apartado B.1.5 del anexo B.

Elemento	Modelo	\dot{m} (kg/s)	P _{ALTA} (MPa)	P _{BAJA} (MPa)
Válvula 1	E3V55	0,9751	3,02	0,335
Válvula 2	E3V65	1,1704	3,02	0,335
Válvula 3	E3V65	1,0956	3,02	0,335

Fig. 6.10. Diseño y elección de las válvulas del sistema

6.6. Tuberías

Las tuberías que se utilizan para transportar el refrigerante en este circuito son de cobre dado que este material no reacciona con ningún de los tres componentes presentes en la mezcla refrigerante. Aparte, el cobre es un material ligero, económico, fácil de manipular y muy resistente a la corrosión ambiental. Además, la gran mayoría de túneles de congelación actuales utilizan este material.

Para determinar el diámetro preciso de las tuberías se ha de tener en cuenta que:

- En la línea del líquido se recomienda que la velocidad del refrigerante sea inferior a 1m/s, para evitar que las tuberías vibren durante la circulación de éste.
- En la línea de gas se recomienda que el refrigerante circule a una velocidad comprendida entre 10 y 20 m/s (siendo 15 m/s la velocidad óptima), para así poder arrastrar el aceite de manera que éste pueda volver al compresor.

Como se conocen las condiciones de presión y temperatura que presenta el refrigerante en cada punto del esquema, se ha podido determinar la densidad del refrigerante en cada tramo del circuito mediante la utilización del programa Refprop. Con el valor de la densidad y el caudal másico determinado anteriormente, se ha calculado el caudal volumétrico del refrigerante en cada punto del circuito, con la Ec. 1.4 de la página 7 del anexo B.



Una vez se conoce el caudal volumétrico de refrigerante que circula por cada punto del esquema, se determina la superficie del tubo necesaria en cada caso, suponiendo que la velocidad del líquido se mantiene a 1 m/s, la del gas a 15 m/s y la de la mezcla líquido-vapor a 3,5 m/s.

$$A = \frac{\dot{V}}{v} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

Y el diámetro necesario del tubo correspondiente al tramo se calcula según:

$$\phi = 2 \cdot \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

Para los puntos del circuito, los resultados de los cálculos, así como el diámetro y material escogidos en los catálogos, se muestran a continuación en la tabla 6.4.

m ₁								
Estado	m (kg/s)	ρ (kg/m ³)	Ṡ (m ³ /s)	v(m/s)	A (cm ²)	D(cm)	D(“) catálogo	Material
A"	1,1704	139,35	0,008399	15	5,60	2,67	1,125	Cobre
A'	1,1704	156,32	0,007487	5	14,97	4,37	2,125	Cobre
A	1,1704	994,18	0,001177	1	11,77	3,87	1,625	Cobre
B	1,1704	1314,47	0,000890	1	8,90	3,37	1,375	Cobre
C	1,1704	146,24	0,008004	3	26,68	5,83	2,625	Cobre
D	1,1704	20,06	0,058342	4	145,85	13,63	6,000	Acero
E	1,1704	13,05	0,089658	15	59,77	8,72	4,000	Acero

m ₂								
Estado	m (kg/s)	ρ (kg/m ³)	Ṡ (m ³ /s)	v(m/s)	A (cm ²)	D(cm)	D(“) catálogo	Material
K'	0,9751	988,05	0,000987	1	9,87	3,54	1,375	Cobre
K	0,9751	1083,80	0,000900	1	9,00	3,38	1,375	Cobre
L	0,9751	1277,50	0,000763	1	7,63	3,12	1,375	Cobre
M	0,9751	84,36	0,011558	3	38,53	7,00	3,000	Acero
N	0,9751	23,35	0,041758	4	104,40	11,53	4,000	Acero
O	0,9751	16,40	0,059467	5	118,93	12,31	4,000	Acero



m₃								
Estado	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	A (cm ²)	D(cm)	D(“) catálogo	Material
F'	1,0956	926,68	0,001182	1	11,82	3,88	1,625	Cobre
F	1,0956	1209,96	0,000905	1	9,05	3,40	1,375	Cobre
G	1,0956	1298,24	0,000844	1	8,44	3,28	1,375	Cobre
H	1,0956	88,70	0,012352	3	41,17	7,24	3,000	Acero
I	1,0956	21,38	0,051246	4	128,11	12,77	5,000	Acero
J	1,0956	17,98	0,060922	5	121,84	12,46	5,000	Acero

m₄								
Estado	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	A (cm ²)	D(cm)	D(“) catálogo	Material
P	2,0706	17,07	0,121287	5	242,57	17,57	7,000	Acero
Q	2,0706	16,24	0,127469	15	84,98	10,40	4,000	Acero

m_{TOT}								
Estado	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	A (cm ²)	D(cm)	D(“) catálogo	Material
R	3,2410	14,60	0,221966	15	147,98	13,73	6,000	Acero
R'	3,2410	95,27	0,034021	15	22,68	5,37	2,125	Cobre
S'	3,2410	113,41	0,028577	15	19,05	4,93	2,125	Cobre
S	3,2410	139,38	0,02325	15	15,50	4,44	2,125	Cobre

Tabla. 6.11. Especificación del resultado del diámetro de tubería y material escogido en el catálogo

Una vez de conoce el valor del diámetro interno del tubo escogido, se recalcula la velocidad del refrigerante en el interior de cada tramo de tubería para comprobar que ésta se encuentra dentro de los valores estimados. Para realizar este cálculo, inicialmente se determina la sección interna de la tubería escogida.

$$A' = \pi \cdot \frac{\phi^2}{4} \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Por tanto, la velocidad del refrigerante se determina a partir del cociente entre el caudal volumétrico del refrigerante en este punto y el área de la sección de la tubería, obteniéndose de la siguiente manera:

$$V' = \frac{\dot{V}}{A'} \quad (\text{Ec. 6.11})$$

Los resultados de la velocidad recalculada se muestran en el apartado B.1.6 del anexo B.





7. Solución teórica propuesta

7.1. Esquema del circuito

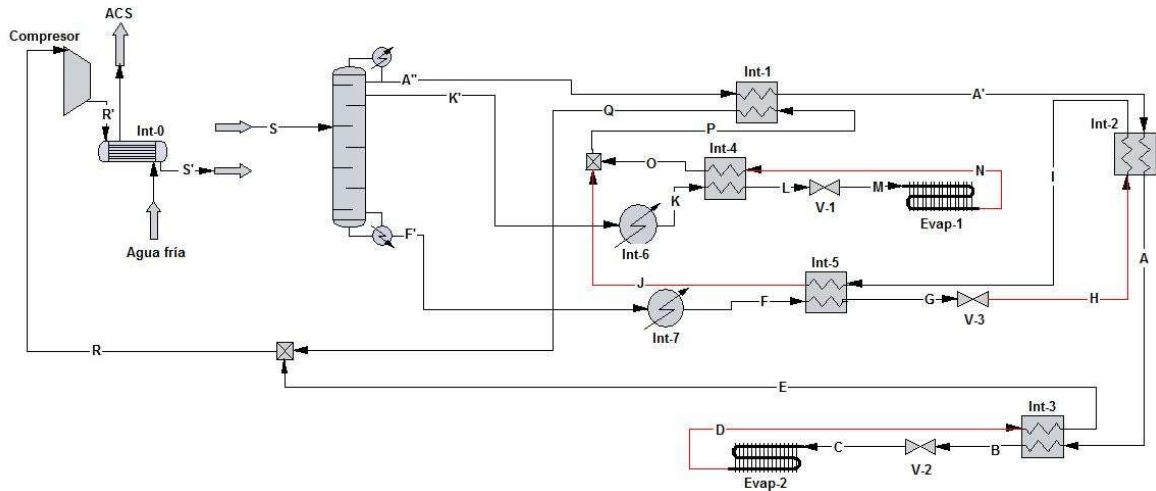


Fig. 7.1. Esquema de solución propuesta

7.2. Elementos del ciclo seleccionados

Elemento: COMPRESOR	Información	\dot{V} (m ³ /h)	P (CV)	Nº
HSK 8571-140 Bitzer	Tornillo semi-hermético	410,00	140,00	3,00

Tabla. 7.2. Características del compresor

Elemento: INTERCAMBIADORES	Información	Nº placas	Superficie (m ²)	\dot{Q} (kW)
Modelo B12Hx70H/1P Swep	Inter. De placas	70	5,71	20,76
Modelo B12Lx72L/1P Swep	Inter. De placas	72	11,80	140,87
Modelo B25Tx98H/1P Swep	Inter. De placas	98	24,20	97,34
Modelo B28Lx104H/1P Swep	Inter. De placas	104	12,20	60,89
Modelo B10Tx66H/1P Swep	Inter. De placas	66	5,95	33,56
Modelo B12Lx72L/1P Swep	Inter. De placas	72	11,80	22,42
Modelo B12Lx65L/2P Swep	Inter. De placas	65	10,60	69,24
Modelo B12L/1P-SC-S Swep	Inter. De placas	64	3,47	131,45

Tabla. 7.3. Características de los intercambiadores



Elemento: EVAPORADORES	Modelo	Separación aletas (mm)	Superficie (m ²)	\dot{V} (m ³ /h)	Nº
Serie GRB Frimetal	4650	6	373	54,16	2
Serie GRX Frimetal	5800	12	333	72,00	3

Tabla. 7.4. Características de los evaporadores

Elemento: COLUMNA DESTILACIÓN	Información	D (m)	Altura (m)
Tipo Petlyuk	Separación de tres componentes	0,5	1,5

Tabla. 7.5. Características de la columna de destilación

Elemento: VÁLVULAS	Modelo	\dot{m} (kg/s)	P _{ALTA} (MPa)	P _{BAJA} (MPa)
Válvula 1	E3V55	0,9751	3,02	0,335
Válvula 2	E3V65	1,1704	3,02	0,335
Válvula 3	E3V65	1,0956	3,02	0,335

Tabla. 7.6. Características de las válvulas

TUBERÍAS	Diámetro (pulgadas)	Diámetro (cm)	Material
A"	1,125	2,8575	Cobre
A'	2,125	5,3975	Cobre
A	1,625	4,1275	Cobre
B	1,375	3,4925	Cobre
C	2,625	6,6675	Cobre
D	6,000	15,2400	Acero
E	4,000	10,1600	Acero
K'	1,375	3,4925	Cobre
K	1,375	3,4925	Cobre
L	1,375	3,4925	Cobre
M	3,000	7,6200	Acero
N	4,000	10,1600	Acero
O	4,000	10,1600	Acero
F'	1,625	4,1275	Cobre
F	1,375	3,4925	Cobre
G	1,375	3,4925	Cobre
H	3,000	7,6200	Acero
I	5,000	12,7000	Acero
J	5,000	12,7000	Acero
P	7,000	17,7800	Acero
Q	4,000	10,1600	Acero
R	6,000	15,2400	Acero
R'	2,125	5,3975	Cobre
S'	2,125	5,3975	Cobre
S	2,125	5,3975	Cobre

Tabla. 7.7. Características de las tuberías en cada punto del circuito



7.3. Estados del ciclo

	P (MPa)	T (°C)	H (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)	S (kJ/kg·K)	x	Condición	Composición (%)		
								R23	R134a	R263ea
A''	3,020	29,0	365,13	139,4	1,5617	1	Vapor saturado	77,1	22,3	0,5
A'	3,020	26,6	347,39	156,3	1,5027	0,89	Mezcla líquido-vapor	77,1	22,3	0,5
A	3,020	16,3	227,03	994,2	1,0927	0	Líquido saturado	77,1	22,3	0,5
B	3,020	-39,6	143,77	1314,5	0,7749	0	Líquido subenfriado	77,1	22,3	0,5
C	0,335	-53,6	143,77	146,2	0,7865	0,09	Mezcla líquido-vapor	77,1	22,3	0,5
D	0,335	-45,2	280,47	20,1	1,4012	0,72	Mezcla líquido-vapor	77,1	22,3	0,5
E	0,335	-24,6	363,74	13,1	1,7561	1	Vapor sobrecalentado	77,1	22,3	0,5
K'	3,020	58,7	287,50	988,1	1,2828	0	Líquido saturado	20,4	65,3	14,2
K	3,020	45,0	264,50	1083,8	1,2120	0	Líquido subenfriado	20,4	65,3	14,2
L	3,020	1,4	202,05	1277,5	1,0012	0	Líquido subenfriado	20,4	65,3	14,2
M	0,335	-21,5	202,05	84,4	1,0165	0,19	Mezcla líquido-vapor	20,4	65,3	14,2
N	0,335	-5,0	314,87	23,4	1,4489	0,68	Mezcla líquido-vapor	20,4	65,3	14,2
O	0,335	0,1	377,31	16,4	1,6797	0,95	Mezcla líquido-vapor	20,4	65,3	14,2
F'	3,020	85,0	323,35	926,7	1,3836	0	Líquido saturado	7,4	41,9	50,6
F	3,020	45,0	260,15	1210,0	1,1971	0	Líquido subenfriado	7,4	41,9	50,6
G	3,020	22,5	229,52	1298,2	1,0972	0	Líquido subenfriado	7,4	41,9	50,6
H	0,335	0,4	229,52	88,7	1,1108	0,20	Mezcla líquido-vapor	7,4	41,9	50,6
I	0,335	16,5	358,09	21,4	1,5657	0,83	Mezcla líquido-vapor	7,4	41,9	50,6
J	0,335	19,0	388,73	18,0	1,6711	0,99	Mezcla líquido-vapor	7,4	41,9	50,6
P	0,335	10,2	383,35	17,1	1,6768	0,97	Mezcla líquido-vapor	13,53%	52,94%	33,53%
Q	0,335	15,2	393,38	16,2	1,7120	1	Vapor sobrecalentado	13,53%	52,94%	33,53%
R	0,335	2,1	382,68	14,6	1,7918	1	Vapor sobrecalentado	36,50%	41,90%	21,60%
R'	3,020	138,5	487,26	95,3	1,8623	1	Vapor sobrecalentado	36,50%	41,90%	21,60%
S'	3,020	102,4	446,75	113,4	1,7592	1	Vapor sobrecalentado	36,50%	41,90%	21,60%
S	3,020	74,1	412,27	139,4	1,6636	1	Vapor sobrecalentado	36,50%	41,90%	21,60%

Tabla. 7.8. Especificación de cada uno de los puntos en el esquema de la solución propuesta





8. Simulación y comprobación de resultados

8.1. Simulación del circuito

Con el fin de observar si el circuito estudiado de manera teórica se traduce en algo factible en la práctica se busca un software de simulación de procesos para observar los resultados en un estado de equilibrio del ciclo. Para ello se usa el programa Chemcad.

Primeramente se define la mezcla de tres componentes y sus composiciones a utilizar, y se introducen los componentes del circuito completo (compresor, columna de destilación, intercambiadores, evaporadores y válvulas) en una hoja de trabajo conectándose entre ellos según el esquema estudiado de la siguiente manera:

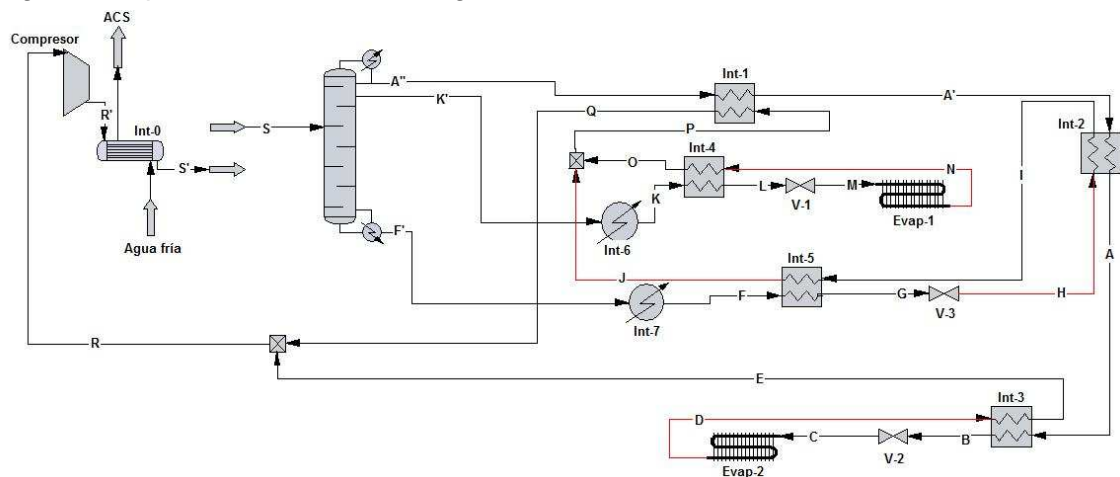


Fig. 8.1. Circuito de simulación

Como puede observarse, se incluye en el circuito la obtención del agua caliente sanitaria. La corriente S' es la que servirá de fuente de calor al rehervidor de la columna de destilación, y la corriente S es la alimentación de la columna. Estas dos definen la entrada a introducir para la simulación y la salida a observar.

Se ha escogido esta corriente por el hecho de tener la particularidad ya comentada de que, con el objetivo de ahorrar energía, se aprovecha el calor del fluido en la descarga del compresor para suministrar agua caliente sanitaria y el calor que necesita el rehervidor de la columna de destilación para su funcionamiento. De esta manera, se puede definir la entrada a todo el circuito como la entrada a la columna de destilación con la temperatura determinada en el diseño de ésta (74°C a una presión de 3.02 MPa) y observar en la salida del intercambiador con agua si se obtienen las características termodinámicas necesarias estudiadas y determinadas en la plantilla teórica del proyecto para el correcto funcionamiento del circuito (misma composición a 102°C y 3.02 MPa).



Previo paso a la simulación, se determinan las características de funcionamiento de cada elemento que forma el circuito especificando lo siguiente:

- Compresor: Presión de salida y eficiencia.
- Columna de destilación: nº de etapas, etapa de alimentación, presión de trabajo de la columna, tipo de condensador, presión de trabajo del condensador, temperatura en el condensador, flujo másico de destilado, y etapa de extracción, estado y flujo másico del producto intermedio.
- Evaporadores: temperatura en la corriente de salida.
- Intercambiadores: temperatura de salida en el intercambiador del fluido que cede calor.
- Intercambiadores de aire: temperatura del fluido en la salida.
- Válvulas: presión de salida.

Se especifica la alimentación a la columna de destilación y la corriente de agua fría (que entra a 10°C) a calentar, mientras el resto de corrientes se inicializan a cero. Ambas entradas se determinan introduciendo la presión, temperatura y composición de la mezcla en este punto, que corresponde al S en la plantilla teórica.

Una vez introducidos los parámetros previos necesarios se procede a la simulación.

Los resultados completos obtenidos se muestran en el apartado B.2.1 del anexo B. A continuación se muestran los más relevantes en el funcionamiento del ciclo.



Los parámetros característicos de cada uno de los puntos que definen el ciclo que han resultado de la simulación, en estado de equilibrio, se muestran en la siguiente tabla:

Corriente	T (°C)	P (Pa)	h (MW)	X	Tot(kmol/s)	Tot (kg/s)	% R23	% R134a	% R236ea
A''	29,00	3019999,99	-9,08	1,00	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
A'	26,60	3019999,99	-9,10	0,90	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
A	15,40	3019999,99	-9,24	0,00	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
B	-39,50	3019999,99	-9,35	0,00	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
C	-53,55	340000,01	-9,35	0,09	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
D	-45,20	340000,01	-9,19	0,70	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
E	-23,31	340000,01	-9,09	1,00	0,02	1,17	0,77	0,22	0,01
K'	59,44	3019999,99	-3,33	0,00	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
K	50,00	3019999,99	-3,35	0,00	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
L	1,40	3019999,99	-3,42	0,00	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
M	-20,36	340000,01	-3,42	0,18	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
N	-5,00	340000,01	-3,32	0,61	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
O	1,88	340000,01	-3,25	0,93	0,01	0,98	0,20	0,65	0,14
F'	88,18	3019999,99	-5,74	0,00	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
F	49,00	3019999,99	-5,82	0,00	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
G	24,00	3019999,99	-5,86	0,00	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
H	3,10	340000,01	-5,86	0,18	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
I	18,80	340000,01	-5,71	0,82	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
J	21,31	340000,01	-5,67	0,99	0,01	1,10	0,07	0,42	0,51
P	12,66	340000,01	-8,92	0,96	0,02	2,07	0,14	0,53	0,34
Q	14,64	340000,01	-8,90	1,00	0,02	2,07	0,14	0,53	0,34
R	1,78	340000,01	-17,99	1,00	0,03	3,24	0,36	0,42	0,22
R'	137,78	3019999,99	-17,66	1,00	0,03	3,24	0,36	0,42	0,22
S'	102,00	3019999,99	-17,79	1,00	0,03	3,24	0,36	0,42	0,22
S	74,00	3019999,99	-17,89	1,00	0,03	3,24	0,36	0,42	0,22
Agua fría	10,00	101325,00	-6,85	0,00	0,02	0,43	0,00	0,00	0,00
ACS	80,98	101325,00	-6,73	0,00	0,02	0,43	0,00	0,00	0,00

Tabla. 8.2. Parámetros característicos de cada uno de los puntos que definen el ciclo que han resultado de la simulación en el estado de equilibrio



En cuanto a los resultados obtenidos de los diferentes elementos del circuito se obtiene:

Evaporadores:

En la tabla se observan los resultados correspondientes a la potencia del evaporador 1 y 2.

Nombre	Evap-1	Evap-2
Temp. salida (°C)	-5	-45,2
Potencia MW	0,1003	0,1593
Presión en la salida (Pa)	340000	340000

Tabla. 8.3. Resultados de los evaporadores

En los gráficos se observa la evolución de la temperatura de la mezcla que circula por el interior de los evaporadores en función de la variación de entalpía en cada punto. En ambos gráficos se observa cual es la temperatura más fría que se alcanza en cada evaporador, siendo de -20.4°C en el evaporador 1 (que corresponde al punto M) y -53.6°C en el evaporador 2 (que corresponde al punto C). Las temperaturas teóricas calculadas en la plantilla del ciclo son de -21.5°C para el punto M y -53.6°C para el punto C. Además la diferencia de temperaturas entre salida y entrada del evaporador es de 15.4°C para el 1 y 8.4°C para el 2, mientras que las diferencias calculadas son de 16.5°C y 8.4°C, respectivamente. Así, los datos obtenidos en el caso de los evaporadores concuerdan con los calculados. Se pueden consultar los datos de la simulación con detalle con los que se han obtenido estos gráficos en el apartado B.2.1.4 del anexo B.

- Evaporador1:

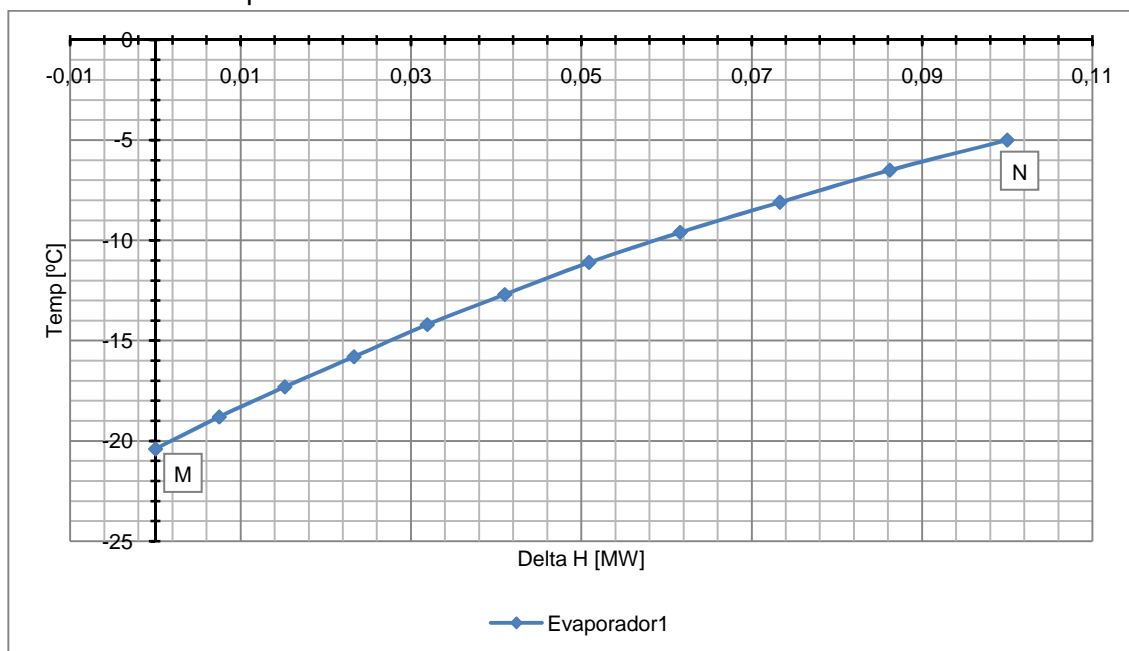


Fig. 8.4. Gráfico donde se muestra la evolución de la temperatura de la mezcla que circula por el interior del evaporador 1 en función de la variación de entalpía



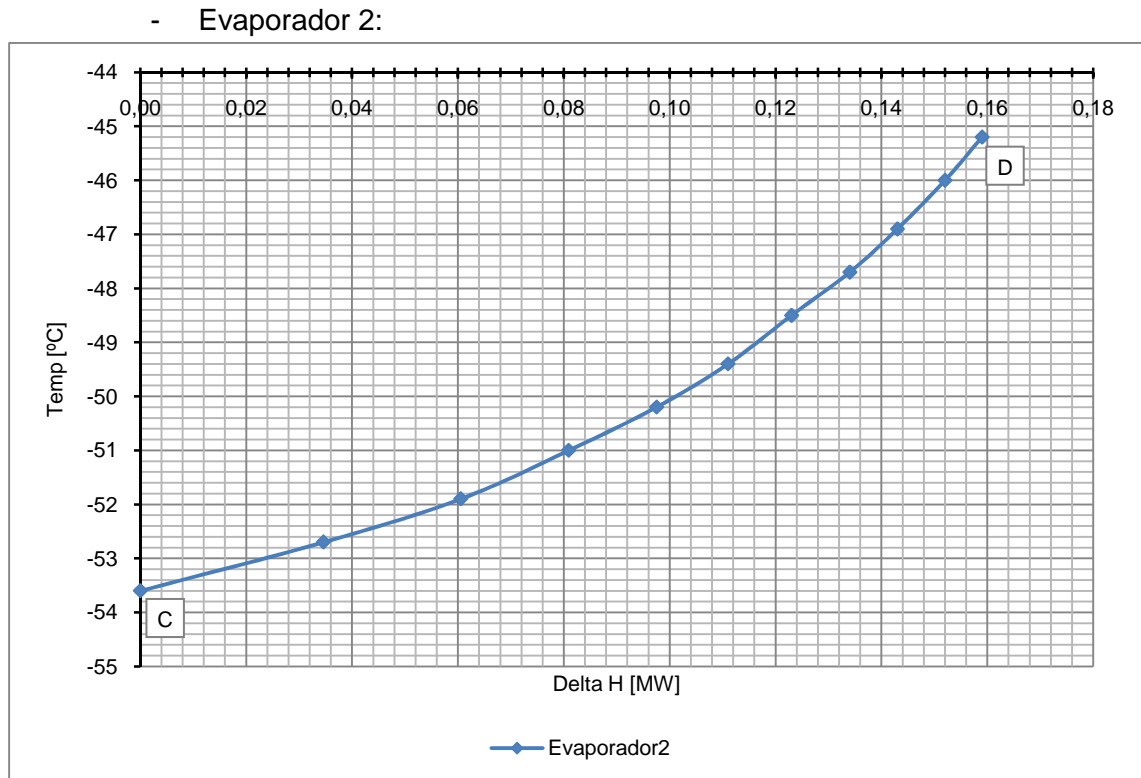


Fig. 8.5. Gráfico donde se muestra la evolución de la temperatura de la mezcla que circula por el interior del evaporador 2 en función de la variación de entalpía

Intercambiadores:

En las tablas se observa el balance de energía del calor cedido y recibido en los diferentes intercambiadores del ciclo. La distinción de los números 6 y 7 es debido a que el intercambio de energía se realiza con aire y no con otra corriente del ciclo como en el caso de los demás. Destacar que en estos dos últimos intercambiadores el signo negativo indica que el fluido se enfría. En el caso del intercambiador 0, la distinción es porque es en éste en el que se obtiene el agua caliente sanitaria.

Nombre de equipo	Int-6	Int-7
Potencia MW	-0,018	-0,074

Nombre del equipo	Int-0
Balance Q (MJ)	0,1279

Nombre de equipo	Int-1	Int-2	Int-3	Int-4	Int-5
Balance Q MW	0,0198	0,1451	0,1057	0,0735	0,0388

Tabla. 8.6. Resultados de los intercambiadores



En los siguientes gráficos se observa la evolución de las temperaturas de las dos corrientes que realizan el intercambio de calor dentro de cada intercambiador en función del incremento de entalpía. La corriente caliente (que es la que cede el calor en el intercambio y, por tanto, la que se enfría), está representada con el color rojo en los gráficos, mientras que la corriente fría (que absorbe el calor y se calienta), es la azul. En el caso de los intercambiadores con aire, los gráficos muestran como se enfría la mezcla, por este motivo las corrientes están representadas en azul en ambos gráficos. Se pueden consultar el detalle de los datos de los que se han obtenido estos gráficos en el apartado B.2.1.3 del anexo B.

- Intercambiador 1:

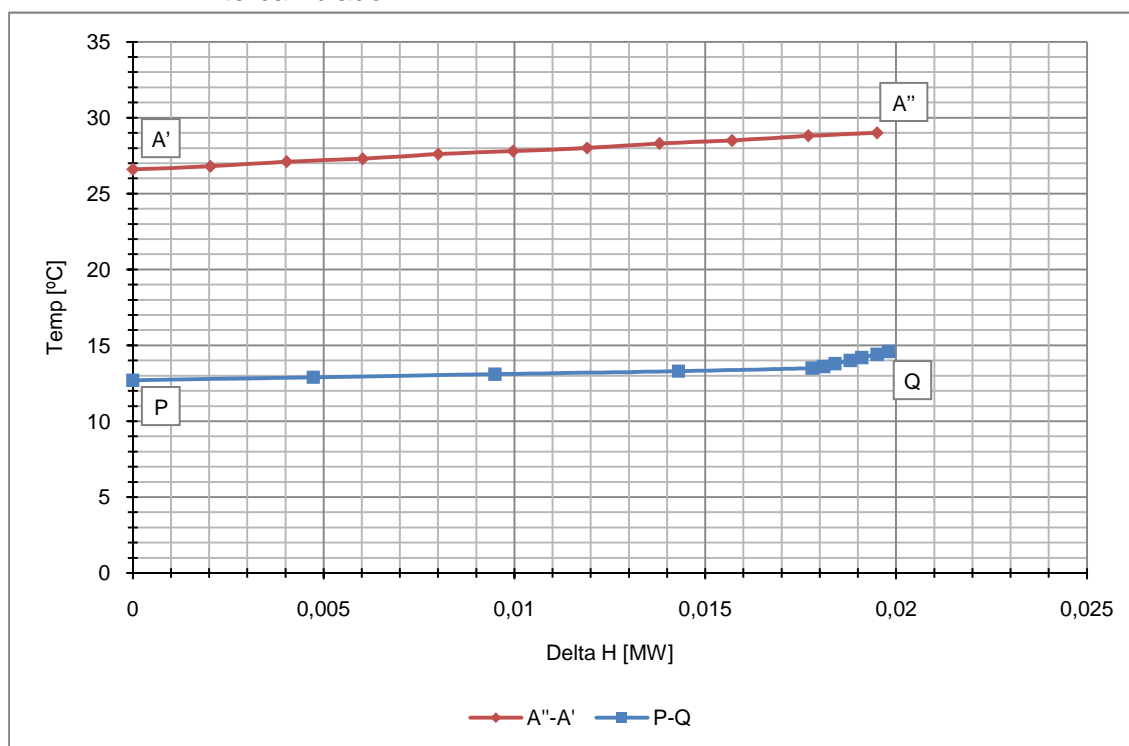


Fig. 8.7. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 1



- Intercambiador 2:

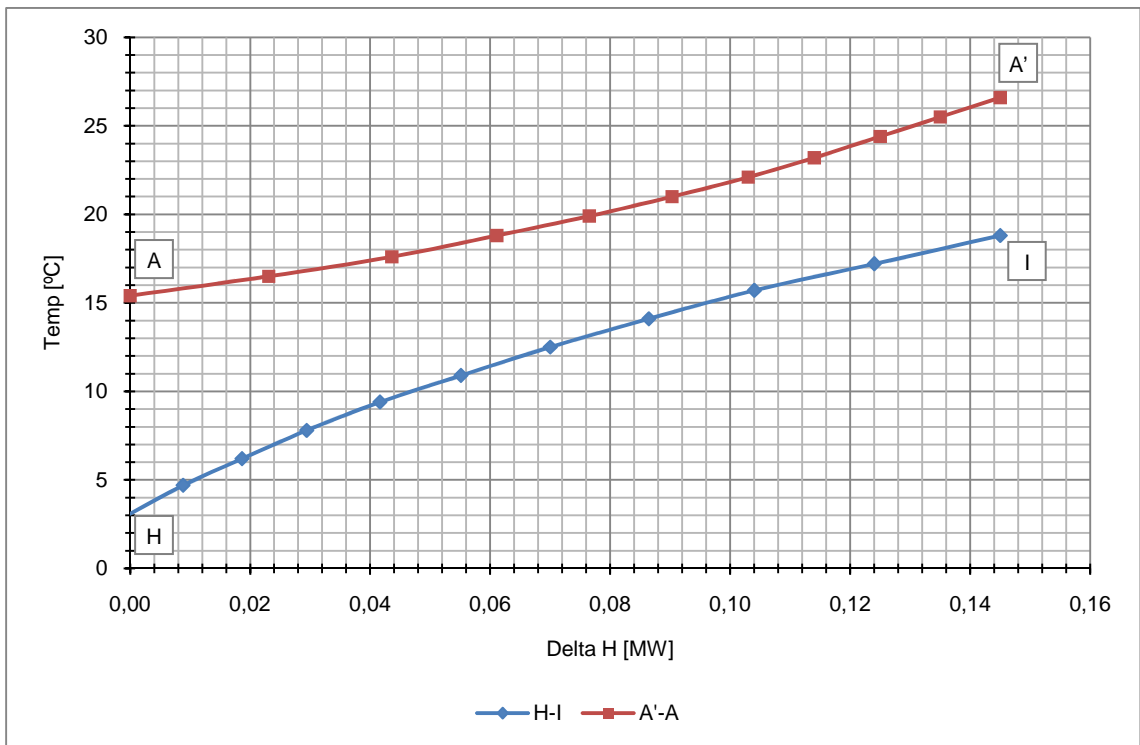


Fig. 8.8. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 2

- Intercambiador 3:

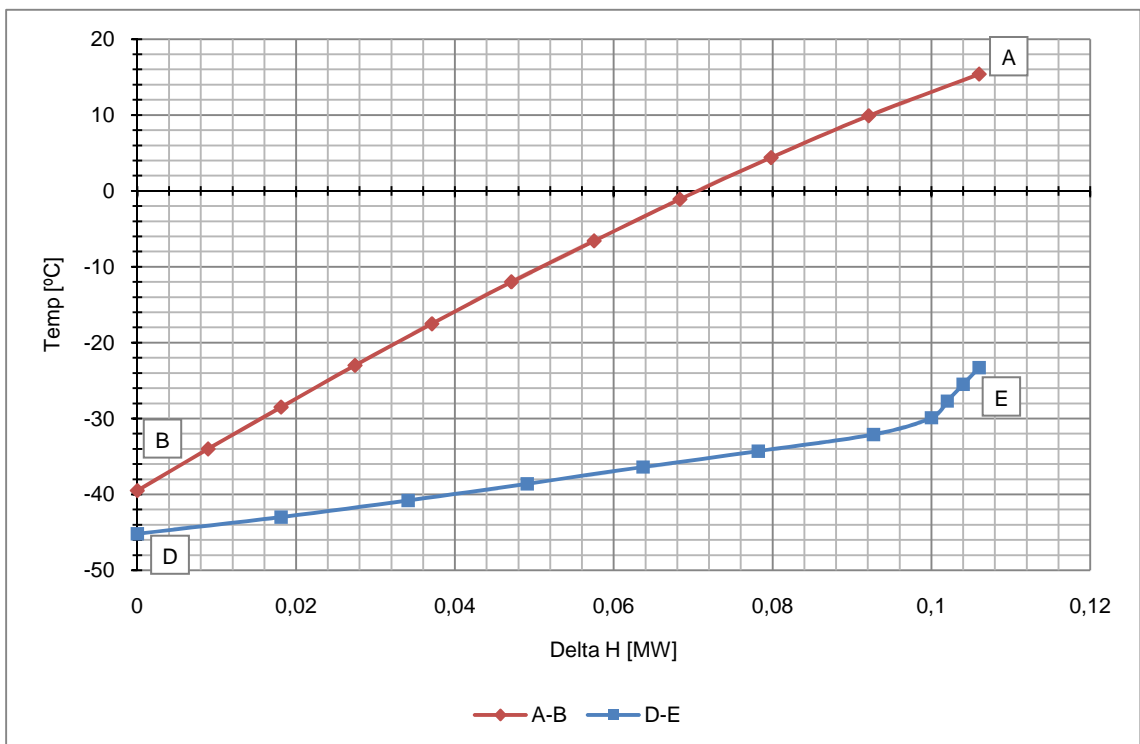


Fig. 8.9. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 3



- Intercambiador 4:

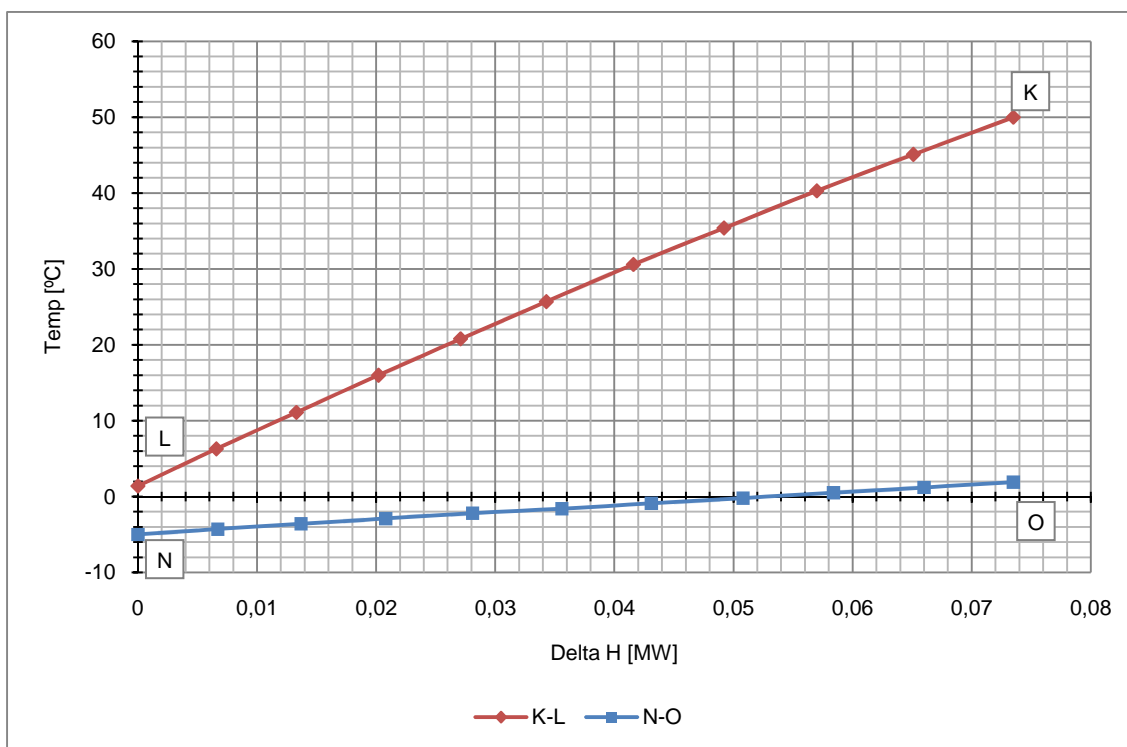


Fig. 8.10. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 4

- Intercambiador 5:

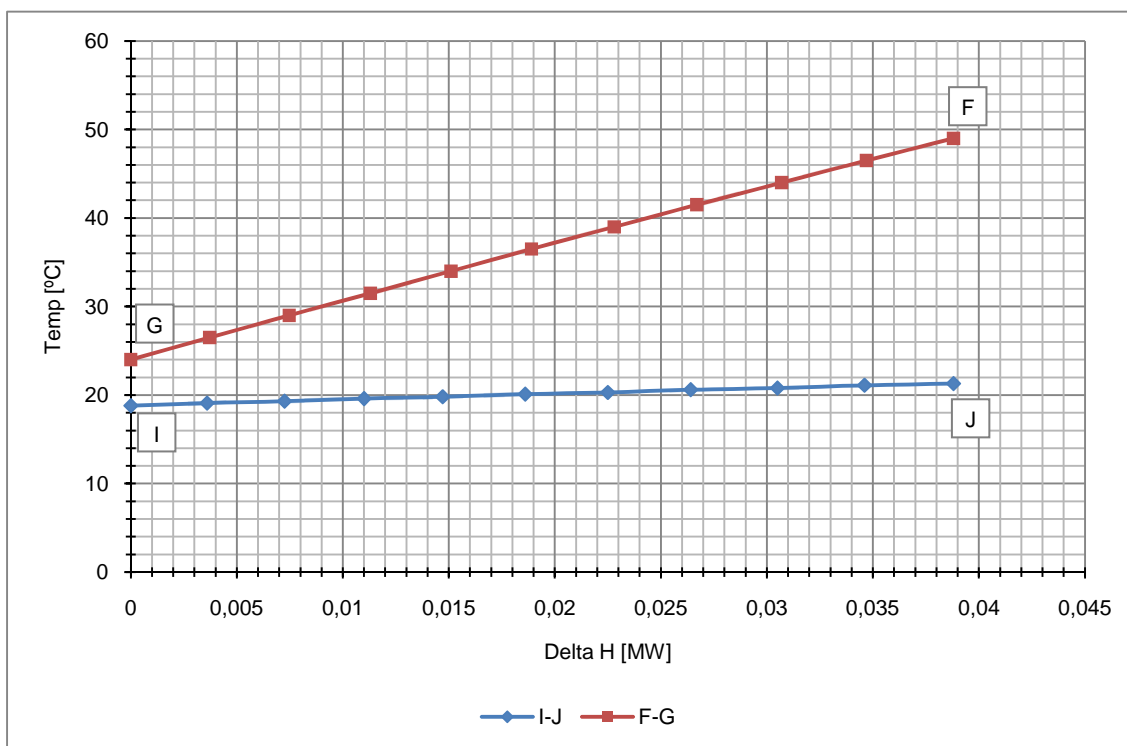


Fig. 8.11. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 5



- Intercambiador 6:

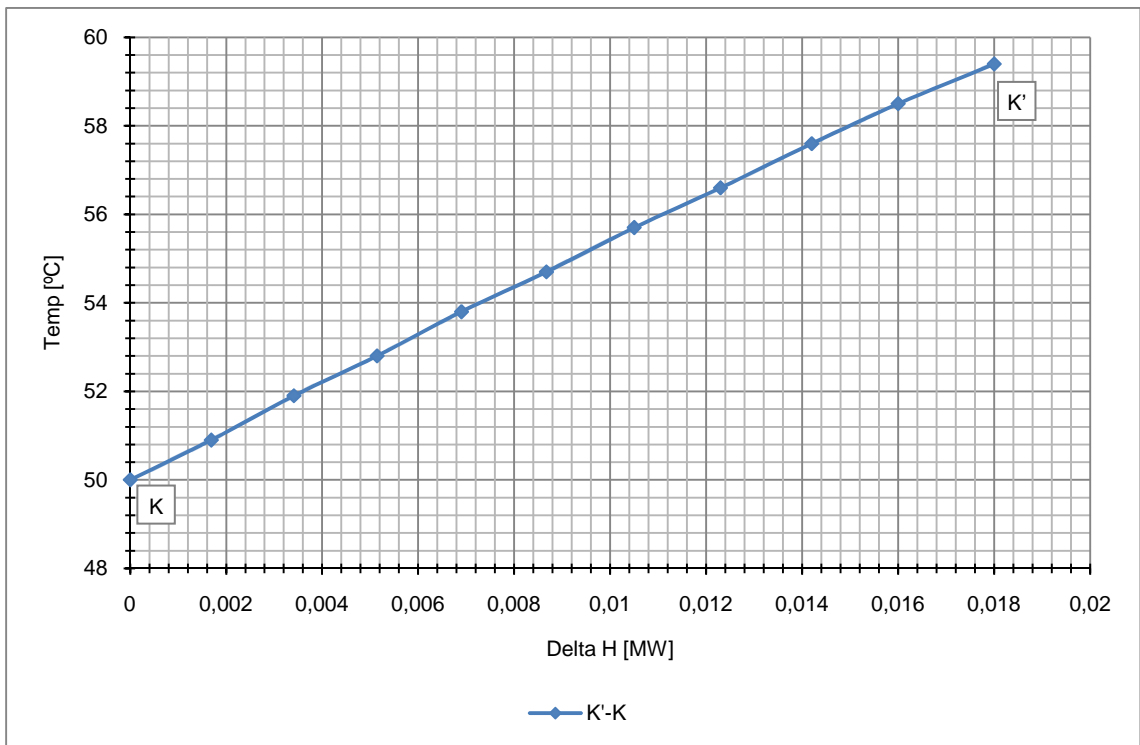


Fig. 8.12. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 6

- Intercambiador 7:

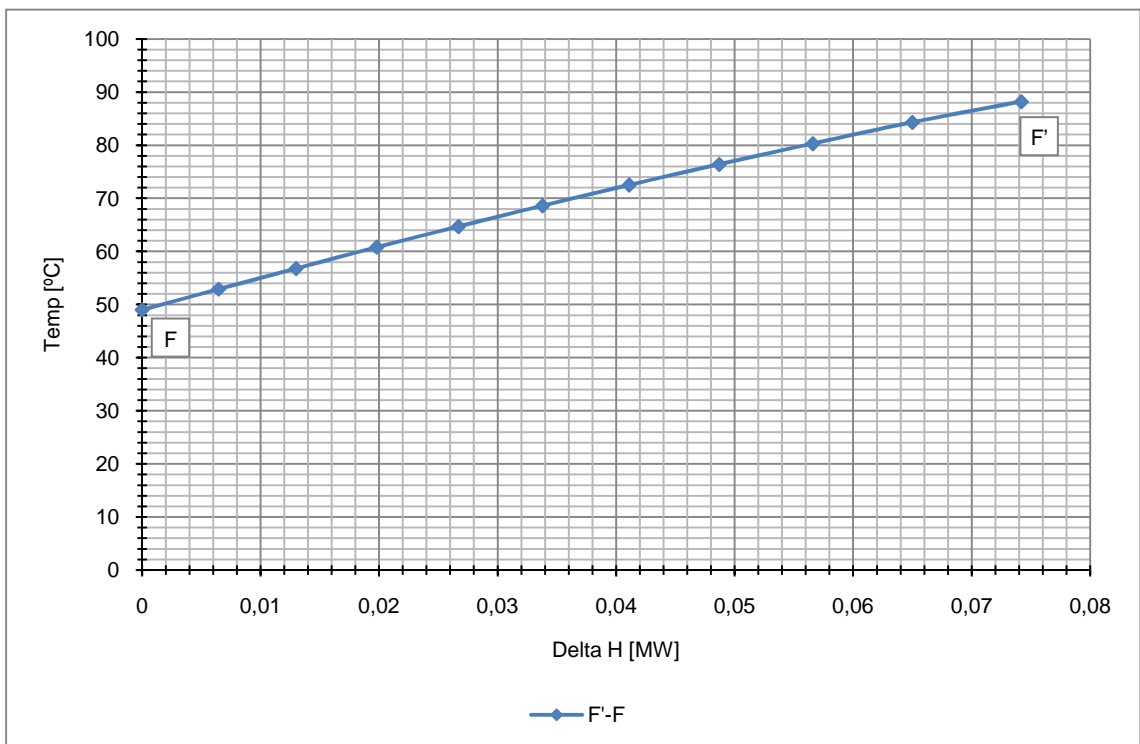


Fig. 8.13. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 7



- Intercambiador 0:

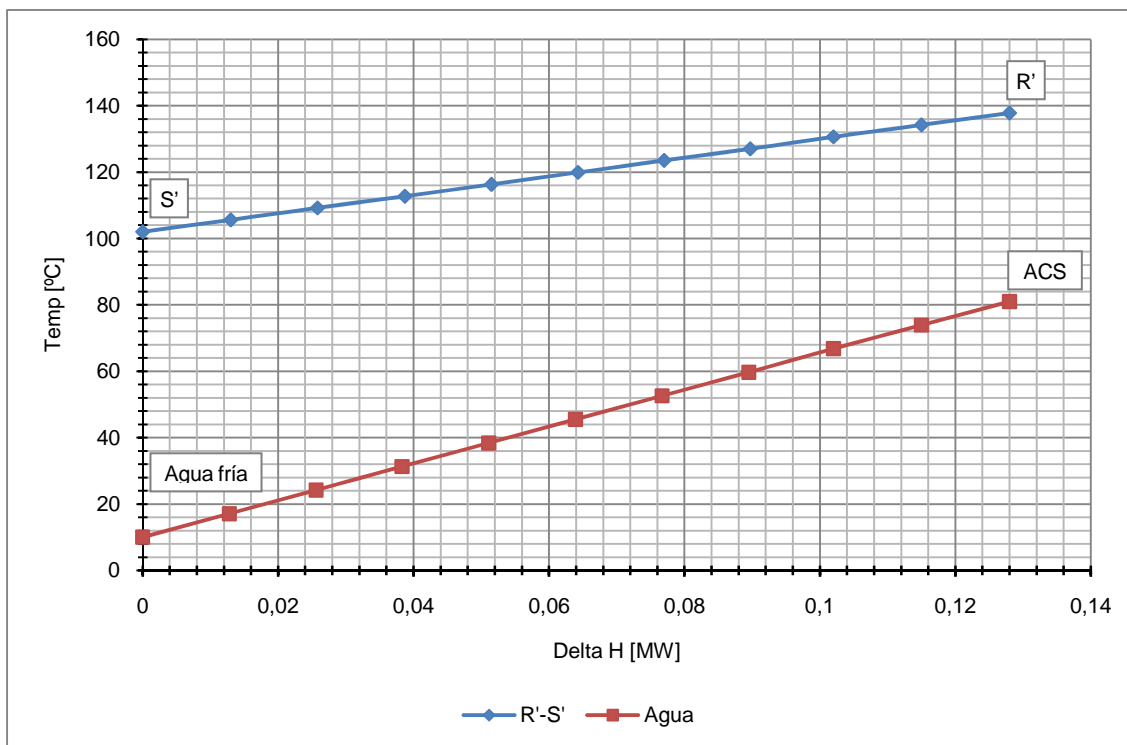


Fig. 8.14. Evolución de la temperatura de la mezcla en función de la variación de entalpía para el intercambiador 0

Columna de destilación:

La siguiente tabla muestra la temperatura, el flujo de vapor y el flujo de líquido en cada una de las 16 etapas de la columna para el régimen permanente de la destilación. Además muestra la etapa de alimentación (la número 14) y la de extracción de la corriente lateral (la número 4). En cuanto al flujo másico de las tres corrientes producto obtenidas se comprueba que corresponde a la cantidad requerida en el estudio teórico.

La potencia que aparece es la requerida en el condensador y rehervidor, que corresponden a las etapas 1 y 16, respectivamente. El signo negativo indica que el fluido en esta etapa de la columna se enfría perdiendo calor.

Para más datos de la simulación del elemento columna de destilación ver el apartado B.2.1.5 del anexo B.



Etapa	T (°C)	P (Pa)	Líqu.(kg/s)	Vap.(kg/s)	Entrada (kg/s)	Producto (kg/s)	Pot. (MW)
1	29	3019999,99	2,57			1,17	-0,3755
2	43,1	3019999,99	2,67	3,74			
3	53,1	3019999,99	2,8	3,84			
4	59,4	3019999,99	1,92	3,97			
						0,98	Prod. lateral
5	63,8	3019999,99	1,95	4,06			
6	66,1	3019999,99	1,98	4,1			
7	67,7	3019999,99	2	4,12			
8	68,8	3019999,99	2	4,14			
9	69,7	3019999,99	2,02	4,15			
10	70,2	3019999,99	2,01	4,16			
11	70,6	3019999,99	2,03	4,15			
12	71	3019999,99	2,03	4,17			
13	71,3	3019999,99	2,04	4,18			
14	71,4	3019999,99	1,85	4,18	3,24		
15	78,2	3019999,99	1,97	0,75			
16	88,2	3019999,99		0,87		1,1	0,1116

Tabla. 8.15. Etapas dentro de la columna, entrada y productos de ésta, y potencia necesaria en el rehervidor y condensador

En el gráfico se muestra la evolución del perfil de temperaturas dentro de la columna de destilación. Se observa como en la etapa 1 (condensador) se tienen los 29°C a los que se encuentra la corriente producto de la rama fría del circuito, que se obtiene en A". En la etapa 16 (rehervidor), que es la de la rama caliente, se tienen 88.2°C en la temperatura de F'.

La evolución de este perfil viene determinada por dos puntos que separan la curva en tres zonas. El primer punto, en orden creciente de etapas, se encuentra en la número 4. Aquí es donde se obtiene la corriente de la rama de temperatura intermedia en el circuito o de extracción lateral de la columna, que corresponde al punto K'. Hasta este punto el perfil de temperatura crece de manera rápida. A partir de éste la curva sigue creciendo, pero lo hace de una manera más moderada. Este comportamiento sigue hasta la etapa 14, que corresponde a la etapa de alimentación de la columna. A partir de aquí el perfil de temperaturas aumenta de manera diferente, de manera leve en un principio y más bruscamente al final.

Para ver con detalle los datos de la simulación de los que se ha obtenido el gráfico consultar apartado B.2.1.5 del anexo B.



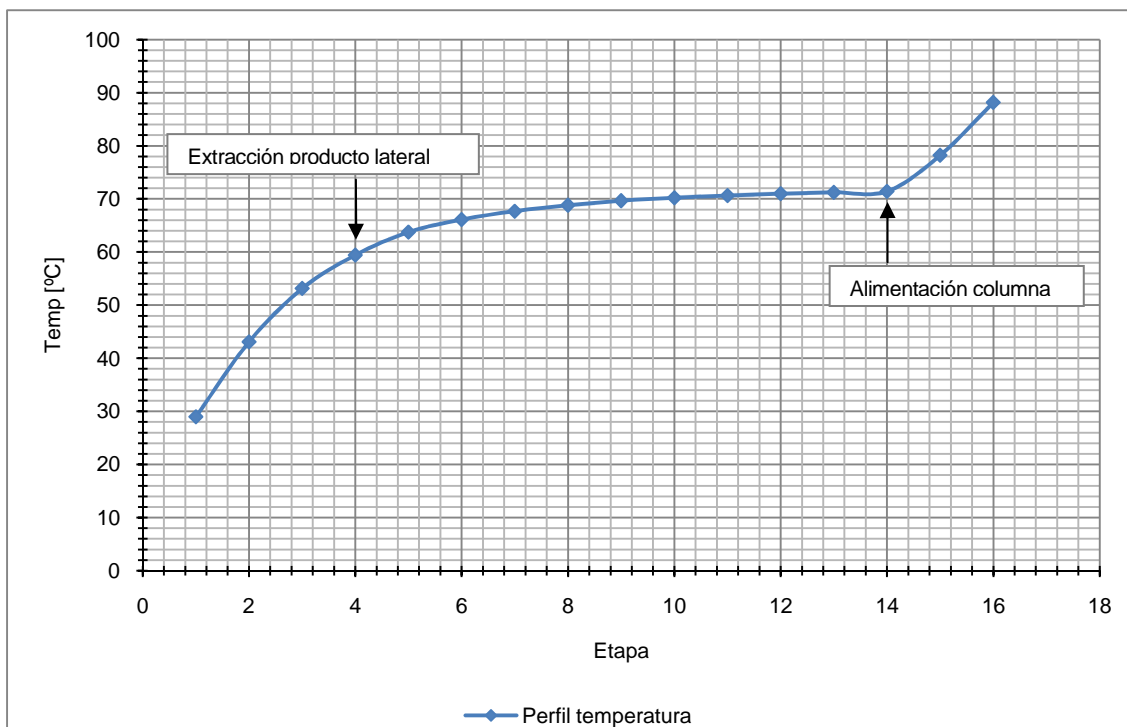


Fig. 8.16. Evolución de la temperatura en cada etapa dentro de la columna de destilación

En el siguiente gráfico se pueden observar las temperaturas en la etapa 1 y 16 correspondientes al condensador y rehervidor, respectivamente. Se marcan los puntos de salida de la columna con la nomenclatura utilizada en el ciclo.

Para ver con detalle los datos de la simulación de los que se ha obtenido el gráfico consultar el apartado B.2.1.5 del anexo B.



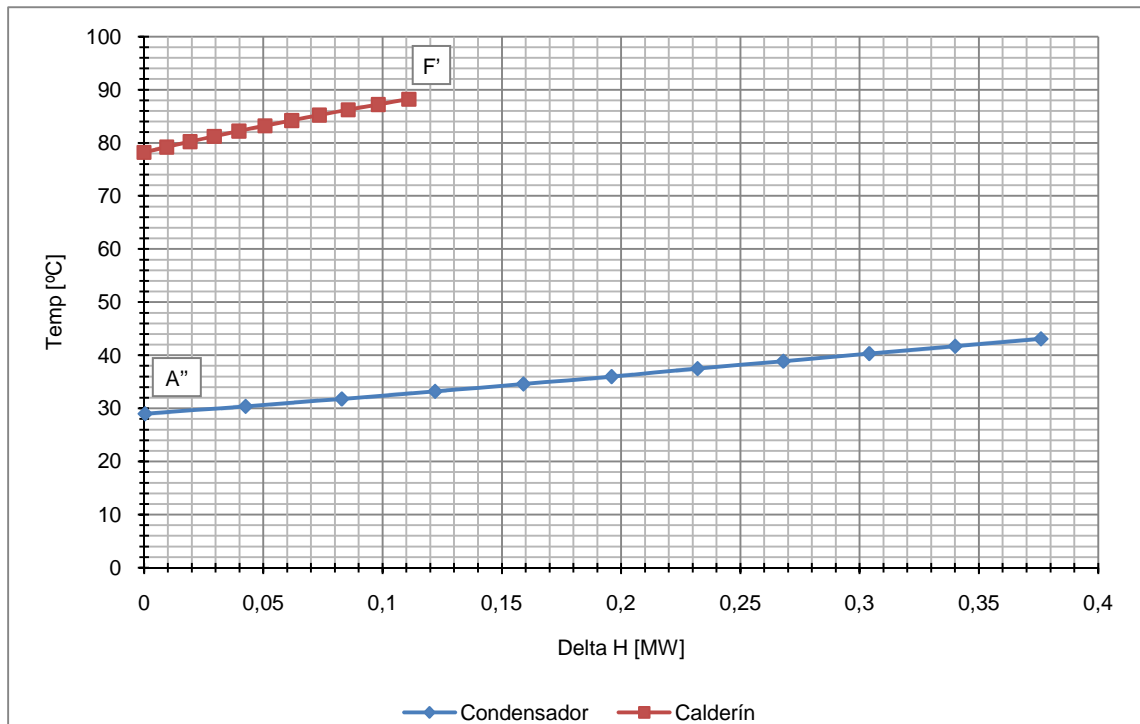


Fig. 8.17. Evolución de las temperaturas de la mezcla dentro del rehervidor y el condensador

8.1.1. Validez de resultados

Para comprobar que los resultados obtenidos con la simulación no difieren mucho de los calculados con la teoría y si lo hacen en qué cantidad, se realiza una tabla en donde se comparan dos propiedades de cada estado, temperatura (T) y fracción molar de vapor (X), entre el caso teórico estudiado y los resultados obtenidos en la simulación. Dadas dos propiedades de la mezcla un estado termodinámico queda definido, por ello, se comparan los resultados de éstas y, si la diferencia es pequeña, se puede determinar que la simulación es válida.



Corriente	T sim (°C)	Tteórica (°C)	Tteórica-Tsim (°C)	Xsim	Xteórica	Xteórica-Xsim
A''	29,00	28,97	-0,03	1,00	1,00	0,00
A'	26,60	26,60	0,00	0,90	0,89	-0,01
A	15,40	16,33	0,93	0,00	0,00	0,00
B	-39,50	-39,59	-0,09	0,00	0,00	0,00
C	-53,55	-53,63	-0,08	0,09	0,09	0,00
D	-45,20	-45,20	0,00	0,70	0,72	0,02
E	-23,31	-24,60	-1,59	1,00	1,00	0,00
K'	59,44	58,65	-0,79	0,00	0,00	0,00
K	50,00	45,00	-5,00	0,00	0,00	0,00
L	1,40	1,43	0,03	0,00	0,00	0,00
M	-20,36	-21,47	-1,12	0,18	0,19	0,01
N	-5,00	-5,00	0,00	0,61	0,68	0,07
O	1,88	0,10	-1,79	0,93	0,95	0,02
F'	88,18	85,00	-3,18	0,00	0,00	0,00
F	49,00	45,00	-4,00	0,00	0,00	0,00
G	24,00	22,49	-1,51	0,00	0,00	0,00
H	3,10	0,43	-2,67	0,18	0,20	0,02
I	18,80	16,50	-2,30	0,82	0,83	0,01
J	21,31	19,00	-2,31	0,99	0,99	-0,01
P	12,66	10,20	-2,47	0,96	0,97	0,01
Q	14,64	15,21	0,57	1,00	1,00	0,00
R	1,78	2,13	0,35	1,00	1,00	0,00
R'	137,78	138,54	0,76	1,00	1,00	0,00
S'	102,00	102,4	0,4	1,00	1,00	0,00
S	74,00	74,1	0,1	1,00	1,00	0,00

Fig. 8.18. Comparativa de las temperaturas y de fracción de vapor obtenidas teóricamente y en la simulación

Los puntos en los que se observa que las temperaturas difieren entre 4°C y 5°C son: F, K y S. Esto es debido a que el programa de simulación (Chemcad) y el usado para los cálculos de las propiedades termodinámicas (Nist Refprop) utilizan bases de datos diferentes y las propiedades difieren ligeramente. En el caso de estos puntos, este cambio provocaba que la mezcla dejara de estar en condiciones de saturación, propiedad que es importante que se mantenga para el correcto funcionamiento del ciclo.

Así, ha sido necesario modificar la temperatura de éstos hasta conseguir que la mezcla esté en estado líquido (fracción molar 0), en caso de los puntos F y K, y en estado vapor (fracción molar 1), en caso del punto S. Este último punto también puede verse afectado por el rendimiento isoentrópico del compresor utilizado, que cambia ligeramente según el fabricante. En cualquier caso, las diferencias máximas, no superan los 5°C. En cuanto a las diferencias de fracción molar de vapor se observa que todas son inferiores al 7%.



Otro parámetro a estudiar para comprobar si la simulación es válida es la potencia de los evaporadores y la de cada intercambiador. En la tabla se muestran los valores de las potencias teóricas calculadas y las obtenidas por simulación así como la diferencia entre ambos valores y el error relativo entre ellos.

Nombre	Ev-1	Ev-2	Int-0	Int-1	Int-2	Int-3	Int-4	Int-5	Int-6	Int-7
Psim (kW)	100,3	159,3	127,9	19,8	145,1	105,7	73,5	38,8	18,0	74,0
Pteórica (kW)	110	160	131,9	20,76	140,9	97,34	60,89	33,56	22,42	69,24
Psim- Pteórica (kW)	-9,70	-0,70	-4,00	-0,96	4,2	8,36	12,61	5,24	-4,42	4,76
Error relativo (%)	8,81	0,43	3,03	4,62	2,98	8,60	20,70	15,61	19,71	6,87

Fig. 8.19. Comparativa de las potencias obtenidas teóricamente y en la simulación

Las diferencias más significativas se encuentran en los intercambiadores 4,5 y 6. El motivo de estas divergencias es el mismo que en el caso de las temperaturas. Las corrientes F y K tienen una influencia directa en estos tres intercambiadores, puesto que circulan por su interior. Debido a las diferencias entre las bases de datos de los programas utilizados se han tenido que ajustar las temperaturas de estos puntos para cumplir con las especificaciones del ciclo, hecho que ha influido directamente en el resultado de la potencia resultante. Estas diferencias no superan los 13kW en el peor de los casos, y en el resto de elementos las potencias obtenidas en la simulación son prácticamente iguales a las calculadas de manera teórica.

Una vez terminado el análisis y comparativa de los datos obtenidos en la simulación, se puede determinar que el ciclo se comporta de la manera esperada en todos sus puntos manteniendo las propiedades termodinámicas deseadas. Este análisis dinámico ha permitido comprobar que sería factible el pasar el circuito estudiado de la teoría a la práctica.

8.2. Simulación del proceso de congelado de la bandeja de canelones

Según la El Reglamento Sanitario de los Alimentos (Nº977/96), el producto alimentario a congelar debe llegar a -20°C en un tiempo menor a los 90 minutos. Con el fin de comprobar si dadas las temperaturas conseguidas en el ciclo se cumple esta premisa, se ha hecho uso del programa de elementos finitos, con el que puede observarse con detalle la evolución de una bandeja de cuatro canelones tras pasar por los dos evaporadores del circuito. A continuación se muestran las características termodinámicas del alimento introducidas en el programa y algunas de las imágenes de la evolución de las temperaturas obtenidas.



Carne	Cond. térmica (W/m-K)	Cesp. (J/kg-K)	Densidad (kg/m ³)
Antes congelación	0,406	2,5	950
Después congelación	1,624	1,6	874

Fig. 8.20. Parámetros introducidos en el programa para la simulación del proceso de congelación

El tiempo total del proceso completo de congelación de los canelones, desde los 85 °C hasta los -20 °C es de 3700 segundos, es decir unos 62 minutos. Se comprueba con esto que se cumple el tiempo impuesto por la normativa de 90 minutos para todo el proceso.

En el momento que la bandeja deja la cámara de evaporador 1, la temperatura del núcleo es de 10°C y la de su superficie es de 0°C. En el corto transcurso hasta la segunda cámara, donde sucede la congelación del producto, estas temperaturas tienden a igualarse, obteniéndose la temperatura final objetivo del producto en este punto del circuito, los 5°C.

A continuación se muestra la imagen del producto congelado a los 3700 segundos de simulación, una vez ya ha pasado por las dos cámaras de los evaporadores. Como puede observarse, lo que sería el núcleo del canelón es la zona que está más caliente, pues la convección con el aire a 0° C es con la superficie exterior. Es por eso, por lo que se considerará que el producto ha llegado a la temperatura objetivo final de -20°C cuando el interior de los canelones alcance esta temperatura. Para ver el proceso de congelación con detalle mirar el apartado B.2.2 del anexo B.

El núcleo del alimento adquiere la temperatura de -20°C en un tiempo de 61 minutos.

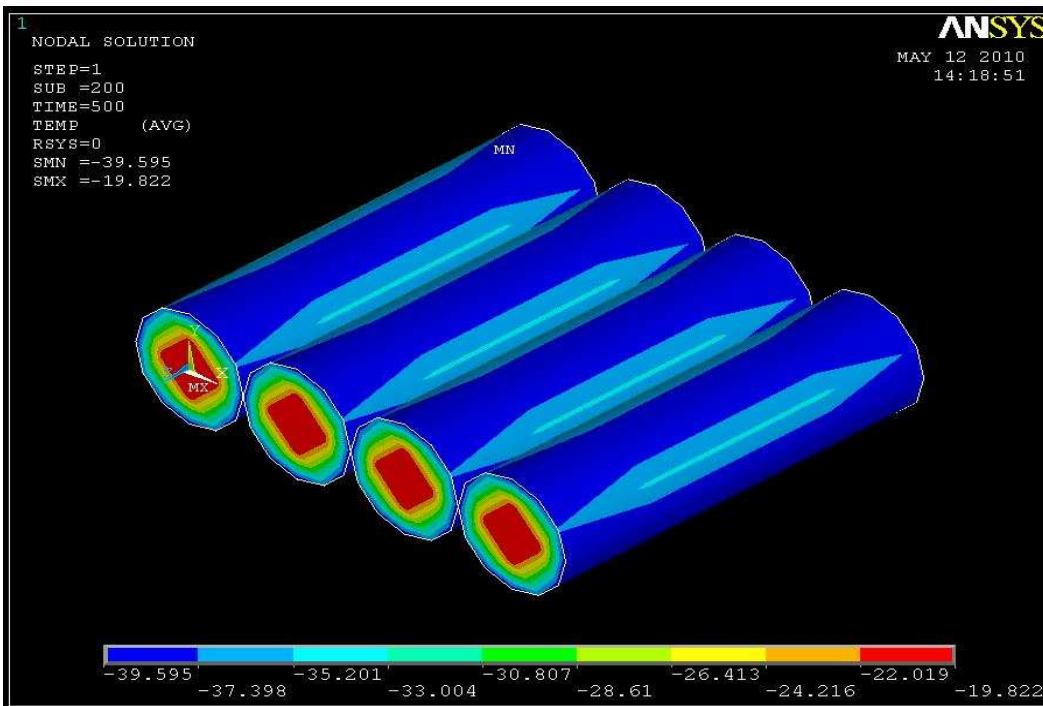


Fig. 8.21. Evolución de las temperaturas el volumen de los canelones a los 3700s



9. Ahorro de energía respecto a las tecnologías actuales

Se procede a realizar una comparativa entre el sistema propuesto y las diferentes tecnologías que existen en el mercado para la congelación de alimentos.

Para poder evaluar si el sistema diseñado mejora en rendimiento las tecnologías actuales disponibles, se exponen estas tecnologías y luego se realiza una serie de evaluaciones y cálculos comparándolas con la tecnología propuesta en este documento.

9.1. Parámetros de rendimiento de los ciclos

Previamente a la realización de las diferentes evaluaciones, se calcula la potencia frigorífica necesaria equivalente que se necesitaría en el evaporador si se utilizara solo uno, ya que este parámetro será necesario para realizar la comparación.

Actualmente, los productos que salen del horno (a una temperatura aproximada de 85°C) se colocan directamente en el túnel de congelación. Éstos se congelan en la cámara del evaporador hasta alcanzar una temperatura de -20°C. De este proceso de congelación resulta una la potencia frigorífica de aproximadamente 407 kW, según se calcula en el apartado A.2.2.1 del anexo A.

Una vez se conoce esta potencia frigorífica necesaria para congelar el producto, se calcula para las diferentes tecnologías la potencia eléctrica consumida por el compresor. Para ello, se utiliza el programa Coolpack, el cual muestra los ciclos usados actualmente para conseguir frío a muy bajas temperaturas. A continuación se enumeran los ciclos y su descripción.

Tecnología	Nombre tecnología
Ciclo 1	Ciclo de una sola etapa
Ciclo 2	Ciclo de una sola etapa con evaporador inundado
Ciclo 3	Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa
Ciclo 4	Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, con inyección.
Ciclo 5	Ciclo de dos etapas con compresor de dos etapas
Ciclo 6	Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, evaporador inundado e intercooler abierto
Ciclo 7	Ciclo de dos etapas con compresor de una etapa, evaporador inundado e intercooler cerrado
Ciclo 8	Dos ciclos separados con subenfriamiento de líquido
Ciclo 9	Sistema de dos etapas en cascada

Tabla. 9.1. Tecnologías utilizadas actualmente para obtener frío a muy baja temperatura



Para poder realizar la comparativa, se calculan a través de este programa las características que han de tener estos ciclos con los requisitos termodinámicos del sistema propuesto. Así pues, en dicho programa se introduce:

- El refrigerante: R404a (dado que es el que se utiliza normalmente en la industria).
- La temperatura de evaporización: de -50°C .
- La temperatura de recalentamiento en el evaporador: de 5°C
- La potencia de la capacidad frigorífica en el evaporador: de 407 kW (calculada anteriormente al disponer solo de un solo evaporador, y en caso de disponer de más de uno 110 kW y 160 kW).
- La temperatura de condensación: de 37°C .

Los demás parámetros vienen dados por el programa. Los resultados de estos cálculos y la representación de los ciclos en el diagrama log (P)-h se encuentran en el apartado B.3.2 del anexo B.

Se han comparado las relaciones de compresión de cada ciclo con el proyecto propuesto, obteniendo que algunas de las tecnologías pueden ser descartadas por su elevado valor. Para que un compresor tenga un rendimiento volumétrico elevado la relación de compresión no puede ser superior a 10 u 11. Respecto al parámetro de rendimiento COP, en el caso de estudio también es más ventajoso, pues es el más elevado. A partir de este análisis se observa que, según la relación de compresión y el COP, la solución propuesta presenta un rendimiento más alto. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

TECNOLOGÍA	FLUJO (kg/s)	RC	COP
Ciclo 1	4,568	21,318	0,79
Ciclo 2	4,859	21,318	0,76
Ciclo 3	2,701	3,938 - 20,844	1,09
Ciclo 4	2,581	3,892 - 5,277	1,12
Ciclo 5	7,642	4,752 - 4,321	1,05
Ciclo 6	4,046	3,938 - 5,367	1,24
Ciclo 7	4,474	3,938 - 5,367	1,09
Ciclo 8	2,489	3,938 - 20,33	1,13
Ciclo 9	5,632	3,938 - 20,33	1,64
Proyecto	3,241	9,01	2,30

Tabla. 9.2. Comparativa del flujo másico necesario, la relación de compresión y el COP con cada uno de los ciclos usados en la actualidad

Para calcular el coeficiente de eficiencia energética del proyecto se ha tomado una temperatura de evaporación de -50°C y una de condensación de 37°C .



9.2. Ahorro energético y económico

Del mismo programa se obtienen los valores de consumo energético para cada tecnología. Se elabora la tabla 9.3 donde, donde se detalla la potencia necesaria del compresor (o compresores, en función del ciclo), el consumo de energía y económico anual, y el ahorro económico total que supone. Para ello son necesarios los siguientes parámetros:

Tiempo de funcionamiento al día: 16 Horas/día
 Tiempo de funcionamiento al año: 220 Días/año
 Precio del consumo eléctrico: 0,1154 €/kwh

Tec.	P _{COMP. 1} (kW)	P _{COMP. 2} (kW)	P _{TOT} (kW)	Consumo (kWh)	Consumo (€)	Ahorro (€)
Ciclo 1	518,0	-	518,0	1823360	210415,74	162076,99
Ciclo 2	536,0	-	536,0	1886720	217727,49	169388,74
Ciclo 3	78,8	168,4	247,2	870144	100414,62	52075,87
Ciclo 4	156,5	83,9	240,4	846208	97652,40	49313,65
Ciclo 5	227,0	159,7	386,7	1361184	157080,63	108741,88
Ciclo 6	146,9	70,6	217,5	765600	88350,24	40011,49
Ciclo 7	181,0	90,6	271,6	956032	110326,09	61987,34
Ciclo 8	74,0	164,9	238,9	840963,2	97047,15	48708,40
Ciclo 9	183,3	188,0	371,3	1306976	150825,03	102486,28
Proyecto	119,0	-	119,0	418880	48338,75	-

Tabla. 9.3. Ahorro anual energético y monetario que supone la implantación del circuito del proyecto respecto a las tecnologías actuales

En la tabla se observa que la solución propuesta produce un ahorro mínimo de 40011,49€ (respecto al ciclo 6) y uno máximo de 169388,74€ (respecto al ciclo 2), comparándolo con a las tecnologías actuales disponibles.

Se ha calculado el periodo de retorno (o payback) estático que, aunque no tiene en cuenta el valor del dinero en el tiempo, da una idea aproximada del tiempo en el que se recuperaría la inversión inicial.

- Período de retorno (PB):

$$PB = \text{Inversión total} / \text{Beneficio medio anual} = 189.632,63 / 40011,49 = 4,74 \approx 5 \text{ años}$$

Se comprueba que en un periodo de unos cinco años se habrá recuperado la inversión inicial.





10. Presupuesto

Presupuesto para la instalación de un ciclo de cascada con un solo compresor				
Elementos del ciclo	Descripción	Cantidad	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Compresor	Compresor de tornillo semi-hermético con regulación de carga (50%, 75%, 100%) Modelo HSK 8571-140 Bitzer	3	18996,00	56988,00
Intercambiador 1	Intercambiador de placas soldadas Modelo B12Hx70H/1P Swep	1	494	494
Intercambiador 2	Intercambiador de placas soldadas Modelo B12Lx72L/1P Swep	1	646	646
Intercambiador 3	Intercambiador de placas soldadas Modelo B25Tx98H/1P Swep	1	864	864
Intercambiador 4	Intercambiador de placas soldadas Modelo B28Lx104H/1P Swep	1	1001	1001
Intercambiador 5	Intercambiador de placas soldadas Modelo B10Tx66H/1P Swep	1	489	489
Intercambiador 6	Intercambiador de placas soldadas Modelo B12Lx72L/1P Swep	1	646	646
Intercambiador 7	Intercambiador de placas soldadas Modelo B12Lx65L/2P Swep	1	428	428
Intercambiador 0	Intercambiador de placas soldadas Modelo B12L/1P-SC-S Swep	1	646	646



Evaporador 1	Evaporador de ventiladores Serie GRB Frimetal Modelo 4650	2	12174	24348
Evaporador 2	Evaporador de ventiladores Serie GRX Frimetal Modelo 5800	3	16304	48912
Válvula 1	Válvula de expansión electrónica Modelo E3V55 Carel	1	215,60	215,60
Válvula 2	Válvula de expansión electrónica Modelo E3V65 Carel	2	235	470
Elementos auxiliares de las válvulas	Drivers, cables, sondas de temperaturas y conectores	1	437,26	437,26
Columna de destilación	Columna de destilación que separa tres componentes	1	26002,82	26002,82
Tuberías	Tuberías de acero y cobre	1	574,75	574,75
Total Elementos				162079,17
Mano de obra	9% resp.total			14587,13
Coste eléctrico y cableado	8% resp.total			12966,33
Total				189632,63

Para consultar los catálogos de precios y modelos de los elementos seleccionados, consultar el apartado B.4 del anexo B.



11. Análisis ambiental

11.1. Refrigerantes

Son fluidos que circulan por una instalación frigorífica y cuya misión es la de absorber calor de una fuente fría a baja presión y temperatura, para cederlo a la fuente caliente y alta temperatura. El efecto frigorífico del gas viene dado por su capacidad frigorífica efectiva respecto al volumen por metro cúbico de refrigerante aspirado del evaporador por el compresor. Esto es conocido como su factor de potencia frigorífica y depende de las propiedades físicas de cada fluido.

11.1.1. Características de los fluidos refrigerantes

- Alto calor latente de vaporización: permite reducir el caudal másico de refrigerante que circula por la instalación.
- Balo volumen específico del vapor en la aspiración del compresor: permite reducir el desplazamiento requerido por el compresor y el diámetro de las tuberías.
- Presiones de trabajo moderadas: Presión condensación mucho menor a la crítica, lo que permite que el ciclo tenga mayor recorrido, y Presión de evaporación mayor a la atmosférica para evitar la humedad.
- Exponente isentrópico reducido: se evita una alta potencia consumida por el compresor, cuanto mayor sea este parámetro mayor consumo del compresor.
- Temperaturas de descarga moderadas: a fin de evitar descomposición de lubricante, pérdida de características, daños en componentes, o formación de contaminantes que pueden dañar el compresor.
- Punto de congelación bajo

Mezclas azeotrópicas:

Son refrigerantes compuestos de dos o más sustancias pero que se comportan casi como un refrigerante puro. Las diferentes sustancias que los componen son totalmente miscibles entre sí, presentando así un punto de evaporación y condensación constantes. Además, mantienen la misma composición en la fase de vapor y en la fase de líquido, así como en sus cambios de estado.



Mezclas zeotrópicas:

No presentan una evaporación ni una condensación constante a una presión determinada. Durante estos cambios de estado, en el refrigerante zeotrópico, cada uno de sus componentes lo hace a temperaturas diferentes debido a las diferentes volatilidades relativas de sus componentes, provocando lo que se conoce como deslizamiento de temperatura. Así pues, no mantienen la misma composición en la fase líquido y en la fase vapor. Este hecho implica que este tipo de mezcla solo pueda cargarse en la instalación en estado líquido y, en caso de existir fuga, será necesario reponer totalmente la carga. La mezcla de R-134a, R-23 y R-236ea utilizada como refrigerante en este proyecto es de este tipo.

11.1.2. Características de seguridad de los refrigerantes

Resulta deseable que un fluido frigorígeno no sea tóxico, inflamable ni explosivo.

Toxicidad:

Término relativo que tiene sentido cuando se proporciona con el grado de concentración y tiempo de exposición para causar daños.

- TLV (TWA): Indica el valor límite umbral de concentración media ponderada en el tiempo, para una jornada normal de trabajo (8h/día o 40h/semana), a las que se puede estar expuesto sin dañar la salud.
- TLV (STEL): Indica la concentración media ponderada en un tiempo de 15 minutos que no se debe exceder en ningún momento de la jornada laboral, aún cuando el valor medio ponderado sea inferior al TLV (TWA).
- TLV (C): Indica la concentración instantánea que no debe sobrepasarse en ningún momento.

Inflamabilidad y explosividad:

La mayoría de refrigerantes no son ni inflamables ni explosivos, pero se deben tener en cuenta los límites.

Hay una mínima concentración en el aire a partir de la cual una mezcla puede ser inflamable (LI). Si la concentración aumenta, se tendrá una menor concentración de oxígeno y llegará a una concentración máxima a partir de la cual ya no puede inflamarse la mezcla (LS).



11.1.2.1. Clasificación de seguridad (RSF)

Los fluidos refrigerantes se clasifican en tres grupos:

- Refrigerantes de alta seguridad: No combustible y de acción tóxica ligera o nula. Es el caso del R-134a.
- Refrigerantes de seguridad media: Con acción tóxica o corrosiva, o si su mezcla con aire puede ser explosiva en concentraciones mayores o iguales al 3.5% (en volumen).
- Refrigerantes de baja seguridad: Si su mezcla con aire puede ser combustible o explosiva en concentraciones menores al 3.5% (en volumen).

Consultar apartado B.5.1.1 del anexo B.

11.1.2.2. Clasificación de seguridad (ANSI/ASHRAE)

Se clasifican en dos grupos según su toxicidad (A y B), y en tres grupos según su inflamabilidad (1, 2 y 3).

	Baja toxicidad (A)	Alta toxicidad (B)
Alta inflamabilidad (3)	A3	B3
Baja inflamabilidad (2)	A2	B2
No propaga llama (1)	A1	B1

Fig. 11.1. Clasificación según toxicidad de los refrigerantes

El R-134a se clasifica en el grupo A1.

Las mezclas zeotrópicas, bajo ciertas condiciones, pueden separarse en sus constituyentes primarios, pudiendo causar cambios en su toxicidad y/o inflamabilidad. Por ello, estos fluidos se clasifican atendiendo al peor escenario posible.

11.1.3. Parámetros para selección del refrigerante

- Características termodinámicas buenas (punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, elevado calor latente, temperatura de condensación lo menor posible, bajo punto de congelación, alta temperatura crítica, bajo volumen específico del vapor).
- Bajo coste.
- Alta disponibilidad.
- Seguridad (no inflamable, no explosivo, no tóxico).
- Fácil detección de fugas.
- No corrosivo.
- Inocuo para los aceites lubricantes.
- ODP nulo y bajo GWP



11.1.4. Coeficientes de impacto sobre el medio ambiente

Los efectos de los refrigerantes sobre el medio ambiente se cuantifican a partir de los siguientes coeficientes:

O.D.P. o Ozone Depletion Potencial:

Conocido como Potencial de Destrucción del Ozono. Es el coeficiente por el que se mide la capacidad destructiva de un refrigerante frente a la capa de ozono. Está relacionado directamente con la cantidad de átomos de cloro que contienen las moléculas de la sustancia. Se mide utilizando como medida patrón la unidad atribuida al R-11 ($ODP_{R11}=1$), ya que es el más destructivo para la capa de ozono por tener 3 átomos de cloro en su molécula. Los refrigerantes que no tienen cloro en su composición tienen un ODP igual a cero. Es el caso de los tres fluidos, R-134a, R-23 y R-236ea, utilizados en este proyecto; todos tienen un ODP de cero.

G.W.P. o Global Warming Potencial:

Las siglas en español son P.E.I. (Potencial de Efecto Invernadero). Parámetro definido para evaluar el potencial de calentamiento global tomando como referencia el CO_2 . Es la forma de medir el efecto invernadero que producen los refrigerantes y se mide en kg de CO_2 que deben ser liberados a la atmósfera para crear el mismo efecto invernadero o recalentamiento global que 1 kg de fluido refrigerante. También llamado efecto directo. El GWP del R-134a es de 1300 y el del R-23 es de 11700. Debido al considerable potencial de calentamiento global GWP (la contribución del R134a al efecto invernadero, por ejemplo, es 1300 veces más alta que la del CO_2), se recomienda usar estos fluidos en sistemas herméticos de refrigeración.

También existe el efecto invernadero indirecto motivado por el consumo energético de la instalación.

T.E.W.I. o Total Equivalent Warming Impact (efecto directo + efecto indirecto):

Este coeficiente tiene en cuenta el efecto invernadero directo debido a las emisiones de fluido contenido en un sistema, además del efecto invernadero indirecto vinculado a las emisiones de CO_2 de las centrales térmicas que fabrican la electricidad necesaria para el funcionamiento del sistema.

Más información correspondiente al T.E.W.I. se puede consultar en el apartado B.5.1.1 del anexo B.



11.1.5. Ley de regulación en el uso de refrigerantes

El Reglamento CE nº 2037/2000 , diagrama temporal del cual se encuentra en el apartado B.5.1.2 del anexo B, regula la utilización de estos gases refrigerantes. Desde el 1 de octubre de 2000 está prohibida la utilización de CFC; en el caso de los HCFC existen plazos ya establecidos para el final de su utilización. Los HFC no tienen actualmente ninguna limitación debido a su nulo efecto sobre la capa de ozono.

- 1 de octubre de 2000: Prohibición de venta y uso de CFC (excepto para las instalaciones propias y el mantenimiento exclusivo de las mismas)
- 1 de enero de 2001: Prohibición total de uso de CFC
- 1 de enero de 2001: Prohibido utilizar HCFC como refrigerante en la fabricación de cualquier aparato de aire acondicionado y refrigeración producido después del 31 de diciembre de 2000, con excepción de aparatos fijos de aire acondicionado de una capacidad de enfriamiento inferior a 100 kw y sistemas reversibles de aire acondicionado/bomba de calor
- 1 de julio de 2002: Prohibido utilizar HCFC como refrigerante en la fabricación de cualquier equipo de aire acondicionado fijo excepto equipos reversibles de aire acondicionado/bomba de calor
- 1 de enero de 2004: Prohibición de fabricar todo tipo de equipos con HCFC
- 1 de enero de 2010: Prohibido utilizar HCFC puros para el mantenimiento y recarga de equipos de refrigeración y aire acondicionado existentes en aquella fecha
- 1 de enero de 2015: Prohibido utilizar HCFC reciclados para el mantenimiento y recarga de cualquier equipo de refrigeración y aire acondicionado





Conclusiones

Tras la realización del documento, y respecto a la exposición de los objetivos marcados en un principio, se determina que:

- En el ciclo termodinámico se han conseguido obtener las temperaturas deseadas para congelar el producto.
- El compresor utilizado tiene una relación de compresión baja, lo que implica un alto rendimiento de éste consiguiendo una alta eficiencia en el ciclo.
- La energía calorífica necesaria en el funcionamiento de la columna de destilación la proporciona el propio ciclo, lo que implica un ahorro al no necesitar un aporte de energía externa.
- Se obtiene agua caliente sanitaria con el calor obtenido en la descarga del compresor.
- El conjunto requiere menos energía que los actualmente utilizados con el mismo fin, consiguiendo un ahorro energético de 765600 kWh en la obtención de frío y uno económico de 40011.49€ anuales.
- El periodo de retorno de la inversión es de aproximadamente 5 años
- El túnel de congelación puede ser instalado junto a los sistemas de congelación ya existentes o ser sustitutivo de alguno de ellos.
- Se cumple con la normativa medioambiental europea en relación a los fluidos que componen la mezcla refrigerante.

Además, durante la realización del documento se ha podido determinar que:

- Con la simulación se comprueba que el circuito responde a lo estudiado de manera teórica y que resultaría viable su aplicación práctica.
- Ofrece una refrigeración rápida, consistente y, por tanto de calidad. El alimento adquiere la temperatura de congelación establecida por ley dentro de límite de tiempo marcado por ésta.

Por todo ello se considera que se ha logrado el objetivo establecido en un principio de conseguir una tecnología eficiente y aplicable en la industria de la congelación, con la que se obtiene un importante ahorro en el consumo energético. Esto permite pensar que se ha dado con una de las tecnologías que pueden resultar de utilidad en el futuro.





Agradecimientos

Agradecemos a nuestra familia y amigos por el apoyo y consejos aportados y a J.M.Nacenta por habernos guiado durante el proceso de confección de este proyecto y habernos facilitado los contactos con la industria necesarios para desarrollarlo.





Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *Fundamentals Volume (S.I. edition.)*. Atlanta: 2001
- [2] Reinhard Radermacher; Yunho Hwang, *Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures*, USA: 2000
- [3] PERRY'S, *Chemical Engineers' handbook*, McGrawHill, 1999
- [4] E.J. Henley y J.D.Seader, *Operaciones de separación por etapas de equilibrio en ingeniería química*, Ed. Reverté, 1968.
- [5] José Antonio Caballero, *Separación de mezclas de 3 componentes*, Universidad de Alicante.
- [6] Jiménez Gutierrez, A.; Castro Agüero, A., *Método corto para el diseño de columnas de destilación térmicamente acopladas o Petlyuk*, Revista mejicana de Ingeniería Química.
- [7] *Reglamento Sanitario de los Alimentos*, Decreto Supremo nº977/96
- [8] *Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas*, Instrucciones técnicas del RSF 2005
- [9] *Manual del Protocolo de Montreal relativo a las substancias que agotan la Capa de Ozono*, séptima edición, 2006
- [10] www.cotizalia.com : Precio del kWh eléctrico
- [11] www.swep.net : Catálogos y selección de intercambiadores de calor
- [12] www.bitzer.com : Catálogos y selección de compresores
- [13] <http://lorien.ncl.ac.uk/ming/distil/distilint.htm> : Información columnas de destilación
- [14] www.frimetal.es



Programas utilizados:

- NIST REFPROP version 8.0, Reference Fluid Properties
- CHEMCAD Chemstations version 6.1.4, Simulación de procesos químicos
- COOLPACK versión 1.46. University of Denmark
- ANSYS VERSION 11, Elementos finitos

Para la selección de elementos del circuito:

- BITZER Software 5.1.3 (Compresores)
- SWEP SSP G7, demo (Intercambiadores)
- FRIMETAL k-Select 3.3.1 (Evaporadores)
- EEV Selection CAREL (Válvulas)

