

Proyecto Fin de Carrera

Diseño de un ciclo de refrigeración con fines educativos para el análisis de los balances de energía en la parte del refrigerante y en la del aire

Autor/es

Alejandra Jiménez Iribarren

Director/es y/o ponente

Sergi Usón Gil

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2015

"Diseño de un ciclo de refrigeración con fines educativos para el análisis de los balances de energía en la parte del refrigerante y en la del aire"

RESUMEN

El objetivo de este proyecto es diseñar un ciclo de refrigeración didáctico, incluyendo los cálculos teóricos y el proceso de selección de componentes. Para ello se revisarán los conceptos básicos de un ciclo de refrigeración, así como sus componentes incluyendo una introducción a los ciclos de refrigeración estándar, sus componentes principales y accesorios. Además, se describirán tanto las propiedades de los refrigerantes como las diferentes clases existentes, determinando el refrigerante seleccionado para el ciclo.

Con propósito educativo se calculará y diseñará un ciclo de refrigeración portátil. Los fundamentos del ciclo serán su compacidad y sencillez para que sirva de modelo a educadores y estudiantes. Con este fin se toma el compresor semi-hermético KM-5X de la serie S de Copeland como punto de partida. La selección del resto de los componentes se hará de acuerdo las limitaciones prácticas y requerimientos impuestos por los propios componentes elegidos y constará de piezas de proveedores como Fischer Kälteklima, Danfoss, Carel, Swagelok, Refairco, L'Unité Hermetique y Reiss Kälte-Klima.

La definición completa del sistema será posible debido a los cálculos teóricos que determinarán el punto de funcionamiento del sistema, así como la caída de presión en los intercambiadores de calor para el punto de operación teórico calculado en la fase de diseño. La estimación de las pérdidas de carga ocasionadas en los intercambiadores considerará tanto la parte del refrigerante, dentro de los tubos de ambos intercambiadores, como la del aire, producidas al atravesar transversalmente el aire el banco de tubos que incluye aletas planas en forma de placas continuas. Con esta configuración resultante será posible, en el futuro, hacer mediciones experimentales con el fin de probar o desestimar los cálculos teóricos.

Para contribuir al desarrollo teórico del ciclo y facilitar su comprensión y futura utilización se elaborarán un diagrama de tuberías e instrumentación y una recreación del ciclo y sus componentes con el programa Solidworks. Además, se incluirán consejos prácticos para la puesta en marcha del ciclo una vez finalizada su construcción, así como sugerencias para posibles pruebas experimentales a realizar en el mismo en un futuro.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	3
2. ELEMENTOS DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	3
2.1 Refrigeración cíclica	3
3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN	6
3.1. Definición de condiciones de funcionamiento	6
3.2. Selección de los componentes	12
3.2.1. Intercambiadores de calor	12
3.2.2 dispositivo de medición intercambiable.....	18
4. CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	21
4.1. Caída de presión en el flujo a través de tuberías de sección transversal circular: condensador.....	21
4.1.1. Pérdida de carga monofásica en el condensador	21
4.1.2. Caída de presión bifásica en el condensador.....	24
4.2. Caída de presión en el flujo a través de tuberías de sección transversal circular: evaporador	27
4.2.1. Caída de presión bifásica en el evaporador	27
4.2.2. Pérdida de carga monofásica en el evaporador	28
4.3. Caída de presión en el flujo de monofásico a través de conductos: lado del aire	29
5. RECOMENDACIONES PARA LA PUESTA EN MARCHA: MEDICIONES Y PRUEBAS	35
BIBLIOGRAFÍA	36
TABLAS.....	39
FIGURAS	40
ANEXOS	41

1. INTRODUCCIÓN

El ciclo termodinámico más utilizado en los sistemas de refrigeración es el de compresión de vapor [1]. Forma parte de la vida diaria, siendo el mecanismo responsable del correcto funcionamiento de diferentes sistemas como los frigoríficos domésticos, aire acondicionado en edificios o automóviles y también en una amplia gama de aplicaciones industriales.

Este trabajo detallará el desarrollo y la construcción de un ciclo estándar de refrigeración de tamaño portátil con fines didácticos cuyo objetivo es probar el balance de energía alrededor de los principales intercambiadores de calor. En este caso, el ciclo de refrigeración utiliza como refrigerante el R134a, un compresor semi-hermético, tres opciones diferentes de dispositivos de expansión y dos intercambiadores de calor cuyo segundo fluido de trabajo es aire. Asimismo formarán parte del sistema componentes adicionales y sensores para garantizar la correcta operación del sistema y facilitar la comprensión de los resultados.

Además, se analizará la magnitud de las pérdidas de presión dentro del sistema centrándose en las pérdidas en los intercambiadores de calor tanto debidas al refrigerante como al segundo fluido, el aire. A continuación el ciclo estará listo para su puesta a punto, tras la cual podrán empezar a llevarse a cabo mediciones y experimentos tanto en la parte del aire como en la del refrigerante para analizar las consecuencias de la aplicación de diferentes condiciones de funcionamiento.

2. ELEMENTOS DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN

2.1 Refrigeración cíclica

Este ciclo se basa en un refrigerante líquido (R134a) que circula a través de los diversos componentes del sistema siendo el medio que cambia alternativamente su estado, absorbiendo y emitiendo calor. El efecto de la refrigeración se produce durante el proceso de evaporación del refrigerante, cuando éste absorbe calor del segundo fluido (en este caso aire) [2]. Como se muestra en la figura 1 {detallado en el anexo 2.1.}, este tipo de sistemas tienen cuatro componentes principales: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador {descritos con detalle en el anexo 2.3}.

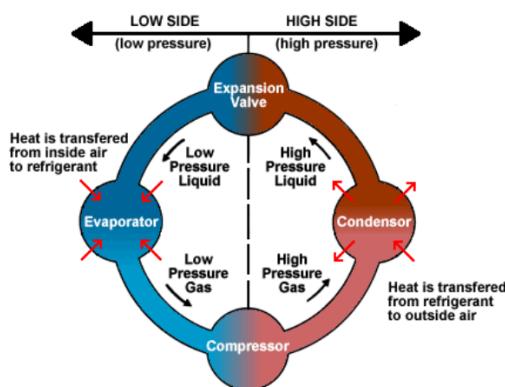
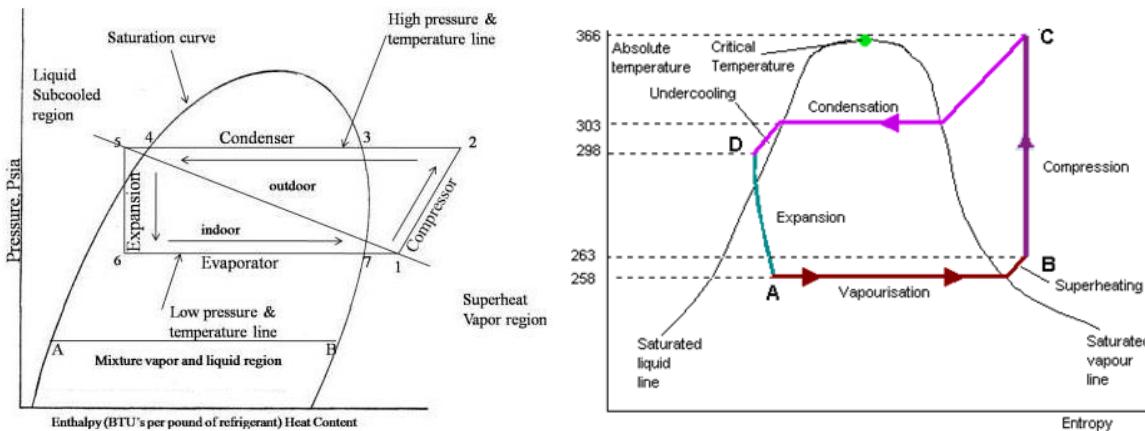


Figura 1: Ciclo de refrigeración estándar [2]

Sin embargo, es común que hacer algunos cambios en el ciclo básico original o estándar, para optimizar sus resultados. Por ello, el vapor que entra en el compresor es generalmente sobrecalentado, garantizando que no entra líquido en él y de esta manera asegurando su buen funcionamiento. En caso de que no todo el refrigerante que entra en el compresor se encontrase en estado de vapor y algo de líquido entrase por la línea de aspiración en el compresor, este componente podría sufrir grandes daños. Esta situación no deseada se denomina "slugging" [3].

Otro aspecto negativo que intenta contrarrestarse es el denominado "fenómeno flash-gas" que consiste en la evaporación de parte del líquido como consecuencia de la disminución de presión que se da en la válvula de expansión creándose así burbujas en la línea de líquido que va desde el condensador hacia el dispositivo de expansión. Este efecto contribuye a una pérdida de potencia y subsiguiente pérdida de capacidad del sistema o incluso al deterioro de algunos componentes de la instalación [1]. Para reducir este fenómeno al mínimo, el líquido que sale del condensador es subenfriado de manera que se aleja del punto de saturación en el que hay riesgo de cambio de estado.

Para entender y estudiar estos dos cambios en el ciclo básico con más detalle se utilizan los diagramas presión-entalpía, P-h (Figura 2) y T-s (Figura 3), temperatura-entropía.



Figuras 2,3: Diagrama P-h y T-s, ciclo con sobrecalentamiento y subenfriamiento [13]

1→2: Compresión isoentrópica: la presión se incrementa alcanzando una temperatura que es superior a la temperatura de condensación, t_c .

2→3: Vapor enfriado antes de la condensación (eliminación del sobrecalentamiento), en el condensador vapor sobrecalentado pasa a vapor saturado [4], disminuyendo su temperatura hasta alcanzar la temperatura de condensación, t_c .

3→4: Condensación isotérmica e isobárica, el refrigerante cambia de vapor a líquido a una presión y temperatura específicas, p_c y t_c .

4→5: Subenfriamiento del líquido condensado, el refrigerante en estado líquido se enfria hasta una temperatura inferior a la temperatura de saturación, manteniéndose la presión.

5→6: Expansión isoentálpica, el refrigerante sufre una disminución de la presión manteniéndose constante la entalpía en el proceso.

6→7: Evaporación isotérmica e isobara de del refrigerante a su temperatura de evaporación a esa presión, t_0 .

7→1: Sobrecalentamiento del refrigerante evaporado, el gas de aspiración se calienta a una mayor la temperatura que la temperatura de saturación para asegurar que todo el refrigerante se ha convertido en vapor antes de entrar en el compresor.

Es necesario tener en cuenta que en este análisis del ciclo de refrigeración considera un ciclo con comportamiento ideal. No considerando la posible irreversibilidad termodinámica durante la compresión o las posibles caídas de presión causadas en el sistema por diferentes motivos.

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

3.1. Definición de condiciones de funcionamiento

Los primeros requisitos asociados con este ciclo consistían en construir un ciclo portátil con una parte que contiene refrigerante (R134a) y un lado de aire, en el que la circulación de los dos fluidos consistirá en flujos transversales, uno perpendicular al otro. El lado del aire se compone de dos canales de plexiglás diseñados con el propósito de dirigir la trayectoria del flujo de aire que puede ser seguido desde la entrada en el ventilador hasta la salida del intercambiador de calor debido a la translucidez del material.

Además, para ayudar a comprender el conjunto del ciclo, se ha representado en Solidworks, como se muestra en la figura 4. El ciclo portátil se desplazará colocado en una estructura {anexo 5} que será responsable de soportar los 150 kg de peso del sistema.

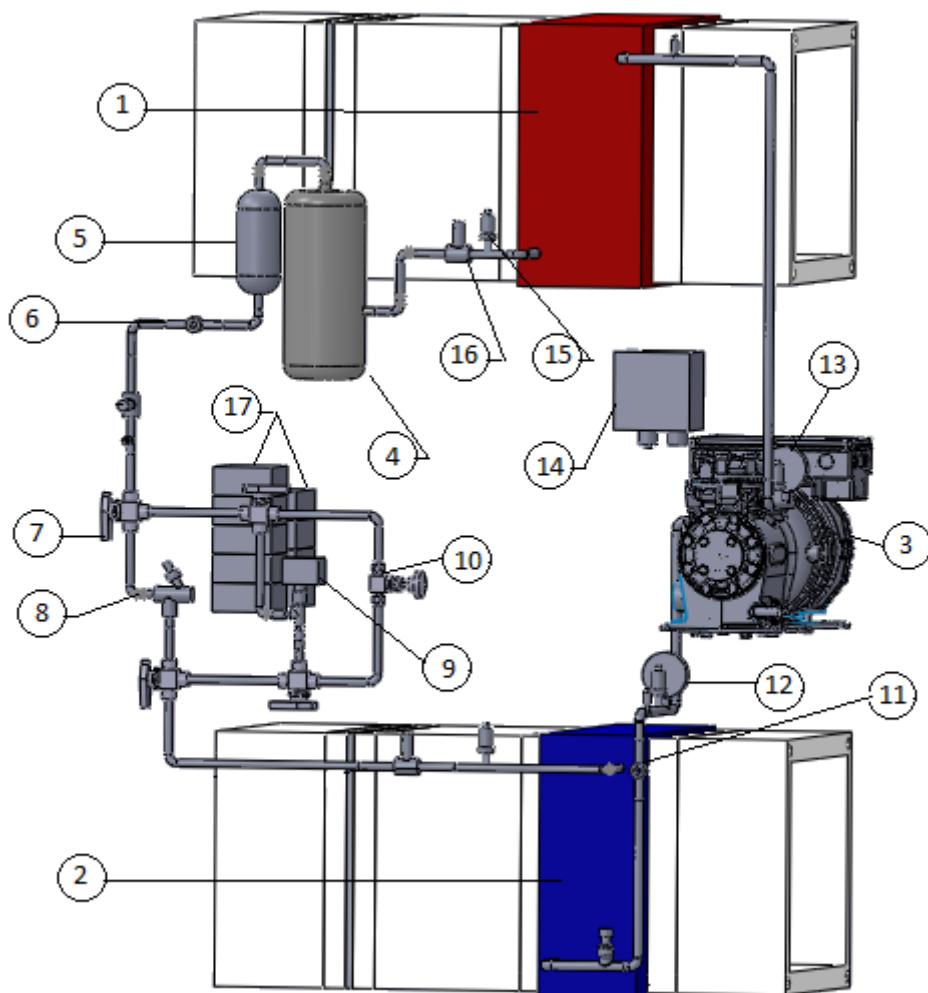


Figura 4: Representación en Solidworks del ciclo

1	Canal del condensador
2	Canal del evaporador
3	Compresor
4	Recipiente receptor de líquido
5	Filtro secador
6	Indicador visual de la línea de líquido
7	Válvula de tres vías
8	TXV
9	EXV
10	Válvula de aguja
11	Indicador visual de la línea de aspiración
12	Manómetro de la línea de aspiración
13	Manómetro de la línea de descarga
14	Interruptor de presión
15	Válvula Schrader
16	Válvula de cierre de bola
17	Display electrónico para los sensores y la EXV

Tabla 1: Componentes del ciclo

En la tabla 1 se muestra un resumen de los componentes incluidos en el ciclo. Por razones de simplicidad, los elementos que se repiten se han nombrado sólo una vez. Una representación gráfica más completa del ciclo se incluye en el diagrama de tuberías e instrumentación {anexo 4} y en el dibujo completo de Solidworks {anexo 6}.

Con los objetivos previamente explicados, se decidió que el compresor tenía que cumplir dos condiciones: ser semi-hermético y ser tan pequeño como fuera posible. La selección del compresor fue la que condiciona y define el resto del ciclo. Buscando esas características, el compresor elegido es el compresor semi-hermético KM-5X que pertenece a la serie S producida por Copeland.

Basando los primeros cálculos en las características de funcionamiento del compresor {anexo 1}, es posible empezar a definir los límites del ciclo. La primera suposición para la temperatura de condensación y evaporación, $t_c = 45^\circ\text{C}$ and $t_0 = -5^\circ\text{C}$, se elige dentro de los límites fijados por el compresor; $-20^\circ\text{C} \leq t_0 \leq 12.5^\circ\text{C}$ and $30^\circ\text{C} \leq t_c \leq 62^\circ\text{C}$.

Varios valores que determinan el funcionamiento del ciclo de refrigerante se pueden deducir de la hoja de datos del compresor después de la selección de las temperaturas. El más significativo es la capacidad de refrigeración, \dot{Q}_0 , porque caracteriza el sistema. Para esas temperaturas los valores correspondientes de las otras variables son $\dot{Q}_0 = 1.31 \text{ kW}$, $P = 0.62 \text{ kW}$ y $\dot{m} = 9.4 * 10^{-3} \text{ kg/s}$.

$$\dot{Q}_0 + P = \dot{Q}_c \quad (3.1)$$

Además, a partir de la suma de la capacidad de refrigeración y la potencia producida por el compresor se obtiene la capacidad de condensación, $Q_c = 1.93 \text{ kW}$ (eq. 3.1), y con la ayuda del software Select 7.9 (proporcionado por Copeland) se puede calcular el rendimiento isoentrópico del compresor, que de acuerdo con los valores anteriores resulta ser $\eta_{is} = 0.517$.

Con esta información adicional es posible definir el flujo de aire necesario en los intercambiadores de calor a fin de alcanzar las condiciones previamente establecidas. En condiciones ideales el balance de energía en el lado del refrigerante tiene que coincidir con el del lado de aire, por eso las ecuaciones 3.2 y 3.3 deben ser cumplirse.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{R134a} * (h_1 - h_4) = \dot{m}_{air\ flow,evap} * c_{p_{air}} * \Delta t_{air,evap} \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R134a} * (h_2 - h_3) = \dot{m}_{air\ flow,cond} * c_{p_{air}} * \Delta t_{air,cond} \quad (3.3)$$

Para estos primeros cálculos, se tienen en cuenta sólo las restricciones establecidas por el compresor {anexo 1}, ya que son las únicas conocidas en este momento. Por esta razón, siguiendo las consideraciones de su hoja de datos el sobrecalentamiento se fija en 10K y no se considera subenfriamiento, una representación del ciclo se puede ver en el diagrama p-h del refrigerante R134a, en la figura 5.

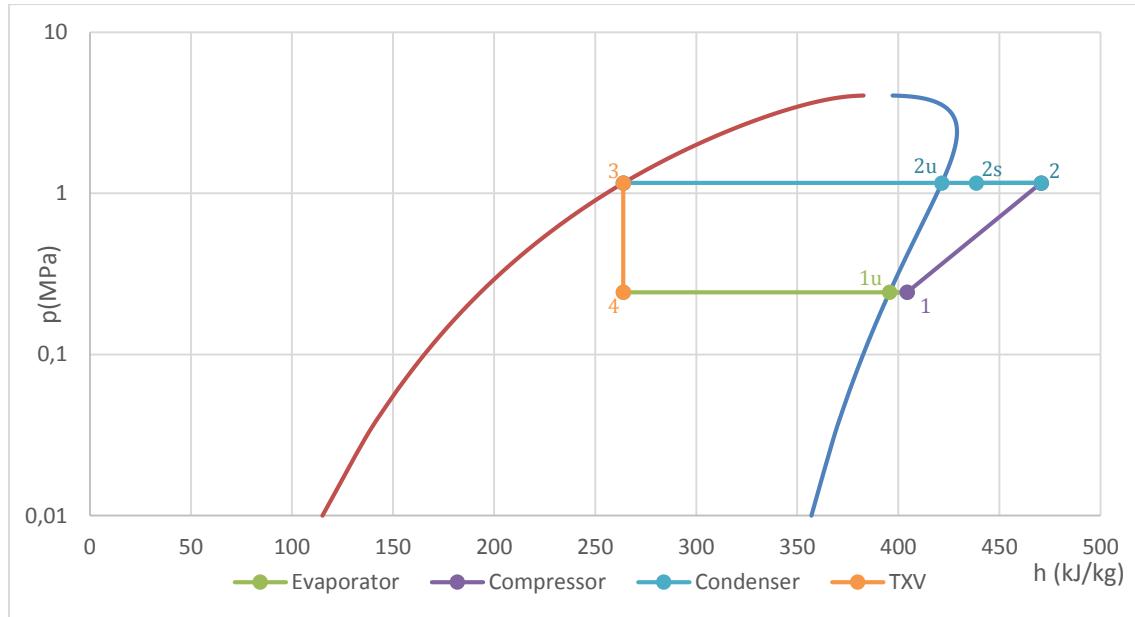


Figura 5: Diagrama de Mollier del R134a con los puntos del ciclo

Por la aplicación de lo anteriormente explicado (eq 3.2, 3.3), se obtienen $\Delta t_{air,evap}$ y $\Delta t_{air,cond}$ y se puede realizar una primera suposición del ciclo y de los procesos en el evaporador y el condensador.

Para calcular una primera gama de valores aceptables de $\Delta t_{air,evap}$ y $\Delta t_{air,cond}$, y por lo tanto los flujos de aire adecuados, es necesario tener en cuenta como punto de partida los siguientes valores:

- Temperatura ambiente media: 20°C.
- $\Delta t_{pinch} \geq 5K$, definido como mínima temperatura permitida entre la temperatura de salida del aire y la temperatura de salida del intercambiador correspondiente debido a que los intercambiadores operan en flujo cruzado.
- Requisitos impuestos por el compresor: 10K de sobrecaleamiento y subenfriamiento de 0K.

Las figuras 6 y 7 son la representación de los flujos de aire mínimos aceptables que respetan la diferencia de temperatura de pinch tanto en el evaporador y en el condensador. Los flujos correspondientes se calculan como se describe a continuación.

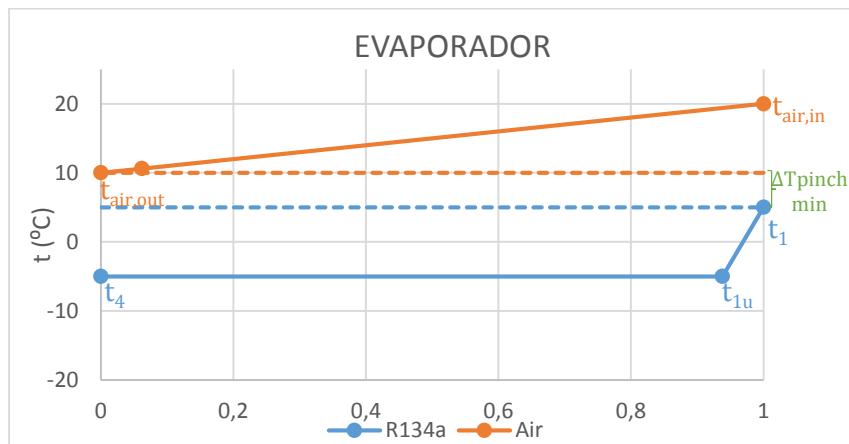


Figura 6: Proceso en el evaporador con el mínimo flujo de aire válido

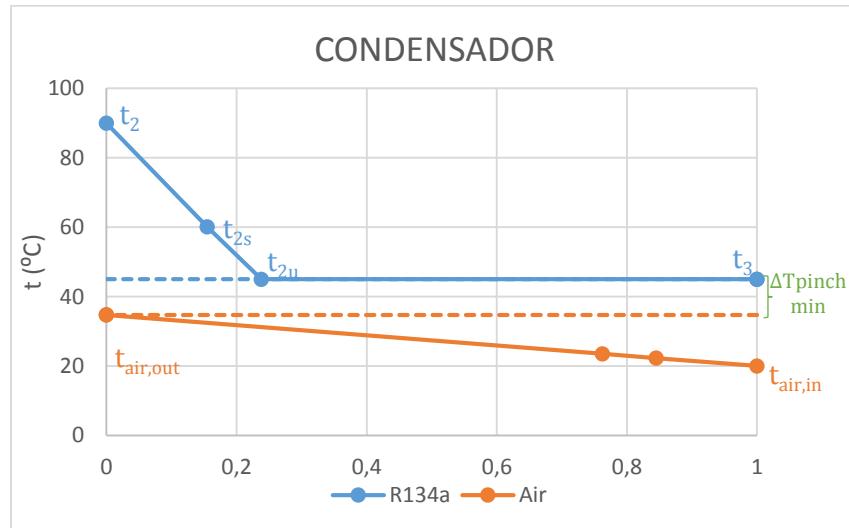


Figura 7: Proceso en el condensador con el mínimo flujo de aire válido

Analizando primero el evaporador, ya que la temperatura de evaporación y el sobrecalentamiento son conocidos ($t_0 = -5^\circ\text{C}$, $\Delta t_{0,h} = 10K$), la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador se deduce de su suma, $t_1 = 5^\circ\text{C}$. La diferencia de temperatura de pinch es la mínima variación de temperatura que tiene que existir entre la temperatura a la salida del evaporador y la temperatura de salida del aire. Este cálculo conduce a iniciar el análisis del lado del aire mediante la obtención de una temperatura mínima de salida del aire que cumpla con la diferencia de temperatura de pinch mínima requerida de 5K, obteniendo una $t_{air,out,min}$ de 10°C .

Una vez que se calculan los valores anteriores, el resto de los requisitos de la parte de aire se pueden determinar. La obtención de la variación de temperatura máxima, como resultado de la diferencia de la temperatura de entrada del aire y su mínimo valor de salida posible, $\Delta t_{air,evap,max} = 10K$, es el valor requerido en la ecuación 3.4 para calcular finalmente el flujo de aire mínimo requerido en el evaporador para garantizar su correcto funcionamiento.

Con el calor específico del aire en condiciones ambiente, la capacidad de refrigeración definida por el compresor para estas t_0 y t_c y con la variación máxima de la temperatura del aire, el flujo mínimo de aire resultante que asegura el funcionamiento del evaporador es $388.34 \text{ m}^3/\text{h}$, calculado aplicando el balance (considerando para el aire la densidad en c.n.).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{air,evap,min} * c_{p,air} * \Delta t_{air,evap,max} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{air,evap,min} = \frac{1.31 \text{ (kW)}}{1.012 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * K * 10 \text{ (K)}} = 0.129 \text{ kg/s} \equiv 388.34 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cálculos análogos conducen al cálculo de un flujo adecuado para el condensador. Teniendo en cuenta los valores establecidos para el lado del refrigerante de $t_c = 45^\circ\text{C}$ y $\Delta t_{c,s} = 0K$, la temperatura del R134a en la salida del condensador, t_3 , será la misma que la temperatura de condensación debido al hecho de que en este caso no se aplica subenfriamiento. La temperatura máxima de salida del aire, $t_{air,out,max} = 40^\circ\text{C}$ se obtiene como resultado de la cumpliendo con la diferencia de temperatura de pinch mínima establecida de 5K entre el lado de aire y el lado del refrigerante.

La máxima diferencia de temperatura en el flujo de aire es determinante para poder obtener, a través de la ecuación 3.5, el flujo de aire mínimo para un funcionamiento adecuado del condensador. El máximo aumento de temperatura tolerado en el aire, $\Delta t_{air,cond,max} = 20K$, es la diferencia entre la temperatura ambiente a la que se encuentra el aire que entra en el condensador y $t_{air,out,max}$. Habiendo hallado todos los datos requeridos el flujo de aire mínimo necesario para el buen funcionamiento del condensador es $286.07 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{air,cond,min} * c_{p,air} * \Delta t_{air,cond,max} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{air,cond,min} = \frac{1.93 (kW)}{1.012 \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) * 20 (K)} = 0.095 \frac{kg}{s} \equiv 286.07 \frac{m^3}{h}$$

Para garantizar el funcionamiento adecuado de los dos intercambiadores de calor es necesario establecer como flujo de aire mínimo aquel más restrictivo, en este caso $388.34 \frac{m^3}{h}$. A partir de ese valor el flujo de aire cumplirá los requisitos previamente establecidos. Por ello a la hora de buscar ventiladores para el flujo forzado de aire de los intercambiadores se considerarán solo aquellos con flujos por encima de $400 \frac{m^3}{h}$.

Con un flujo de aire inferior a $400 \frac{m^3}{h}$, por ejemplo $250 \frac{m^3}{h}$ {cálculos en el anexo 3}, se tendrían como consecuencia mayores diferencias de temperatura en el lado del aire para lograr la capacidad de refrigeración y capacidad de condensación deseadas, como se ilustra en las ecuaciones antes de 3.2 y 3.3. Esto llevaría a incumplir el valor mínimo de 5K seleccionado por la diferencia de temperatura de pinch, teniendo incluso ΔT_{pinch} negativo como se muestra en la figura 8 para el evaporador, y por lo tanto poniendo en peligro el correcto funcionamiento del sistema.

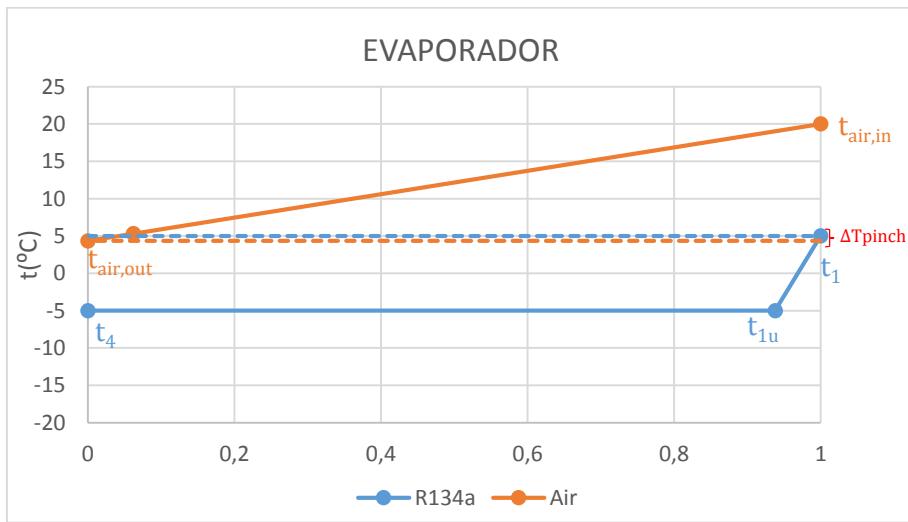


Figura 8: Proceso en el evaporador con un flujo de aire de $250 \frac{m^3}{h}$

A la hora de seleccionar un ventilador que proporcione un flujo de aire adecuado varias opciones entre las disponibles con diferentes flujos volumétricos son válidas, como $475 \frac{m^3}{h}$, $530 \frac{m^3}{h}$, $560 \frac{m^3}{h}$ y $800 \frac{m^3}{h}$. Por el momento, todas las opciones parecen ser igualmente aceptables, sin embargo, más tarde otras restricciones servirán para definir más claramente la opción correcta.

Tomando el de flujo $475 \text{ m}^3/\text{h}$ y por la aplicación las ecuaciones anteriores (3.2, 3.3) se obtienen $\Delta t_{air,evap}$ y $\Delta t_{air,cond}$ {cálculo detallado en el anexo 3} y por tanto las temperaturas del aire a la salida del evaporador y condensador, respetando ambas la mínima diferencia de temperatura de pinch, como se muestra a continuación.

Evaporador con $475 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\left. \begin{array}{l} t_1 = 5^\circ\text{C} \\ t_{air,out,evap} = 11.8^\circ\text{C} \end{array} \right\} \boxed{t_{air,out,evap} - t_1 = 6.8K > 5K = \Delta T_{pinch_{min}}}$$

Condensador con $475 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\left. \begin{array}{l} t_3 = 45^\circ\text{C} \\ t_{air,out,cond} = 32.1^\circ\text{C} \end{array} \right\} \boxed{t_3 - t_{air,out,cond} = 12.9K > 5K = \Delta T_{pinch_{min}}}$$

Una vez que las condiciones de funcionamiento y los límites a tener en cuenta se han sido definidos es posible seleccionar los componentes que compondrán el ciclo.

3.2. Selección de los componentes

3.2.1. Intercambiadores de calor

Al conocer las características de funcionamiento del compresor {anexo 1}, podemos considerar un rango concreto de valores para la capacidad de refrigeración, \dot{Q}_0 (0.27-3.5 kW), y la capacidad de condensación, \dot{Q}_c (0.75-4.02 kW), del sistema. Con esta información es posible filtrar entre los intercambiadores de calor disponibles aquellos que se ajustan mejor a los criterios mencionados.

Buscando siempre que las piezas sean de tamaño reducido (portabilidad del ciclo), por ello aquellos que tienen un rendimiento superior al necesario y, por tanto, dimensiones demasiado grandes serán descartados. Durante la búsqueda fueron analizadas ofertas de proveedores como Wieland, Güntner o Friga-Bohn [18].

En una primera inspección en la búsqueda de un condensador, el modelo WKC 10 de Wieland parece adecuado. Como se muestra en la figura 9, es bastante compacto (225 * 270 * 135 mm) también ligero y puede alcanzar el rango de capacidad de refrigeración requerido, sin embargo, es una opción que queda descartada ya que no acepta aire como segundo fluido de trabajo.



Figura 9: Condensador WKC de Wieland [18]

En consecuencia, la búsqueda se centra en condensadores que puedan ser enfriados por aire encontrando dos modelos válidos en Güntner y Friga-Bohn [18], ambos con un ventilador incorporado a su estructura. Sin embargo, están diseñados para ofrecer capacidades muy superiores a las necesarias y en consecuencia son demasiado grandes y pesados en comparación con lo deseado para este ciclo portátil. Por lo tanto, ninguno de los condensadores considerados hasta el momento se adecua totalmente a los criterios establecidos.

En cuanto al evaporador la investigación se centra en un modelo ofrecido por Danfoss. En este caso, a pesar de que el intercambiador de calor cumple con el requisito de la capacidad requerida y tolera el aire como segundo fluido, está diseñado con una configuración coaxial como se muestra en la figura 10, donde un fluido recorre a lo largo el tubo y el otro fluye a lo largo de la sección anular que la rodea. Este hecho hace que sea difícil visualizar el proceso de transferencia de calor desde el exterior y por lo tanto descarta esta opción para el ciclo, donde el objetivo es mostrar en detalle el desarrollo de los procesos que tienen lugar dentro del sistema.



Figura 10: Evaporador de Danfoss [18]

Dado que ningún intercambiador de calor dentro de los numerosos considerados resultó ser adecuado, se tomó la decisión de diseñarlos específicamente para el cumplimiento de estos requisitos particulares. Los nuevos intercambiadores, diseñados por Polar Kältetechnik, utilizarán como refrigerante el R134a y como segundo fluido de trabajo el aire (figura 11). Cada uno de ellos se encuentra ubicado dentro de un canal hecho de plexiglás en el que también está contenido el ventilador que proporciona el flujo forzado de aire, junto con los sensores necesarios controlar adecuadamente el ciclo. De esta manera se garantiza que el

flujo de aire esté completamente dirigido al intercambiador de calor para lograr una transferencia de calor óptima. El hecho de que el material que conforma los canales sea plexiglás, un material transparente, permite a los observadores seguir todo el proceso que tiene lugar en el interior de ellos.

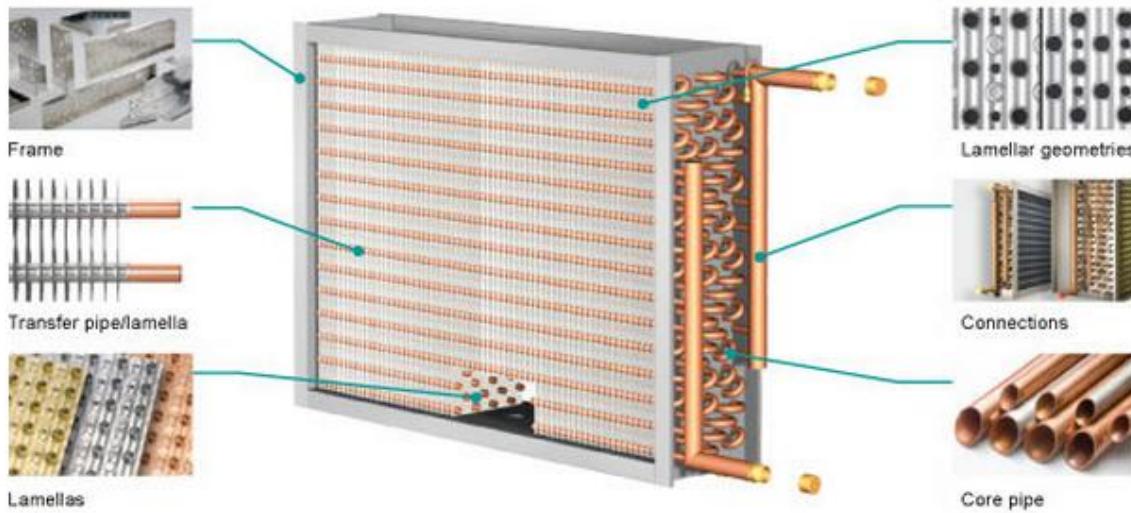


Figura 11: Intercambiador de calor de Polar Kältetechnik [18]

Como se puede deducir de su hoja de condiciones de funcionamiento {anexo 1}, estos dos intercambiadores de calor añaden algunas nuevas limitaciones al ciclo. Las más importantes se han extraído y expuesto en las tablas 2 y 3.

EVAPORADOR	Condiciones: R134a a 3.146 bares
Capacidad de refrigeración (Q_0)	3.046 kW
Flujo de aire (mínimo requerido)	750 m ³ /h
Subenfriamiento ($t_c - \Delta t_{c,u}$)	44°C
Temperatura de evaporación (t_0)	2°C
Sobrecalentamiento ($\Delta t_{0,h}$)	10K

Tabla 2: Condiciones de funcionamiento del evaporador {anexo 1}

CONDENSADOR	Condiciones: R134a a 11.599 bares
Capacidad de condensación (Q_c)	5.072 kW
Flujo de aire (mínimo requerido)	750 m ³ /h
Subenfriamiento ($t_c - \Delta t_{c,u}$)	44°C
Temperatura de condensación (t_c)	45°C

Tabla 3: Condiciones de funcionamiento del condensador {anexo 1}

El primer aspecto que llama la atención de entre los valores resaltados es el flujo de aire necesario en ambos intercambiadores de calor. El caudal mínimo de aire requerido para su correcto funcionamiento es de $750 \text{ m}^3/\text{h}$, por lo que es necesario revisar la lista de los ventiladores previamente elegidos como válidos, ya que el de $475 \text{ m}^3/\text{h}$ ha dejado de ser válido.

De las opciones que se han considerado previamente el más cercano a este requisito es el ventilador de la marca Conrad de $800 \text{ m}^3/\text{h}$ de flujo volumétrico. Una vez elegido, y teniendo en cuenta las condiciones de trabajo ideales del condensador y evaporador, hay que analizar cómo combinar todos los requisitos (Tabla 4 y figura 12).

t_0 (temperatura de evaporación)	2 °C
t_c (temperatura de condensación)	45 °C
$\Delta t_{0,h}$ (sobrecalentamiento)	10 K
$\Delta t_{c,u}$ (subenfriamiento)	1 K
η_{is} (eficiencia isoentrópica)	53.6 %
m_{R134a} (flujo másico)	12.7 g/s
\dot{Q}_0 (Capacidad de refrigeración)	1.85 kW
P (Potencia real)	0.68 kW
\dot{Q}_c (Capacidad de condensación)	2.53 kW

Tabla 4: Primera suposición del punto de operación

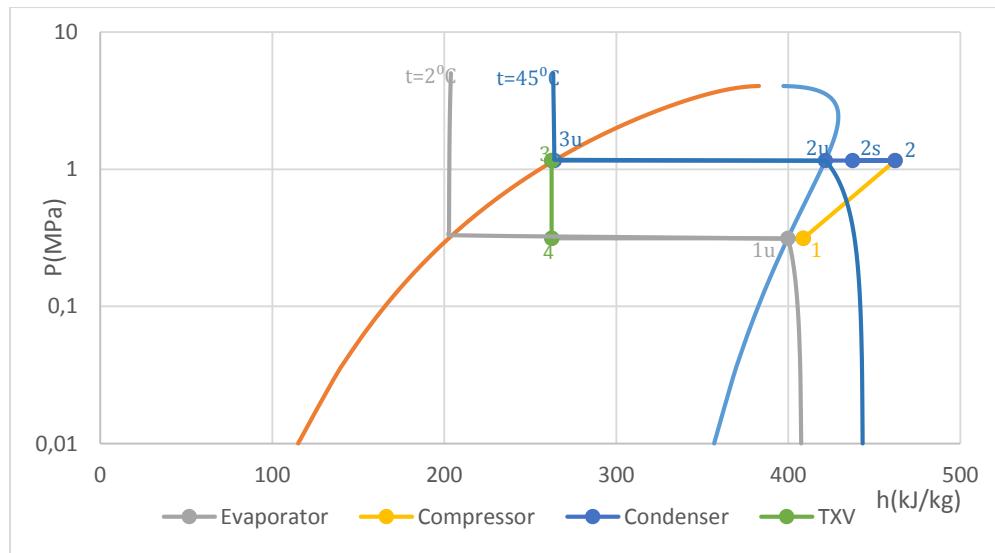


Figura 12: Diagrama de Mollier del R134a con los puntos del ciclo definidos

Como se puede deducir a partir de los cálculos {anexo 3}, reflejados en la figura 13, en el caso del evaporador la ΔT_{pinch} resultante es más reducida que la diferencia mínima aceptable que sería de alrededor de 5K. Por esta razón, puede concluirse que para poder mantener los

requisitos exigidos una de las variables permitidas debe modificarse. Se decide establecer una temperatura de evaporación por debajo de 2 °C, para garantizar el correcto funcionamiento del propio evaporador y cumplir con la ΔT_{pinch} mínima.

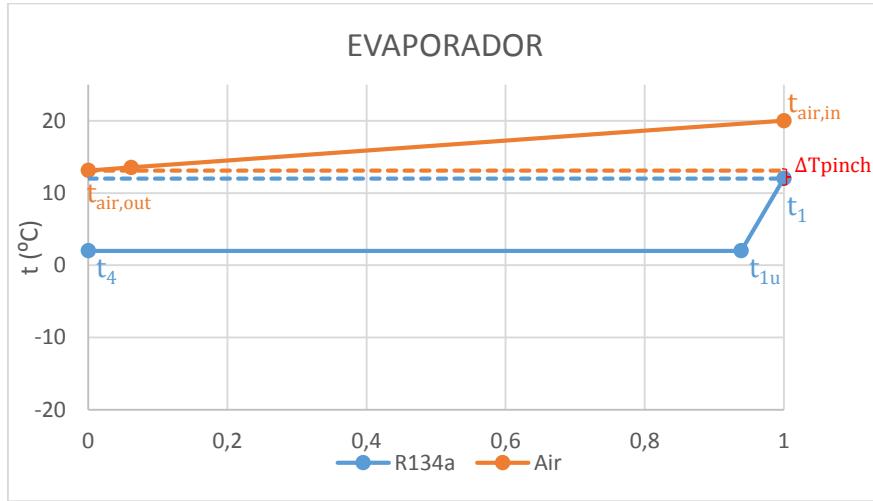


Figura 13: Primera suposición del proceso en el evaporador

Otra posible solución para esta situación podría ser colocar un calentador antes del ventilador que proporciona aire al evaporador, de esta manera el aire que entra en el evaporador estaría a una mayor temperatura y por lo tanto, manteniendo el resto de las condiciones, también saldría a mayor temperatura lo que haría posible un ΔT_{pinch} más grande respetando los 5K mínimos exigidos. Sin embargo, debe tenerse en cuenta en la construcción de este ciclo el objetivo de que sea portátil, por lo que todos los componentes que no sean indispensables no son una prioridad, para poder reducir el tamaño al máximo.

Por esta razón, la solución seleccionada es recalcular el punto de operación del sistema siendo necesario encontrar una nueva temperatura de evaporación que respete la ΔT_{pinch} de 5K. Para lograrlo, se basan los cálculos en los datos seleccionados para la primera suposición (tabla 4 y anexo 3). Con ellos y con la ayuda de la antes mencionada ecuación 3.4 se inicia el proceso obteniendo la variación de temperatura en el aire en el evaporador.

$$\Delta t_{air,evap} = \frac{1.85 (KW)}{1.012 \left(\frac{KJ}{Kg * K} \right) * 0.2667 \left(\frac{Kg}{s} \right)} = 6.8 K$$

Con esta variación y sabiendo que la entrada del aire está a temperatura ambiente, se puede deducir la temperatura de salida $t_{air,out} = 13.2 K$. En este punto, ha de considerarse la mínima diferencia de temperatura de pinch permitida, 5K, para obtener la temperatura del refrigerante R134aa la salida del evaporador, $t_1 = 8.2^{\circ}C$. En el evaporador, al ocurrir el cambio de estado, la temperatura permanece constante hasta la salida donde ocurre el sobrecalentamiento, en este caso $\Delta t_{0,h} = 10K$. Por esta razón la temperatura de entrada del

evaporador será la temperatura a la salida menos el sobrecalentamiento, dando como resultado una temperatura de evaporación, t_0 , de -1.8°C .

Una vez calculada la nueva temperatura de evaporación es necesario ajustar los valores del flujo másico del aire y el rendimiento isoentrópico del compresor con el cambio resultante en el valor de la capacidad de refrigeración {anexo 3}. Con ayuda del software ajustamos los valores obteniendo como valor final para la temperatura de evaporación -1°C , las condiciones de funcionamiento definitivas se muestran en la tabla 5 y en la figura 14.

t_0 (temperatura de refrigeración)	-1 °C
t_c (temperatura de condensación)	45 °C
$\Delta t_{0,h}$ (sobrecalentamiento)	10 K
$\Delta t_{c,u}$ (subenfriamiento)	1 K
η_{is} (eficiencia isoentrópica)	52.95%
$m_{\text{R}134a}$ (flujo másico)	11.2 g/s
\dot{Q}_0 (capacidad de refrigeración)	1.61 kW
P (Potencia real)	0.66 kW
Q_c (capacidad de condensación)	2.27 kW

Tabla 5: Condiciones de operación definitivas

Evaluando de nuevo el proceso en los dos intercambiadores con los nuevos datos {anexo 3}, puede verse que el condensador funciona correctamente y que los problemas anteriormente destacados en el evaporador han sido resueltos. Es importante destacar también que con este punto de funcionamiento elegido también se cumplen los requisitos impuestos por el compresor. Respetando el rango de temperaturas toleradas por ese componente: $-20^{\circ}\text{C} \leq t_0 \leq 12.5^{\circ}\text{C}$ y $30^{\circ}\text{C} \leq t_c \leq 62^{\circ}\text{C}$ {anexo 1}. Por todo ello, estas condiciones de funcionamiento son las elegidas como el punto de funcionamiento teórico del sistema, que deberá ser comprobado en la fase experimental.

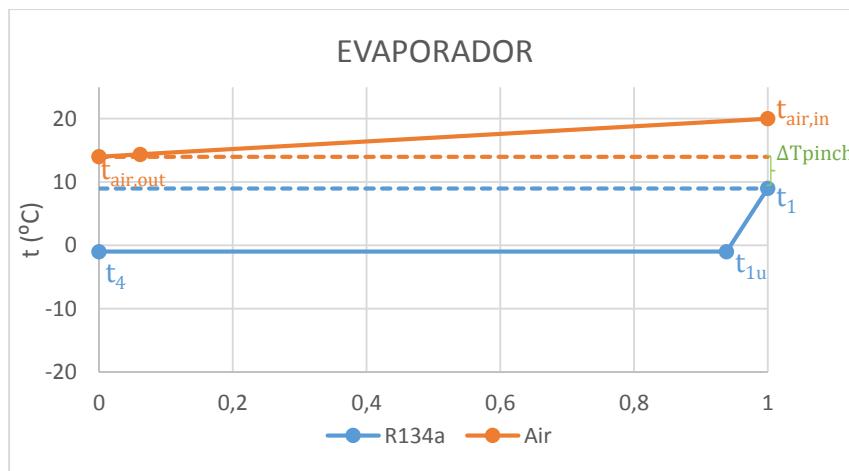


Figura 14: Proceso en el evaporador con las condiciones de operación definitivas

Una vez definidas las condiciones de operación que combinan los requisitos establecidos primero por el compresor y luego por los intercambiadores de calor y habiendo encontrado el flujo de aire adecuado que garantiza el buen funcionamiento del sistema, el siguiente paso es completar el diseño del ciclo. Continuaremos por el último de los cuatro componentes principales del ciclo de refrigeración, el dispositivo de expansión.

3.2.2 dispositivo de medición intercambiable

La puesta en marcha de este ciclo de demostración tiene una clara finalidad didáctica. Por esta razón, se decidió que, con el objetivo de optimizar esta construcción, deberían mostrarse los procedimientos de funcionamiento de varios dispositivos que todos pudieran realizar la función de una válvula de expansión.

Las tres variantes seleccionadas son una válvula de expansión termostática, una válvula de expansión electrónica y una válvula de aguja. Para hacer factible su instalación es necesario diseñar un subsistema donde el refrigerante pueda elegir por cuál de los tres dispositivos circular, como se representa en la figura 15.

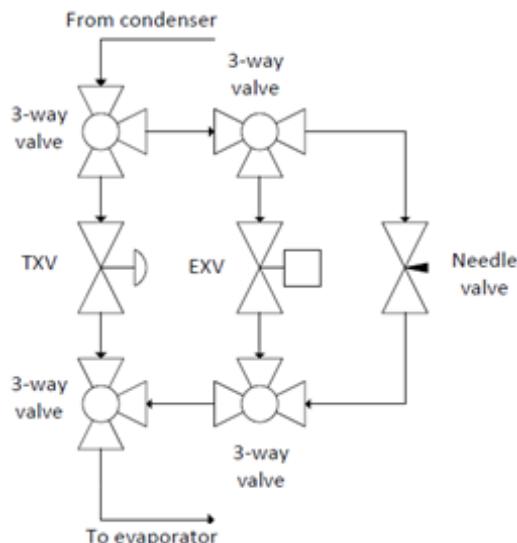


Figura 15: Esquema del subsistema de dispositivos de expansión

La manera de construir con éxito esta estructura consiste en utilizar válvulas auxiliares que permitan dirigir el flujo de refrigerante de acuerdo con la trayectoria del dispositivo de estrangulamiento que quiere ser usado en cada momento. Con este propósito, cuatro válvulas de 3 vías entran a formar parte del sistema.

Las válvulas de 3 vías llevan a cabo la función de desviar el flujo de una tubería a otra. Son proporcionadas por Swagelok y equipadas con un actuador manual para cumplir esta misión, como se muestra en la figura 16. Ellas recibirán el flujo de refrigerante por una entrada única y podrán expulsarlo por dos salidas diferentes. Con la operación del actuador manual

(manivela roja), se elige cuál de estos posibles caminos se utiliza y, por consiguiente, qué dispositivo de expansión opera en cada momento.

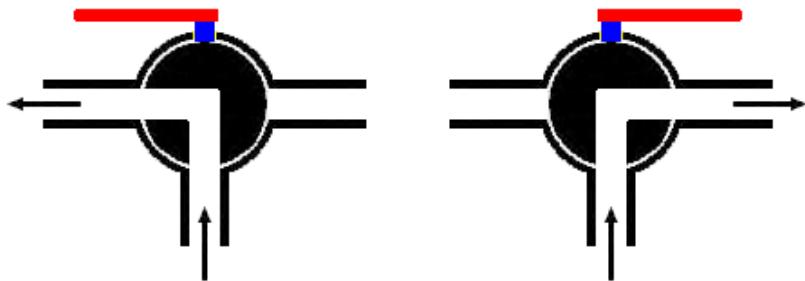


Figura 16: Operación de las válvulas de 3 vías [2]

Para garantizar el correcto funcionamiento del conjunto se colocan dos válvulas de cierre de bola (ambas con una válvula Schrader incorporada) una a la entrada y otra a la salida del conjunto. La válvula de cierre de bola contiene una unidad esférica de la que depende el control de flujo [2]. La esfera se sitúa en su puerto central, cuando esta está alineada con la entrada y salida de la válvula, se considera abierta. Por otro lado, cuando el puerto se encuentra en perpendicular a la tubería el fluido no puede atravesarla, por lo que se cierra. Su propósito en este subsistema será de abrir y cerrar para permitir la entrada y la salida del fluido. Por esa razón se llaman válvulas de cierre, porque mantienen vacío el sistema mientras se cambia el dispositivo de expansión en uso por uno de los otros dos que están disponibles o para permitir el mantenimiento del sistema en caso de fallo de uno de los componentes.

Además, hay otra válvula de cierre de bola en el ciclo, situada entre la salida del condensador y la entrada del receptor de líquido, como una puerta que permite al usuario decidir si el flujo de refrigerante entra en la línea de líquido no. Por otra parte, las válvulas de cierre bola tienen una válvula Schrader incorporada. Esta válvula permitirá al usuario cargar y descargar el refrigerante del sistema cuando sea necesario. Los otros dos puntos donde una válvula Schrader es útil son justo antes del compresor y después de él. Por estas razones, dos válvulas Schrader independientes serán colocadas en esos puntos, junto a los dos manómetros que informan de los niveles de presión en la línea de aspiración y descarga. Las válvulas de cierre de bola con válvula Schrader incluida son proporcionadas por Reifarco y las válvulas Schrader independientes son proporcionadas por Fischer Kälteklima.

En cuanto a los tres dispositivos de regulación, la TXV es proporcionada por Danfoss, incluye ecualizador de presión externa, a través del bulbo térmico. La EXV es proporcionada por Carel y sus parámetros se muestran en el display electrónico que también muestra las variables medidas por los diferentes sensores. Además, hay que tener en cuenta que es muy importante saber cómo colocar las válvulas de expansión. Como se muestra en la figura 17, no todas las posiciones están permitidas, esta regla es aplicable tanto para la TXV y la EXV.

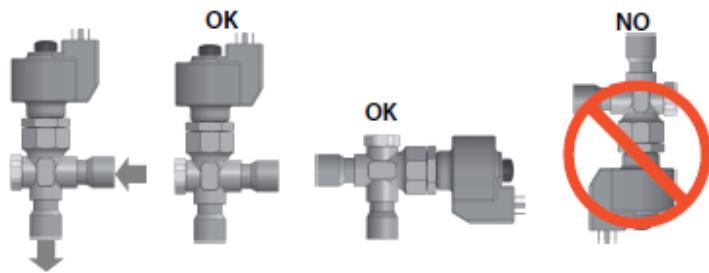


Figura 17: Posiciones permitidas y no permitidas para una EXV y TXV [18]

Por otra parte, para lograr un rendimiento óptimo de la válvula de expansión termostática el bulbo térmico tiene que estar adecuadamente colocado (figura 18), a la salida del evaporador, para alcanzar el sobrecaleamiento necesario para un correcto funcionamiento del sistema. En el caso de la válvula de expansión electrónica es un transductor de presión el responsable de transmitir las condiciones de refrigerante y tiene que estar colocado justo después de la salida del evaporador para cumplir la misma tarea que realiza el bulbo en la TXV. En la EXV será posible para el usuario leer directamente los datos de un monitor y ajustar los parámetros fácilmente con la ayuda del display mencionado anteriormente.

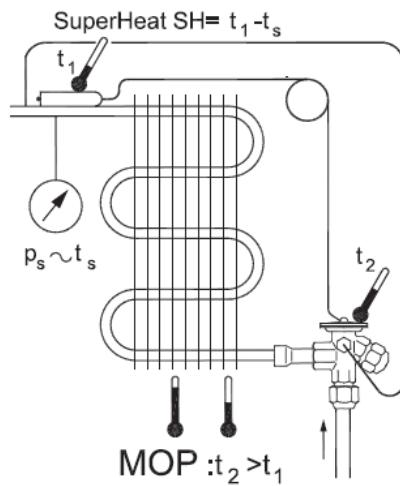


Figura 18: Localización correcta de la TXV y de sus componentes [18]

La válvula de aguja proporcionada por Swagelok hecha de latón equipada con un accesorio para permitir su soldadura en la línea es capaz de regular el flujo de una manera muy precisa debido a su husillo, sin embargo, no tiene ningún componente que la conecte a la salida del evaporador por lo que no puede regular el nivel de sobrecaleamiento.

Todos los accesorios y sensores elegidos para este ciclo así como la estructura de los canales de aire y las tuberías se encuentran explicados con detalle en el anexo 2.4.

4. CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El análisis de la caída de presión en un sistema de refrigeración consiste en el análisis individual de los componentes y conductos, sin olvidar las diferentes juntas y codos, los cuales son generalmente un foco de fugas y caídas de presión [23]. Con respecto a los componentes, hay un interés especial en la evaluación de las pérdidas de presión dentro de los intercambiadores de calor, donde dos fluidos diferentes interactúan dando lugar a una transferencia de calor en la que el refrigerante cambia de estado.

Por esta razón, en este capítulo se desarrollará el estudio de la caída de presión en el evaporador y el condensador. Para realizar este análisis adecuadamente será necesario diferenciar entre aire y refrigerante, y dentro de este último, diferenciar entre refrigerante en una o dos fases. Todos los cálculos de este capítulo se llevarán a cabo asumiendo el punto de operación definitivo determinado en la tabla 5 del capítulo 3.

4.1. Caída de presión en el flujo a través de tuberías de sección transversal circular: condensador

4.1.1. Pérdida de carga monofásica en el condensador

El proceso en el interior del condensador se puede dividir en tres partes: eliminación del sobrecalentamiento, disminución desde la temperatura en la salida del compresor (gas caliente, ya que la compresión no es plenamente isoentrópica, η_{is}) hasta la temperatura de condensación; condensación, proceso isotérmico durante el cual refrigerante cambia de vapor a líquido; subenfriamiento, la temperatura del fluido condensado se reduce distanciándola del estado de líquido saturado.

La caída de presión total de un fluido consta de tres términos: variación de la energía potencial, variación de la energía cinética y variación debida a la fricción en las paredes de la tubería o conducto [24], indicados en la ecuación 4.1.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{estatico} + \Delta p_{momento} + \Delta p_{friccion} \quad (4.1)$$

En un tubo horizontal, al no cambiar la altura y no existir la consecuente variación de energía potencial, el primer término queda anulado. En aquellas ocasiones en las que el fluido se comporta como un flujo monofásico, la caída de presión dentro del tubo queda reducida al efecto friccional [23], indicado por la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \zeta \frac{l}{d_i} \frac{\rho \omega_i^2}{2} \quad (4.2)$$

Donde l es la longitud, d_i el diámetro interior, ρ la densidad, ω_i la velocidad y ζ , coeficiente de arrastre, que depende del número de Reynolds:

$$Re_i = \frac{w_i \rho d_i}{\mu} \quad (4.3)$$

La densidad (ρ) y la viscosidad dinámica (μ), propiedades del refrigerante que fluye por los tubos, junto con la velocidad (w_i), dependen de la presión media y la temperatura media en el

tubo. La eliminación del sobrecalentamiento implica una disminución considerable de la temperatura a la entrada del condensador, provocando fuertes variaciones en las propiedades del fluido y en consecuencia la velocidad varía también. Por esta razón, la caída de presión se calculará dividiendo la tubería en secciones para obtener un resultado más preciso.

En el rango de temperaturas que van desde 318,15K a 358,2K, el flujo es notablemente turbulento ($Re_i > 2300$), lo que condiciona el cálculo del coeficiente de arrastre como se ve en la siguiente ecuación determinada por *Prandtl y Von Kármán*.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -0.8 + 2 \log (Re_i \sqrt{\zeta}) \quad (4.4)$$

Sin embargo, hay otro factor con influencia en el cálculo de ζ , la rugosidad del material del cual se fabrican los tubos, K . Si el tubo no es perfectamente liso, influirá en el coeficiente de arrastre. Esta rugosidad también está condicionada por el número de Reynolds. Conforme aumenta el número de Reynolds, la capa límite de fluido que cubre las protuberancias y ondulaciones se vuelve más delgada y las turbulencias aumentan progresivamente [23].

Se puede expresar en términos de rugosidad absoluta (K) o rugosidad relativa ($\varepsilon = K/d_i$). Su efecto tiene una influencia directa en la fórmula del coeficiente de arrastre, que según *Colebrook y White* [23] consiste en lo siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re_i \sqrt{\zeta}} + \frac{K/d_i}{3.71} \right] \quad (4.5)$$

En este caso, los tubos de los intercambiadores están hechos de cobre, cuya rugosidad absoluta está contenida en un intervalo desde 0,0013 hasta 0,0015 mm. Usando la ecuación 4.5 en un proceso iterativo {anexo 3}, conseguimos un coeficiente ζ , que varía entre 0,01828 y 0,01869, para cada sección en la que se calculará la caída de presión. Sin necesidad de cálculos, el valor del coeficiente de arrastre se puede extraer de la gráfica mostrada en la figura 19 que permite la obtención de ζ en función de ε y Re_i .

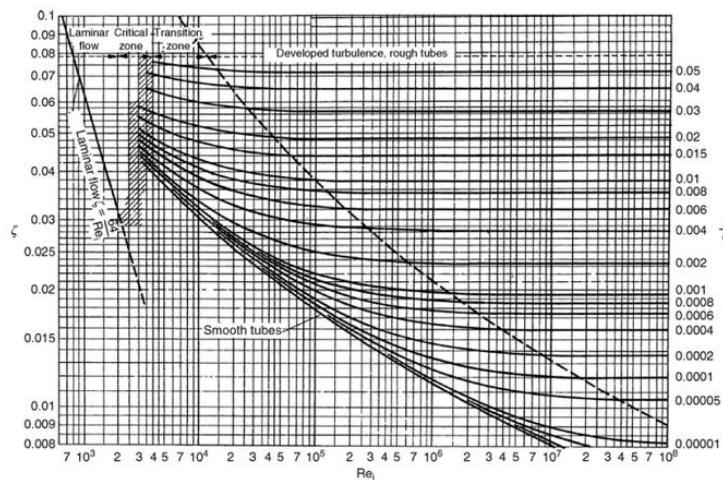


Figura 19: Coeficiente de resistencia ζ en función de ε y Re_i [23]

Los números de Reynolds calculados para este rango de temperaturas fluctúan entre $1 \cdot 10^6$ y $1,17 \cdot 10^6$, que con una rugosidad relativa de $\epsilon = 0,0015\text{mm}/9,65\text{mm} = 0,00016$ da lugar a un coeficiente de resistencia de aproximadamente 0,014. Confirando en la mayor precisión de los coeficientes de resistencia calculados no gráficamente, serán estos los que se utilicen para calcular la caída de presión por fricción.

La tabla 6 y la figura 20 muestran la variación de las pérdidas de presión por fricción en las diferentes secciones del flujo monofásico. Se puede observar la tendencia al alza de estas pérdidas de presión cuando la temperatura aumenta. El aumento de la rugosidad también aumenta las pérdidas aunque tiene un impacto menor que la temperatura.

T (K)	Δp_f (Pa/m)	$\Delta p_{f,k}$ (Pa/m)
358,2	475,27	496,78
348,2	450,40	471,24
338,2	427,18	444,58
332,6	413,36	428,88
322,6	387,06	399,33
318,15	374,43	385,32

Tabla 6: Evolución de la caída de presión del fluido monofásico a través del condensador

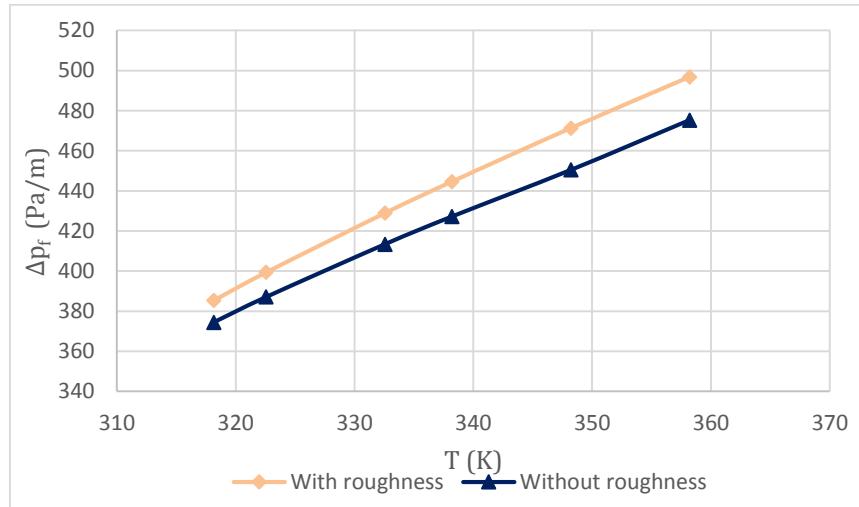


Figura 20: Efecto de la temperatura y rugosidad en la eliminación del sobrecalentamiento

Además, hay otra caída de presión monofásica por efecto de la fricción a considerar, la que se produce durante el subenfriamiento. En el punto de funcionamiento definitivo se estableció para el sistema 1K de subenfriamiento, en esa región del fluido se encuentra ya en estado líquido con μ y ρ muy diferentes a las del gas, por lo tanto también son diferentes la velocidad y el número de Reynolds {véase el anexo 3} que al aplicar la ecuación 4.5 conducirán a un coeficiente de resistencia de 0,03143 y un $\Delta p_{f,k} = 33,8 \text{ Pa/m}$. En este caso, la no consideración de la rugosidad implicará un error mínimo, resultando la caída de presión por fricción $\Delta p_f = 33,01 \text{ Pa/m}$.

El valor total de la caída de presión monofásica por fricción será el resultado de multiplicar el valor calculado para cada sección dentro de la región donde se produce la eliminación de sobrecalentamiento por la longitud en la que se produce, $\sum_{T=318.15K}^{T=353.2K} \Delta p_{f,T} * l_T$, más el valor calculado para la región de subenfriamiento multiplicada por su longitud. El condensador tiene 64 tubos dispuestos en líneas escalonadas de 0,3 m de longitud cada una, para calcular la longitud en la que la eliminación de sobrecalentamiento y el subenfriamiento se producen será necesario saber cuántas líneas del condensador se utilizan para completar esos procesos.

4.1.2. Caída de presión bifásica en el condensador

Para analizar la caída de presión total de un fluido bifásico es necesario volver a los tres términos de la ecuación 4.1. Recordemos que $\Delta p_{estatica} = 0$ al estar la entrada y salida la misma altura.

La pérdida de presión asociada al momento refleja la variación en energía cinética del flujo, variando en flujos bifásicos con el título del fluido, como se indica en la ecuación 4.6.

$$\Delta p_{momento} = \dot{m}_{total}^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L * (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_L * \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L * (1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_L * \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (4.6)$$

Donde \dot{m}_{total} es el flujo másico por unidad de superficial ($kg/m^2 * s$) para líquido más vapor, x es el título del vapor y ε es la fracción libre de gas [24]. Esta fracción se puede predecir por numerosos métodos. El modelo homogéneo, donde el flujo bifásico se comporta como monofásico y la velocidad de líquido y vapor son consideradas iguales, da buenos resultados para los flujos burbuja y niebla. Sin embargo, en este caso los cálculos {anexo 3} indican que el flujo en el cambio de fase dentro del condensador sigue un patrón estratificado-ondulado situado en la esquina inferior izquierda de la figura 21. Por esta razón, la fórmula para el cálculo de la fracción libre de gas seleccionada para calcular la caída de presión por efecto del momento se basa en un modelo no homogéneo [25] dado por la ecuación 4.7.

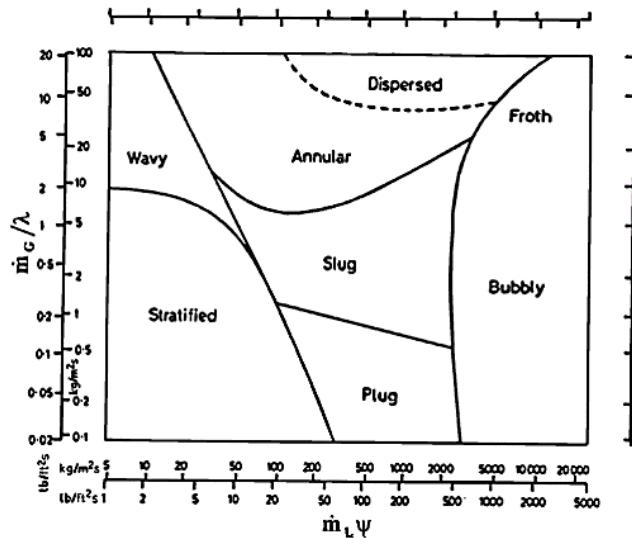


Figura 21: Mapa de patrones para un flujo bifásico para tubos horizontales, Baker [24]

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.89} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.18} \right] \quad (4.7)$$

El cálculo de $\Delta p_{momento}$ explicado en la ecuación 4.6 es independiente de la longitud de la tubería, dependiendo solamente del título del fluido, de su densidad y de su viscosidad dinámica. Durante el proceso de condensación del flujo bifásico a la entrada del condensador se encuentra en estado vapor, cuyo título es 1, y la salida en líquido, título 0. Sin embargo, esos valores causarían indeterminaciones en las ecuaciones 4.6 y 4.7 por lo que se toman varias aproximaciones (se muestran en la tabla 7) hasta que se obtiene un valor con un pequeño error. Dando lugar a $\Delta p_{momento} = -385.84 \text{ Pa}$, donde el signo negativo expresa que el momento tiene un sentido opuesto al del flujo.

$\Delta p_m (0,025-0,975)$	-366,58 Pa
$\Delta p_m (0,005-0,995)$	-382,02 Pa
$\Delta p_m (0,0005-0,9995)$	-385,49 Pa
$\Delta p_m (0,00005-0,99995)$	-385,84 Pa

Tabla 7: Aproximaciones de la caída de presión momento en el condensador

La determinación del último término de la ecuación 4.1, $\Delta p_{friccion}$, para un flujo bifásico se puede hacer por varios métodos en flujos separados (y no homogéneos). En este análisis dos de ellos se compararán; el método de Friedel y la correlación de Grönnerud [24]. El primero es ampliamente utilizado y se recomienda cuando la relación $\mu_l/\mu_g < 1000$, caso estudiado, y el segundo fue desarrollado específicamente para los refrigerantes por lo que es igualmente adecuado para este caso.

La correlación Friedel utiliza un multiplicador de dos fases, como se muestra en la ecuación 4.8:

$$\Delta p_{friccion} = \Delta p_{f,l} \Phi_{fr}^2 \quad (4.8)$$

donde $\Delta p_{f,l}$ es la perdida de presión friccional calculada para la fase líquida y Φ_{fr} es el multiplicador bifásico. Se calculan según ecuaciones 4.9 y 4.10.

$$\Delta p_{f,l} = 2f_l \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\dot{m}_{total}^2}{\rho_l} \right) \quad (4.9)$$

$$\Phi_{fr} = \frac{E+3.23FH}{Fr_l^{0.045} We_l^{0.035}} \quad (4.10)$$

El factor de fricción monofásico Fanning [24] en la ecuación 4.9 se representa por f_l y se calcula para flujos turbulentos ($Re_l > 2000$) como este mediante la expresión $0.079(Re_l)^{-0.25}$ y E, F, H, Fr_l y We_l son variables adimensionales calculadas en el anexo 3.

La correlación de Grönnerud contiene un multiplicador bifásico desarrollado para refrigerantes, mostrado a continuación:

$$\Delta p_{friction} = \Delta p_{f,l} \Phi_{gd} \quad (4.11)$$

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (4.12)$$

Donde $\Delta p_{f,l}$ se calcula con la ecuación 4.9, como en la correlación de Friedel. El gradiente de presión friccional del multiplicador bifásico depende del factor de fricción, así como del título del fluido cuyo cálculo detallado se muestra en el anexo 3.

La aplicación de ambos métodos en el rango de títulos cubiertos por el condensador, $0 \leq x \leq 1$, con sus curvas resultantes se muestra en la figura 22. Hay una diferencia notable entre ambos enfoques. Como se aprecia en la figura, para la condensación (lado izquierdo) hay una cierta similitud, divergiendo exponencialmente a partir de $x=0,3$ para converger finalmente en el título $x=1$.

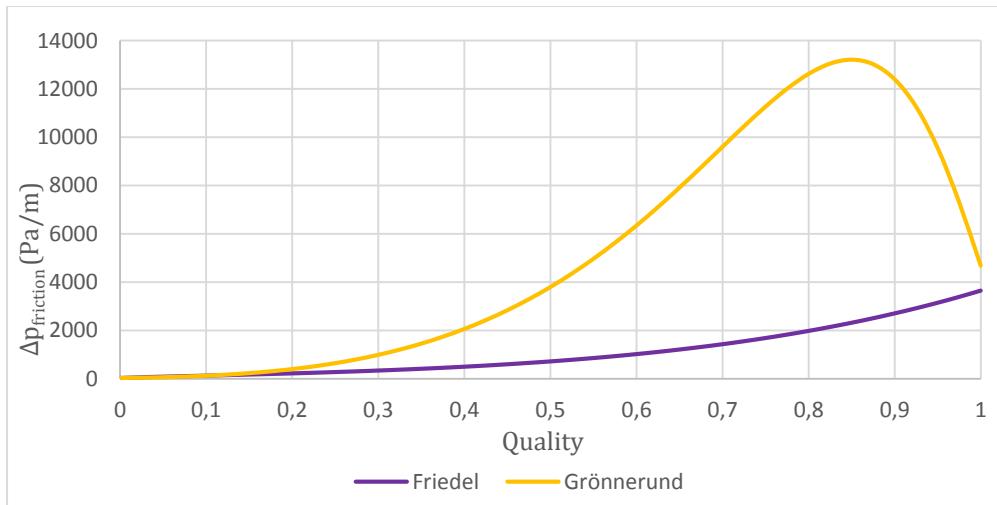


Figura 22: Caída de presión por el efecto de la fricción en el condensador: Friedel vs Grönnerud

Según Whalley [24] para la mayoría de flujos másicos bajos y $\mu_l/\mu_g < 1000$ se recomienda la correlación Friedel, sin embargo la correlación de Grönnerud fue calculada expresamente para su aplicación en el caso de refrigerantes y su efectividad está comprobada por lo que se preferirá este resultado.

El Δp_{total} resultante para el flujo bifásico dentro de los tubos del condensador tendrá que ser calculado como resultado de la suma de todos los valores de caída de presión bifásica en las diferentes secciones en el intervalo de $0 \leq x \leq 1$ multiplicados por la longitud en la que ocurren, $\sum_{x=0}^{x=1} \Delta p_{f,x} * l_x$. Análogamente al caso del flujo monofásico, para calcular la longitud en la que la condensación se producirá será necesario saber cuántas líneas utiliza el condensador para completar este proceso.

4.2. Caída de presión en el flujo a través de tuberías de sección transversal circular: evaporador

El proceso que tiene lugar en el interior del evaporador consiste en la evaporación del refrigerante y el consiguiente sobrecalentamiento del vapor saturado, en este caso 10K por encima de la temperatura de evaporación. El refrigerante a la entrada del evaporador es una mezcla de líquido y una pequeña cantidad de vapor, resultante de la drástica reducción de la presión que se realiza justo antes.

Para este punto de operación en el que $T_0 = 272.15K$ y $P_0 = 0.28 MPa$ y en la entrada del evaporador tiene la misma entalpía que en la salida de la válvula de expansión es posible obtener el título de entrada que es 0,3198.

4.2.1. Caída de presión bifásica en el evaporador

Basando el cálculo de la caída de presión total en el flujo bifásico en el evaporador en la ecuación 4.1, puede considerarse una pérdida de presión estática insignificante dado que la entrada y la salida están a la misma altura. Para decidir que método para el cálculo del $\Delta p_{momento}$ es el adecuado en este caso, es necesario saber qué tipo de regímenes de flujo tendrán lugar durante la evaporación. Con este fin, se calculan los ratios \dot{m}_g/λ y $\dot{m}_l\psi$ dentro del rango de títulos y propiedades aplicables {ver en detalle en el anexo 3} y luego se trasladan a la figura 23 para demostrar que el flujo será principalmente estratificado y, en consecuencia, las ecuaciones 4.6 y 4.7 serán las adecuadas para el cálculo.

El término de la caída de presión dinámica, que se define por la ecuación 4.6, estará condicionado por el estado de entrada con título $x = 0.3198$, el estado de salida con título $x=1$, así como por la densidad y la viscosidad dinámica del fluido. Como ocurría en el caso del condensador, se han hecho varias aproximaciones hasta alcanzar un valor con un mínimo error que en este caso será $\Delta p_m=1366,73 \text{ Pa}$.

$\Delta p_m (0,3198-0,975)$	1323,87 Pa
$\Delta p_m (0,3198-0,995)$	1353,19 Pa
$\Delta p_m (0,3198-0,9995)$	1365,50 Pa
$\Delta p_m (0,3198-0,99995)$	1366,73 Pa

Tabla 8: Aproximaciones de la caída de presión dinámica en el evaporador

Para el cálculo del término pérdida de presión por fricción, en este caso el flujo másico también es pequeño y se cumple la relación $\mu_l/\mu_g < 1000$, por lo que las correlaciones de Friedel y Grönnerund son válidas para este cálculo. Con la ayuda de las ecuaciones 4.8 y 4.11 se determina el término de fricción dentro del rango de títulos desde 0.3198 a 1 {cálculos en el anexo 3} donde los resultados presentan un comportamiento similar a los del condensador, los dos métodos tienen valores más próximos en los extremos de la trayectoria, pero una diferencia notable en el intervalo $0.7 \leq x \leq 0.9$.

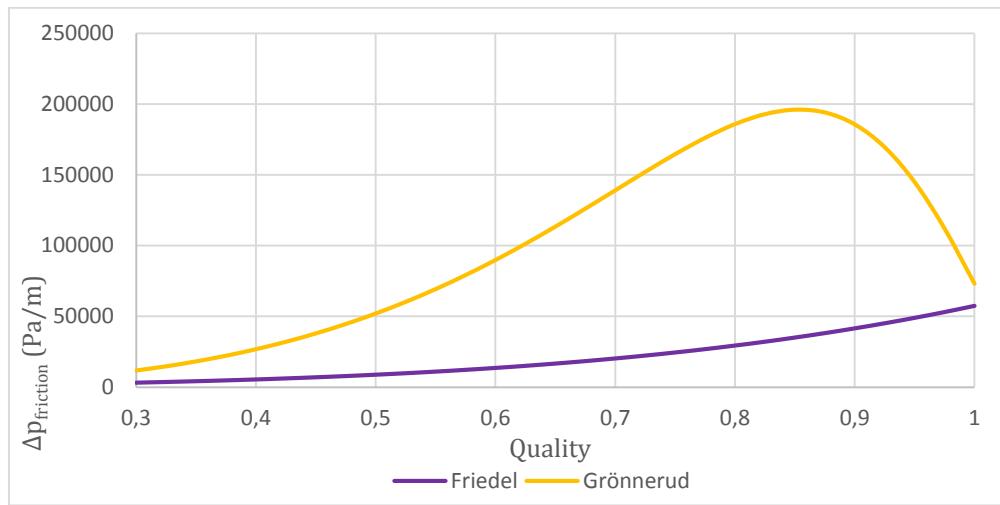


Figura 23: Caída de presión por el efecto de la fricción en el evaporador: Friedel vs Grönnerud

Así como en el caso del condensador, hay una diferencia considerable entre los dos enfoques utilizados para calcular la caída de presión por fricción y siguiendo los mismos criterios que se han seguido en ese caso, se preferirán los resultados obtenidos por la correlación de Grönnerud.

El Δp_{total} resultante para el flujo bifásico dentro de los tubos del evaporador se calcula como la suma de todos los valores de la caída de presión en cada sección en el intervalo de $0.3198 \leq x \leq 1$ multiplicado por la longitud en el que se producen, $\sum_{x=0}^{x=1} \Delta p_{f,x} * l_x$. La estructura de este intercambiador de calor se compone de 48 tubos con una longitud de 0,3 m cada uno, para calcular la longitud en la que se producirá la evaporación sería necesario saber cuántas líneas ocupa el proceso de evaporación dentro del evaporador.

4.2.2. Pérdida de carga monofásica en el evaporador

La caída de presión monofásica en el evaporador es debida al efecto del sobrecalentamiento desde el final de la evaporación hasta el punto donde comienza la compresión. La caída de presión en esa región se reducirá al término de fricción por las razones mencionadas previamente. El análisis se divide en intervalos de temperatura de 2K por el hecho de que las propiedades que se utilizan en la ecuación 4.1 cambian significativamente con grandes variaciones de temperatura.

El análisis se hace con las ecuaciones 4.4 y 4.5 para señalar la importancia del efecto de la rugosidad en el cálculo del coeficiente de arrastre. En este caso, el coeficiente de arrastre sólo se determina a través de ecuaciones {cálculos detallados en el anexo 3}, desechariendo el método gráfico ya que en el caso del condensador ha demostrado ser menos preciso.

T (K)	Δp_f (Pa/m)	$\Delta p_{f,k}$ (Pa/m)
272,15	1468,43	1551,24
274,15	1485,97	1569,28
276,15	1503,38	1587,18
278,15	1520,66	1604,94
280,15	1537,83	1622,58
282,15	1554,91	1640,11

Tabla 9: Evolución de la caída de presión en el flujo monofásico en el condensador

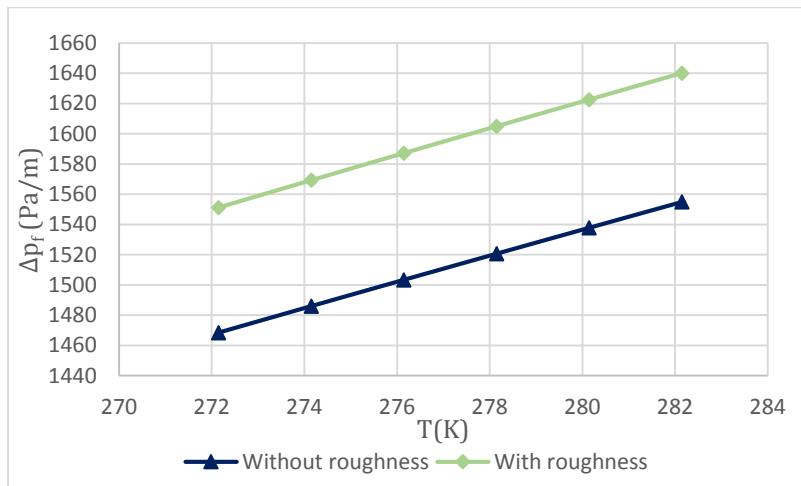


Figura 24: Efecto de la temperatura y rugosidad en la caída de presión del evaporador

Los resultados recogidos en la tabla 9 y en la figura 24 muestran una notable dependencia de la caída de presión de monofásica de la temperatura, además de resaltar la importancia de considerar la rugosidad de las tuberías en los cálculos. La dependencia de la caída de presión de la rugosidad en el flujo monofásico en el evaporador es significativamente mayor que en el condensador, produciendo una diferencia en los valores de alrededor de 100 Pa/m en el evaporador mientras que la misma diferencia en el condensador (deducida de la tabla 7 y figura 20) sólo implica 20 Pa/m aproximadamente.

El valor total de la caída de presión monofásica por fricción será el resultado de multiplicar el valor calculado para cada sección de la región de sobrecalentamiento por la longitud en la que se produce ese cambio, $\sum_{T=272.15K}^{T=282.15K} \Delta p_{f,T} * l_T$. Como se ha mencionado previamente, para calcular la longitud en la que se producirá el sobrecalentamiento sería necesario saber cuántas líneas ocupa el proceso de evaporación dentro del evaporador.

4.3. Caída de presión en el flujo de monofásico a través de conductos: lado del aire

Para completar el análisis de la caída de presión en el conjunto de los intercambiadores de calor es necesario considerar también el efecto del segundo fluido presente en el exterior de los tubos. Sin embargo, para ser capaz de estudiar adecuadamente las pérdidas de presión en este lado es necesario definir de manera muy exacta la geometría del intercambiador de calor.

En este sistema de refrigeración, los dos intercambiadores de calor están diseñados de forma análoga. Su estructura consiste en una carcasa que contiene un haz de tubos que se distribuyen escalonadamente (no en línea) y que, además, están unidos a través de aletas paralelas en forma de placas planas, como se muestra en la figura 25. Otro factor importante para realizar este cálculo es el tipo de flujo. El evaporador y el condensador operan en flujo cruzado, donde el flujo de refrigerante circula dentro de los tubos (dirección hacia dentro del papel), mientras que el aire circula por el exterior de los tubos en dirección perpendicular, mostrada en la figura 25 de derecha a izquierda.

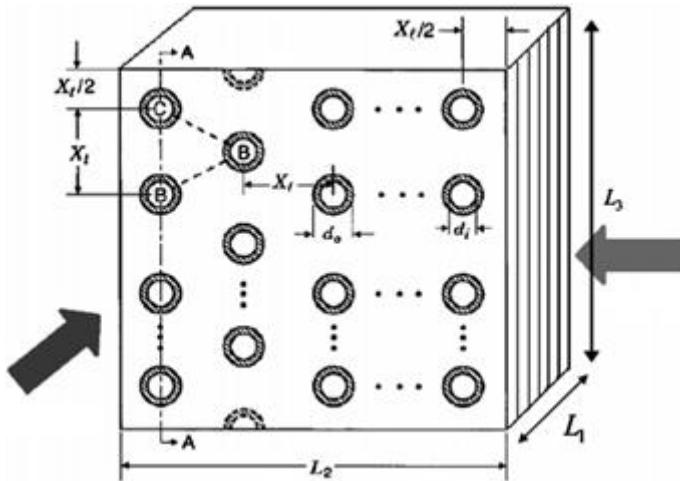


Figura 25: Intercambiador de calor de tubos aleteados con flujo cruzado [26]

Aunque el evaporador y el condensador tienen dimensiones similares, muchos de sus parámetros difieren y por lo tanto es necesario especificarlos para facilitar los cálculos que van a ser llevados a cabo a continuación en este capítulo, los más importantes están recogidos en la tabla 10.

	EVAPORADOR	CONDENSADOR
d_o	10 mm	10 mm
d_i	9.65 mm	9.65 mm
N_t	48	64
N_r	6	8
δ_f	0.2 mm	0.2 mm
s	3 mm	2.2 mm
p_f	3.2 mm	2.4 mm
N_f	312.5 fin/m	416.6 fin/m
N_l	93.75~93	125
L_1	0.3 m	0.3 m
L_2	0.28 m	0.28 m
L_3	0.135 m	0.17 m
X_t	35.7 mm	35.7 mm
X_l	17.5 mm	17.5 mm

Tabla 10: Principales parámetros geométricos de los intercambiadores de calor

Los componentes de la caída de presión del núcleo a considerar en el lado del aire en el caso de un intercambiador con aletas planas que contiene un haz de tubos incluyen las pérdidas de fricción asociadas con el flujo de fluido que circula sobre la superficie de transferencia de calor (arrastre, fricción en la superficie y las contracciones y expansiones internas), la variación de presión asociada con los cambios en la densidad del fluido en el núcleo (momento), la caída de presión debida a la contracción y la expansión en la entrada y salida del núcleo y, finalmente, el efecto de la gravedad debido al cambio de elevación entre la entrada y la salida.

En estos intercambiadores de calor de tubos aleteados el efecto de la gravedad es despreciable [25], trabajando con aire en estado gaseoso. En cuanto a los otros componentes de la presión en el núcleo es necesario distinguir entre los que tienen lugar dentro del núcleo, fricción y momento, y las pérdidas en la entrada y salida que se producen en los límites del núcleo, como se ve en la ecuación 4.13.

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c p_i \rho_i} \left[2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) + f \frac{4L}{D_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] + \frac{G'^2}{2g_c p_i \rho_i} \left[(1 - \sigma'^2 + K_c) - (1 - \sigma'^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right] \quad (4.13)$$

Los efectos dentro del núcleo ocurren con un flujo $G = \dot{m}/A_0$, donde A_0 es el área más pequeña por la que podría circular flujo dentro del núcleo, dada por la ecuación 4.14:

$$A_0 = \left[\left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) b + (X_t - d_0) \right] L_1 \quad (4.14)$$

Donde b es el valor más pequeño entre $X_t - d_0$ y $2\sqrt{X_l^2 + \left(\frac{X_t}{2}\right)^2}$, que son la distancia frontal entre dos filas y dos veces la distancia diagonal entre tubos en diferentes líneas, representadas en azul y verde en la figura 26 respectivamente. La trayectoria que el aire seguirá está determinada por la más pequeña de esas dos distancias.

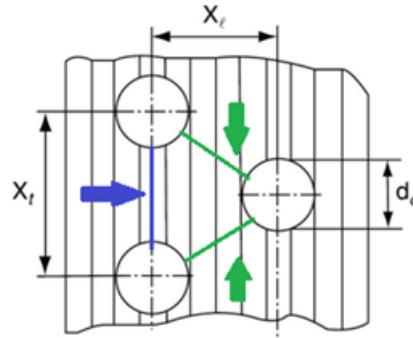


Figura 26: Posibles trayectorias del aire en el intercambiador

Los límites del núcleo están asociados al área A'_0 y al flujo G' , por lo tanto $\dot{m} = GA_0 = G'A'_0$ y $G'\sigma' = G\sigma$, siendo σ' el ratio que relaciona el área por la que podría circular flujo con el área frontal en los límites de las aletas como sigue.

$$\sigma' = \frac{L_3 L_1 - L_3 L_1 N_f L_1}{L_3 L_1} \quad (4.15)$$

Y siendo σ el ratio que relaciona el área de mínimo flujo cruzado dentro de núcleo (A_0) con el área frontal. La información relativa a los parámetros K_e y K_c viene dada por la figura 27, en la que se usa el ratio σ' para obtener los dos valores.

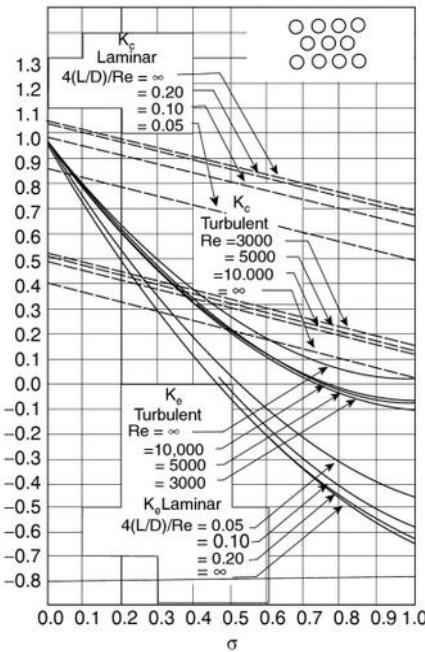


Figura 27: K_e y K_c dependientes del número Re y de σ' [25]

En el análisis del término friccional se utiliza una expresión para calcular el factor Fanning determinada por Gray y Webb [25], donde el cálculo del factor se divide en dos componentes, uno asociado a las aletas, primer sumando, y otro asociado a los tubos como sigue.

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A}\right) \left(1 - \frac{\delta_f}{p_f}\right) \quad (4.16)$$

Donde A es el área total de transferencia de calor en el exterior de los tubos y A_f es el área de transferencia de calor en las aletas. Además, para calcular el factor Fanning se necesitan los datos del espesor de las aletas (δ_f) y el gap entre aletas (p_f), así como los respectivos factores Fanning asociados a los tubos y a las aletas.

Para calcular el área total de transferencia de calor en el exterior de los tubos, se necesita calcular primero el área de las aletas y el área exterior de los tubos en el núcleo, como sigue:

$A = A_f + A_{o,c}$ donde A_f y $A_{o,c}$ son el área de transferencia de calor de las aletas y la del exterior de los tubos [26] respectivamente, como se muestra en las ecuaciones 4.17 y 4.18.

$$A_f = 2 \left(\frac{L_1}{p_f} \right) \left(L_2 \times L_3 - N_t \times \frac{\pi d_o^2}{4} \right) \quad (4.17)$$

$$A_{t,o} = \pi d_o N_t L_1 - N_t \times \pi d_o \delta_f (N_l - 1) \quad (4.18)$$

Donde N_t y N_l son el número total de tubos y el número total de aletas en forma de placas planas en la dirección perpendicular al flujo de aire (dirección L_1) y L_1 , L_2 , y L_3 son la longitud en la dirección por la que fluye el refrigerante, la profundidad en la dirección en la que fluye el aire y la altura del intercambiador respectivamente, mostradas previamente en la figura 61.

El factor de fricción Fanning para las aletas y los tubos se determina con la ayuda de las ecuaciones 4.19 y 4.20 respectivamente.

$$f_f = 0.508 Re_{d_o}^{-0.521} (X_t/d_o)^{1.318} \quad (4.19)$$

$$f_t = Eu N_r (X_t - d_o) / \pi d_o \quad (4.20)$$

Donde N_r es el número de filas de tubos en dirección del flujo del aire y el número adimensional Eu puede hallarse según la figura 28. Donde a/b es equivalente al ratio X_t/X_l y el número de Reynolds usado para evaluar k_1 se basa en el diámetro externo del tubo, d_o .

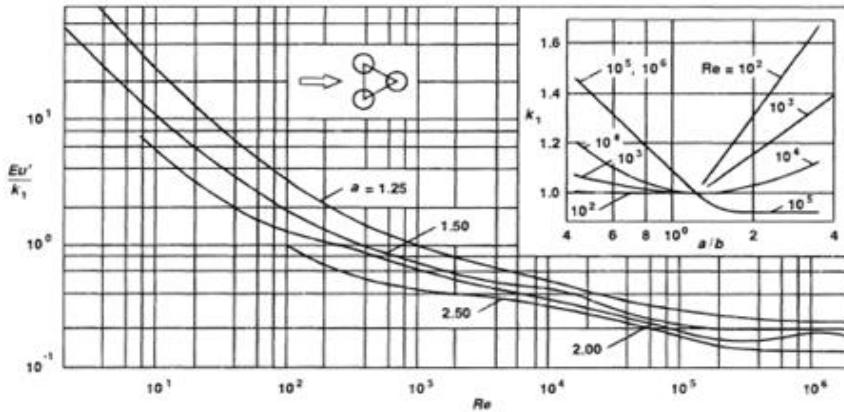


Figura 28: Número adimensional Eu para disposiciones de tubos no alineados [25]

El factor de fricción Fanning relaciona el 90 por ciento de los datos para 19 intercambiadores de calor con una certeza de ± 20 por ciento [25]. Los rangos de las variables adimensionales usados en las ecuaciones antes mencionadas son los siguientes,

$$500 \leq Re_{d_o} \leq 24700$$

$$1.97 \leq X_t/d_o \leq 2.55$$

$$1.7 \leq X_l/d_o \leq 2.58$$

$$0.08 \leq s/d_o \leq 0.64$$

Los valores de estos parametros en el evaporador y en el condensador estan todos comprendidos dentro de los rasgos mencionados, lo que permite utilizar el método explicado anteriormente {cálculos en el anexo 3} para calcular el factor de fricción de Fanning.

Con la ayuda de la ecuación 4.13 y las suposiciones de que el aire entra a temperatura ambiente y presión ambiente a los intercambiadores de calor y de que la variación de la temperatura que experimenta se conoce gracias a los cálculos realizados en el capítulo 3, la caída de presión total en lado del aire de ambos intercambiadores de calor puede ser calculada. Los resultados finales se muestran en la tabla 11, habiendo obtenido una caída de presión de 217,5 Pa en el evaporador y 406,8 Pa en el condensador.

	EVAPORADOR	CONDENSADOR
A _f	6,38 m ²	10,64 m ²
A	6,81 m ²	11,20 m ²
f _t	3,36	4,48
f _f	0,0469	0,04687
f	0,24	0,27
Δp _{air side}	217,49 Pa	406,84 Pa

Tabla 11: Caída de presión en la parte del aire en el condensador y en el evaporador

5. RECOMENDACIONES PARA LA PUESTA EN MARCHA: MEDICIONES Y PRUEBAS

Ante la imposibilidad de participar en la puesta en funcionamiento del ciclo, en las siguientes líneas se dan algunas instrucciones para ayudar en su futura puesta en marcha.

Los pasos a seguir una vez terminada la construcción del ciclo son:

1. **Ensayo de presión:** es lo primero que se debe hacer con el fin de comprobar si hay alguna fuga. En caso de que hubiera alguna, será necesario sellar los puntos problemáticos y reintentar la prueba. Este proceso se repetiría hasta que no se detecte ningún escape. Una vez que el resultado sea positivo, es decir, ausencia de fugas, es posible continuar con el siguiente paso.
2. **Inicialización de equipos electrónicos:** verificar la correcta disposición de los sensores de temperatura y presión y del dispositivo electrónico de la EXV, todos ellos representados en la pantalla electrónica situada en el lado izquierdo de la banco de pruebas.
3. **Llenado del ciclo con refrigerante R134a:** una vez que todos los dispositivos están listos para su uso se lleva a cabo el proceso de llenado. La primera medición consistirá en establecer el tiempo que tarda el sistema en alcanzar valores estables o constantes.
4. **Inicio de las mediciones prácticas:** la primera comprobación a realizar es si los valores del punto de operación calculado experimentalmente coincide con el determinado en los cálculos teóricos. Realización de las siguientes mediciones, entre los que se incluyen el estudio del efecto de la ausencia de un ventilador para la refrigeración del motor en el compresor o el análisis del efecto de una reducción del flujo de aire en el ventilador.



Figura 29: Aspecto real del ciclo de refrigeración (inacabado)

6. CONCLUSIONES

A modo de conclusión queda destacar el logro de los objetivos marcados al inicio del proyecto así como las futuras posibilidades de mejora o de un estudio más detallado de ciertos aspectos del ciclo.

Se ha logrado alcanzar los objetivos de sencillez y compacidad al crear un ciclo que colocado en un soporte será transportable para poder cumplir así con su finalidad educativa, pero sin dejar de incluir todos los componentes necesarios para la completa comprensión del proceso de refrigeración e incluso accesorios, como múltiples sensores que facilitan la comprensión de los resultados obtenidos o filtros e indicadores visuales que garantizan el correcto funcionamiento del conjunto, así como también se proporciona una buena variedad de dispositivos incluyendo varias opciones dentro del dispositivo de expansión.

De la misma manera se ha logrado alcanzar un punto de operación teórico combinando los requerimientos de los componentes disponibles y las limitaciones prácticas que han ido surgiendo durante el desarrollo del diseño, consiguiendo un diseño final factible y acorde con los planes iniciales.

Asimismo ha sido posible elaborar una estimación de las pérdidas de carga del sistema en una de las partes principales del mismo como son los intercambiadores de calor, lo que supone un aspecto clave para futuras pruebas y mediciones ya que las diferencias en los balances de energía se verán condicionados por las pérdidas de presión tanto en el lado del refrigerante como en el del aire.

Sin embargo, quedan también puntos abiertos y posibilidades de mejora y continuación del trabajo que se ha comenzado en este proyecto. En primer lugar, respecto al aspecto constructivo del ciclo se incluyen dentro de los posibles siguientes pasos la puesta en marcha del ciclo y la comprobación experimental del punto de operación calculado, o la determinación de uno nuevo con el que operar.

Además pueden completarse los cálculos de las pérdidas de presión, a través del cálculo de las pérdidas de carga totales en los intercambiadores para lo que sería necesario determinar la longitud que ocupa dentro del intercambiador los procesos que en él se desarrollan. En este mismo campo, podría incluirse también el cálculo de las pérdidas de presión en el resto de los elementos del ciclo, principalmente en las tuberías, codos y juntas, donde se centran la mayoría de ellas. Como complemento se podrían llevar a cabo mediciones en el lado del refrigerante y en el del aire para componer el balance de energía y así comparar los cálculos teóricos de las pérdidas con los calculados experimentalmente.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ibrahim Dinçer, Mehmet Kanoglu. *Refrigeration Systems and Applications*, 2010.
- [2] Hundy, G.H. Trott, a. R. Welch, T.C. *Refrigeration and Air- Conditioning*. 4th edition, 2008.
- [3] Fridge Solutions Webpage (www.fridgesolutions.com). Refrigeration Basics, 12/12/2014.
- [4] Lecture by Danfoss. *Refrigeration- an introduction to the basics*, 11/2007. *Electronic Expansion Valves and Controllers*, October 2012
- [5] EE IIT, Kharagpur. *India 40 lessons on refrigeration and air conditioning from IIT Kharagpur. Useful training material for mechanical engineering students/college, or as reference for engineer*. Lesson 24, 2008.
- [6] Bill Whitman, Bill Johnson, John Tomczyk, Eugene Silberstein. *Refrigeration and Air Conditioning Technology*, 2013.
- [7] Refrigerants Naturally Webpage (www.refrigerantsnaturally.com). *Why to move to natural refrigerants*, 10/12/2014.
- [8] The Air-Conditioning, Heating and Refrigeration News Webpage (www.acrnews.com). *Understanding Superheat*, 18/12/2014.
- [9] Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. Third Edition, 2012
- [10] H.S. Lee. *Thermal Design*, 2010
- [11] P.N. Ananthanarayanan. *Basic Refrigeration and Air Conditioning*. 3rd Edition, 2006
- [12] A.A. Torres Maia, M. de Asis Silva, R. N.Nassar Koury, L. Machado, A. C. Eduardo. *Control of an Electronic Expansion Valve Using an Adaptive PID Controller*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference Purdue University, 2010.
- [13] Construction | Mechanical Engineering | Automotive News Tips Blog (constructionmechanical-engineering.blogspot.de). *Needle Valve Body Designs*, 01/2015
- [14] Swagelok Katalogue.
- [15] The Free Education Network Webpage (www.free-ed.net). *Fundamentals of Refrigeration, Mechanical Refrigeration Systems*, 01/2015.
- [16] Pearson. *Refrigerants and the Refrigeration System*. Section four: Refrigerants and the Refrigeration System. Unit 25: Accessing Sealed Refrigeration Systems, 2008.
- [17] The Air-Conditioning, Heating and Refrigeration News Webpage (www.acrnews.com). *Masterclass: Pressure Relief Devices - Part 19*, 05/01/2015.
- [18] Fischer Kälteklima Katalogue.

- [19] Conrad Webpage (www.conrad.de), 11/2014.
- [20] Lecture by Danfoss. *Danfoss Technology Handbook*. Filter driers and sight glasses, January 2008.
- [21] William H. Sevens and Julian R. Fellows. *Air Conditioning and Refrigeration*, 1958.
- [22] E.B. Jones. *Instrument Technology, Measurement of pressure, level, flow and temperature*. Volume 1, 3th Edition, 1974.
- [23] Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. VDI Heat Atlas. 10th edition, 1992.
- [24] Professor John R. Thome. *Engineering Data Book III*. Swiss Institute of Technology Lausanne. Wolverine Tube, Inc, 2004-2010.
- [25] Warren M. Rohsenow, James P. Hartnett, Young I. Cho. *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill Education, 1998.
- [26] Hassan Hajabdollahi, Pouria Ahmadi and Ibrahim Dincer. *Journal of thermophysics and heat transfer*. Vol. 25, No. 3, July–September 2011.
- [27] L'Unité Hermetique Catalogue.

TABLAS

Tabla 1: Componentes del ciclo	7
Tabla 2: Condiciones de funcionamiento del evaporador {anexo 1}.....	14
Tabla 3: Condiciones de funcionamiento del condensador {anexo 1}.....	14
Tabla 4: Primera suposición del punto de operación	15
Tabla 5: Condiciones de operación definitivas.....	17
Tabla 6: Evolución de la caída de presión del fluido monofásico a través del condensador	23
Tabla 7: Aproximaciones de la caída de presión momento en el condensador	25
Tabla 8: Aproximaciones de la caída de presión dinámica en el evaporador.....	27
Tabla 9: Evolución de la caída de presión en el flujo monofásico en el condensador	29
Tabla 10: Principales parámetros geométricos de los intercambiadores de calor	30
Tabla 11: Caída de presión en la parte del aire en el condensador y en el evaporador	34

FIGURAS

Figura 1: Ciclo de refrigeración estándar [2]	3
Figuras 2,3: Diagrama P-h y T-s, ciclo con sobrecalentamiento y subenfriamiento [13]	4
Figura 4: Representación en Solidworks del ciclo	6
Figura 5: Diagrama de Mollier del R134a con los puntos del ciclo.....	8
Figura 6: Proceso en el evaporador con el mínimo flujo de aire válido	9
Figura 7: Proceso en el condensador con el mínimo flujo de aire válido.....	9
Figura 8: Proceso en el evaporador con un flujo de aire de 250 m ³ h	11
Figura 9: Condensador WKC de Wieland [18].....	13
Figura 10: Evaporador de Danfoss [18].....	13
Figura 11: Intercambiador de calor de Polar Kältetechnik [18].....	14
Figura 12: Diagrama de Mollier del R134a con los puntos del ciclo definidos	15
Figura 13: Primera suposición del proceso en el evaporador	16
Figura 14: Proceso en el evaporador con las condiciones de operación definitivas	17
Figura 15: Esquema del subsistema de dispositivos de expansión	18
Figura 16: Operación de las válvulas de 3 vías [2].....	19
Figura 17: Posiciones permitidas y no permitidas para una EXV y TXV [18]	20
Figura 18: Localización correcta de la TXV y de sus componentes [18]	20
Figura 19: Coeficiente de resistencia ζ en función de ϵ y Rei [23]	22
Figura 20: Efecto de la temperatura y rugosidad en la eliminación del sobrecalentamiento ...	23
Figura 21: Mapa de patrones para un flujo bifásico para tubos horizontales, Baker [24]	24
Figura 22: Caída de presión por el efecto de la fricción en el condensador: Friedel vs Grönnerud	26
Figura 23: Caída de presión por el efecto de la fricción en el evaporador: Friedel vs Grönnerud	28
Figura 24: Efecto de la temperatura y rugosidad en la caída de presión del evaporador	29
Figura 25: Intercambiador de calor de tubos aleteados con flujo cruzado [26].....	30
Figura 26: Posibles trayectorias del aire en el intercambiador	31
Figura 27: K_e y K_c dependientes del número Re y de σ' [25]	32
Figura 28: Número adimensional Eu para disposiciones de tubos no alineados [25]	33
Figura 29: Aspecto real del ciclo de refrigeración (inacabado)	35