



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis de un ciclo de refrigeración bajo diferentes condiciones operativas

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Sergio M. Carnerero Moretón

DIRECTORES: Antón Cacabelos Reyes

Lara Febrero Garrido

CURSO ACADÉMICO: 2024-2025

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis de un ciclo de refrigeración bajo diferentes condiciones operativas

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

UniversidadeVigo

RESUMEN

El presente Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo principal el análisis y puesta a punto de una instalación de refrigeración, la cual se encuentra disponible en el laboratorio de máquinas térmicas y motores del Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar (CUD-ENM), con el fin de llevar a cabo una investigación sobre los distintos modos de operación, rendimientos y ciclos termodinámicos. A través de esta investigación, se pretende mejorar la comprensión de los procesos de refrigeración, proporcionando un marco de referencia que permita optimizar el estudio de los ciclos de refrigeración y su aplicación en el ámbito académico y técnico.

Durante el proceso, se han realizado mediciones de temperatura, caudales, tanto de aire como del refrigerante y presión del refrigerante, utilizando instrumentación especializada para obtener resultados precisos. Además, se ha llevado a cabo un estudio detallado del refrigerante R-134A.

Los resultados reflejan que el coeficiente de operación (COP) ha sido siempre superior a 2, lo que confirma una eficiencia aceptable dentro de los estándares industriales. Asimismo, los valores de rendimiento térmico en los intercambiadores de calor, especialmente en modo refrigeración, han demostrado ser óptimos, validando la funcionalidad y eficacia del sistema bajo distintas condiciones operativas.

PALABRAS CLAVE

Ciclo de refrigeración, Bomba de calor, Eficiencia Energética, Refrigerante R-134a, COP.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer el esfuerzo, paciencia y empeño de mis tutores, el Sr. Cacabelos Reyes y la Sra. Febrero Garrido. Sin ellos, esto habría sido mucho más complicado.

Agradecer también a mi pareja, Luz Elena, por ser un pilar fundamental durante la carrera, especialmente estos dos últimos años, a su paciencia por entender el tiempo que debía dedicarle al trabajo, y a mi familia, por su apoyo a seguir siempre hacia adelante durante estos años en la Escuela Naval Militar.

Por último, agradecer a mi estudio, formado por los Alféreces de Fragata Álvarez Sanchis, y Ruiz de Almirón Denia, y al alumno saudí Tareq Mohamed Ali. Sin su sentido del humor y sus bromas estos días, este trabajo habría sido muy distinto.

CONTENIDO

Contenido	1
Índice de Figuras	3
Índice de Tablas.....	5
1 Introducción y objetivos	7
1.1 Contexto y motivación	7
1.2 Objetivos	8
2 Estado del arte	9
2.1 Instalaciones Termodinámicas	9
2.1.1 Conceptos generales de los ciclos de refrigeración	9
2.1.2 Aplicaciones en la Armada de instalaciones termodinámicas reversibles.....	11
2.2 Ciclos de refrigeración y bombas de calor	11
2.2.1 Ciclos de refrigeración.....	12
2.2.2 Bombas de calor	13
2.2.3 Fundamentos y Evolución de los Sistemas Termodinámicos Reversibles	15
2.3 Refrigerantes	15
2.3.1 Historia	15
2.3.2 Legislación para los refrigerantes, a partir del Protocolo de Montreal.....	16
2.3.3 Refrigerantes, conceptos genéricos.....	16
2.3.4 Refrigerante R-134a.....	17
2.4 Mollier.....	17
2.4.1 Richard Mollier, análisis histórico.....	17
2.4.2 Diagrama de Mollier	18
2.5 Rendimiento de una instalación térmica. COP	19
2.6 Rendimiento de un intercambiador de calor. Método de la diferencia de temperatura de media logarítmica	21
2.6.1 Principios y aplicación del método LMTD	21
2.6.2 Usos y limitaciones.....	22
2.6.3 Cálculo aplicado a un intercambiador de Flujo Cruzado.....	22
2.6.4 Interpretación del Coeficiente “ U_i ”, para el análisis de datos	23
3 Desarrollo del TFG.....	25
3.1 Instalación termodinámica empleada.....	25
3.1.1 Puesta en marcha de la instalación	33
3.1.2 Toma de datos.....	34
3.1.3 Instrumentos empleados para la medición de valores	36

3.1.4 Realización de los experimentos	37
3.1.5 Toma de datos.....	39
3.1.6 Tablas de datos para el aire.....	45
3.1.7 Diagrama de Mollier, y Cálculos de COP	48
4 Resultados	53
4.1 Resultados obtenidos de los diferentes coeficientes	53
3.1.7 Cálculo de la eficiencia de los Intercambiadores de calor. Método LMTD	55
4.2 Rendimientos COP.....	59
4.2.1 Rendimientos mediante el método LMTD	60
5 Conclusiones y líneas futuras	62
5.1 Conclusiones obtenidas.....	62
5.2 Líneas futuras	63
6 Bibliografía.....	65
Anexo I: Implicaciones Sociales, y/o Económicas, y/o Ambientales	67
Anexo II: Reflexiones Éticas y Sociales	68
Anexo III: Tablas y Diagramas empleados.	69
Anexo IV: Declaración de uso de Inteligencia Artificial.	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Esquema General de Instalación termodinámica [4]	9
Figura 2-2 Esquema general Ciclo de Refrigeración. [4].....	12
Figura 2-3 Esquema general bomba de calor [12].....	13
Figura 2-4 Carátula Protocolo de Montreal.[17]	16
Figura 2-5 Diagrama de Mollier (R134-a) [19].....	19
Figura 2-6 Ejemplos de flujo cruzado [3]	22
Figura 2-7 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. [3].....	23
Figura 3-1 Compresor de la instalación termodinámica.....	25
Figura 3-2 Instalación termodinámica con los diferentes elementos indicados.	26
Figura 3-3 Electroválvula de tres vías de la instalación termodinámica.	26
Figura 3-4 Filtro de aceite de la instalación termodinámica.	27
Figura 3-5 Vista frontal del intercambiador de calor de la instalación termodinámica.	27
Figura 3-6 Vista lateral de los 48 pasos de los intercambiadores de calor de la instalación termodinámica.....	28
Figura 3-7 Depósito de almacenamiento de refrigerante de la instalación termodinámica.	28
Figura 3-8 Caudalímetro y filtro deshidratador, respectivamente de izquierda a derecha de la instalación termodinámica.	29
Figura 3-9 Válvula de Expansión Capilar (superior) Válvula de Expansión termostática (inferior).	30
Figura 3-10 Ejemplo de manómetros de la instalación termodinámica.	30
Figura 3-11 Ejemplo de termómetros (negro) y manómetros (blancos) en la instalación termodinámica.....	31
Figura 3-12 Ejemplo de una de las válvulas (la número 1) de la instalación.....	31
Figura 3-13 Distribución de las válvulas a lo largo de la instalación termodinámica.....	32
Figura 3-14 Instalación termodinámica utilizada en los experimentos.....	33
Figura 3-15 Válvula de servicio del tanque de almacenamiento de refrigerante, con el arreglo a base de cinta aislante.....	34
Figura 3-16 Dispositivo para conducir el flujo de aire, y poder medir los diferentes caudales, en función del régimen de trabajo de los ventiladores.....	35
Figura 3-17 Testo 405i [22].....	36
Figura 3-18 testo 605i [23]	36
Figura 3-19 Cámara termográfica FLIR [24]	37
Figura 3-20 Esquema de la instalación básico donde se muestra el 'bypass' del tanque de almacenamiento de refrigerante.	38

Figura 3-21 Toma de temperatura del compresor. Exceso de temperatura. En este momento es recomendable apagar la instalación.	39
Figura 3-22 Toma de temperatura a la salida del evaporador en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	39
Figura 3-23 Toma de temperatura entre la salida de la válvula de expansión capilar, y la entrada al evaporador en el modo de trabajo "Máquina de Refrigeración"	40
Figura 3-24 Toma de temperatura antes de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo "Bomba de Calor".	40
Figura 3-25 Toma de temperatura a la salida del condensador en modo de trabajo "Bomba de Calor".	41
Figura 3-26 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.	48
Figura 3-27 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.	49
Figura 3-28 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.	49
Figura 3-29 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.	50
Figura 3-30 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.	50
Figura 3-31 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.	50
Figura 3-32 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.....	51
Figura 3-33 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.....	51
Figura 3-34 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.....	52
Figura 5-1 Tubería del condensador congelada.....	63
Figura A3-0-1 Diagrama de Mollier, empleado en el trabajo [19].....	69
Figura A3-0-2 Tablas de datos termodinámicos del Refrigerante R134-A en base a la temperatura. [1] [26]	70
Figura A3-0-3 Tabla de datos termodinámicos del Refrigerante R134-A en base a la presión.[1] .	71
Figura A3-0-4 Diagramas para el cálculo de F [3].....	71
Figura A4-0-1 Inteligencia Artificial, uso de manera responsable.	72

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	41
Tabla 2 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	41
Tabla 3 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 4 Entrada Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 5 Salida Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 6 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 7 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 8 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	42
Tabla 9 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 10 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 11 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 12 Entrada Válvula de expansión termostática (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 13 Salida Válvula de expansión termostática (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 14 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	43
Tabla 15 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	44
Tabla 16 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	44
Tabla 17 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	44
Tabla 18 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	44
Tabla 19 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	45
Tabla 20 Entrada Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Bomba de Calor".	45

Tabla 21 Salida Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Bomba de Calor".	45
Tabla 22 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	45
Tabla 23 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	45
Tabla 24 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	45
Tabla 25 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	46
Tabla 26 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	46
Tabla 27 Datos salida del condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	46
Tabla 28 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	46
Tabla 29 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	47
Tabla 30 Datos salida del condensador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	47
Tabla 31 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	47
Tabla 32 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	47
Tabla 33 Datos salida del condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	48
Tabla 34 Resultados COP, válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	60
Tabla 35 Resultados COP, válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".	60
Tabla 36 Resultados COP, válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".	60
Tabla 37 Resultados LMTD, para el evaporador, en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración", mediante la válvula de expansión capilar.	60
Tabla 38 Resultados LMTD, para el evaporador, en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración", mediante la válvula de expansión termostática.	60
Tabla 39 Resultados LMTD, para el condensador, en modo de trabajo "Bomba de Calor", mediante la válvula de expansión capilar.	60

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Contexto y motivación

El estudio y comprensión de los ciclos de refrigeración representan un pilar fundamental dentro de la ingeniería térmica y la termodinámica aplicada, siendo esenciales en numerosos sectores como la climatización, la refrigeración industrial y la propulsión naval. La relevancia de estos sistemas en la actualidad impulsa la necesidad de contar con herramientas didácticas y experimentales que permitan a los estudiantes adquirir conocimientos prácticos y teóricos de manera efectiva.

Este Trabajo de Fin de Grado surge como una iniciativa para la puesta en marcha y análisis de una instalación experimental de refrigeración en las instalaciones del Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar (CUD-ENM), con el propósito de facilitar la investigación y el aprendizaje práctico en el ámbito de los ciclos termodinámicos. La posibilidad de disponer de una instalación funcional permitirá a los alumnos experimentar de primera mano con los principios de la refrigeración, comprendiendo el impacto de diferentes parámetros operativos, la selección de refrigerantes y el rendimiento energético del sistema.

Asimismo, este estudio responde a la necesidad de modernizar y ampliar los recursos de formación en la Escuela Naval Militar (ENM), proporcionando un enfoque más aplicado para la enseñanza de la termodinámica y sus aplicaciones en sistemas reales. La versatilidad de la instalación no solo permitirá su uso en el ámbito docente, sino que también servirá como una plataforma para futuras investigaciones relacionadas con la eficiencia energética, la optimización de ciclos y la adaptación a nuevas normativas medioambientales en el uso de refrigerantes.

Otro factor clave que motiva este trabajo es la evolución tecnológica y normativa en el ámbito de la refrigeración. Con la creciente preocupación por la sostenibilidad y el impacto ambiental, es esencial estudiar y evaluar el uso de refrigerantes alternativos y estrategias de mejora de eficiencia energética en los sistemas de refrigeración. Este proyecto no solo permitirá evaluar el rendimiento de diferentes ciclos y modos de operación, sino que también contribuirá a generar conocimientos que puedan ser aplicados en el diseño y optimización de sistemas más sostenibles en el futuro.

En definitiva, este trabajo no solo tiene un propósito académico, sino que también busca aportar valor a la enseñanza de la refrigeración y la termodinámica, promoviendo la investigación aplicada y fomentando un aprendizaje basado en la experimentación y la optimización de sistemas reales. La instalación en cuestión representa una oportunidad para fortalecer el conocimiento en un área de gran

importancia dentro de la ingeniería, garantizando una formación más sólida y orientada a la práctica para las futuras promociones de alumnos.

1.2 Objetivos

El presente Trabajo de Fin de Grado tiene como principal objetivo la puesta a punto y análisis de una instalación de refrigeración disponible en el laboratorio de máquinas térmicas y motores del Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar (CUD-ENM), actualmente inoperativa. A través de este estudio, se busca restablecer el funcionamiento de la instalación y evaluar su capacidad para llevar a cabo diferentes experimentos relacionados con los ciclos de refrigeración y la eficiencia térmica de los sistemas empleados.

Uno de los objetivos fundamentales de este proyecto es el análisis del rendimiento del ciclo de refrigeración en función de distintas condiciones de trabajo. La instalación dispone de diferentes dispositivos de expansión, lo que permitirá evaluar y comparar el comportamiento del sistema bajo diferentes configuraciones operativas. Este análisis es crucial para comprender la influencia de parámetros como la presión de condensación y evaporación, la temperatura del refrigerante y la capacidad de intercambio térmico en la eficiencia global del ciclo.

Otro aspecto clave de este estudio es la evaluación de los refrigerantes actualmente disponibles en el mercado, considerando su compatibilidad con la instalación, su impacto ambiental y su eficiencia energética. En este sentido, se llevará a cabo una revisión de las opciones más viables, teniendo en cuenta normativas vigentes y la necesidad de reducir el Potencial de Calentamiento Global (GWP) de los refrigerantes empleados en la actualidad. Con esta información, se procederá a la selección del refrigerante más adecuado para la instalación, asegurando un funcionamiento óptimo y alineado con las regulaciones medioambientales.

Finalmente, este trabajo busca proporcionar una herramienta didáctica y experimental que pueda ser utilizada en futuras promociones de alumnos del CUD y la Escuela Naval Militar (ENM). Se pretende que la instalación, una vez operativa, pueda emplearse en el laboratorio dentro del ámbito de la termodinámica aplicada, a nivel académico permitiendo a los estudiantes comprender de manera práctica los principios de los ciclos de refrigeración, los coeficientes de rendimiento y las estrategias de optimización energética.

A efectos prácticos, este Trabajo de Fin de Grado persigue la reactivación y optimización de una instalación de refrigeración, su análisis en diferentes condiciones operativas, la comprobación del funcionamiento óptimo del refrigerante empleado y la propuesta de su utilización como una herramienta educativa para el estudio de los ciclos de refrigeración y la eficiencia térmica en sistemas reales, aplicados a la docencia.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Instalaciones Termodinámicas

El progreso de las bombas de calor y las máquinas de refrigeración ha sido fundamental para el progreso tecnológico y la mejora de la calidad de vida. El desarrollo de estas máquinas, se remonta a finales del siglo XVIII, cuando William Cullen llevó a cabo experimentos pioneros en refrigeración al evaporar éter en un recipiente parcialmente vacío, logrando la producción de frío en un entorno de laboratorio. Aunque no aplicó esta técnica a escala industrial, sus investigaciones sentaron las bases para futuros avances en la materia.[1]

La evolución de las máquinas de refrigeración se aceleró durante el siglo XIX. Jacob Perkins, en 1830, patentó una máquina de compresión de vapor que utilizaba éter sulfúrico como refrigerante, siendo reconocido como el "padre del frigorífico". Aunque su invento no tuvo éxito comercial inmediato, representó un avance significativo en la tecnología de refrigeración. [1] [2].

En los años siguientes, el uso de estas máquinas se fue definiendo por el avance tecnológico de los refrigerantes empleados, focalizándose en la prevención de la destrucción de la capa de ozono, Fue a partir de esto, que comenzó a surgir las diferentes políticas medioambientales, como se menciona en el apartado 2.3.2. [3]

2.1.1 Conceptos generales de los ciclos de refrigeración

El correcto funcionamiento de un sistema de refrigeración o de una bomba de calor depende de la integración eficiente de diversos componentes que conforman el circuito termodinámico. A lo largo de este estudio, se analizarán los principales componentes del circuito de refrigeración, detallando su función, características operativas y relevancia dentro del sistema. Comprender su funcionamiento es esencial para evaluar el rendimiento térmico y detectar posibles áreas de mejora en la implementación de tecnologías de refrigeración y climatización.[1]

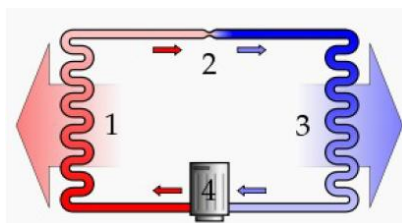


Figura 2-1 Esquema General de Instalación termodinámica [4]

En la Figura 2-1 se puede ver una representación esquemática de una instalación termodinámica donde vienen reflejados las diferentes partes por las que pasa el fluido de refrigeración. En primer lugar, atraviesa el condensador (1), para después alcanzar la válvula de expansión (2). Realizada la expansión pasa al evaporador, y finalmente, regresa al compresor (4) donde vuelve a comenzar el ciclo.

El **compresor** es el componente encargado de aumentar la presión y la temperatura del refrigerante, permitiendo su circulación a través del circuito de refrigeración. Su diseño y eficiencia influyen directamente en el rendimiento del sistema. [5]

- **Eficiencia energética:** Un compresor eficiente optimiza el consumo eléctrico y mejora el coeficiente de desempeño (COP).
- **Fiabilidad y durabilidad:** Los compresores deben soportar variaciones de carga y operar durante largos periodos. Se ha comprobado que, tras un tiempo de inactividad, el compresor de la instalación mantiene su funcionalidad sin problemas significativos.
- **Capacidad de trabajo a diferentes presiones:** Dependiendo del refrigerante empleado y el diseño del ciclo, el compresor debe ser capaz de operar en diferentes regímenes de presión. En este estudio, el uso de R134a permitió evaluar su capacidad de adaptación a distintas condiciones, verificándose su compatibilidad con la válvula de expansión y su correspondiente válvula de servicio reguladora.
- **Control de temperatura y presión:** Se logra mediante válvulas estranguladoras que regulan el caudal del refrigerante y mantienen el rendimiento óptimo del sistema.
- **Lubricación:** En compresores de pistón y tornillo, la lubricación es fundamental para reducir la fricción y prolongar la vida útil del equipo.

Los **manómetros** permiten medir la presión del refrigerante en distintos puntos del sistema, garantizando un ajuste preciso entre los valores analíticos y electrónicos. Por otro lado, los termómetros, ubicados estratégicamente en la entrada y salida del condensador y evaporador, permiten registrar la temperatura en los puntos clave del circuito, asegurando una adecuada evaluación del rendimiento térmico. [5]

El **condensador** es responsable de liberar el calor absorbido en el evaporador y generado en la compresión del refrigerante. Su diseño optimiza la disipación térmica y garantiza el cambio de fase de vapor a líquido. Existen distintos tipos de condensadores:[4]

- **Enfriados por aire:** Incluyen serpentines aleteados y de microcanales.
- **Enfriados por agua:** Como los de tubo y carcasa, utilizados en aplicaciones navales por su alta eficiencia en climas cálidos.

Los **ventiladores** facilitan el intercambio de calor al mover aire a través del condensador y el evaporador. Su velocidad puede ser regulada para optimizar el flujo de aire según las condiciones de operación.[4]

El **evaporador** es el componente donde el refrigerante absorbe calor del ambiente y cambia de líquido a gas a baja presión y temperatura. Existen diversas configuraciones: [6]

- **Expansión seca:** Común en refrigeradores domésticos.
- **Inundados:** Utilizados en grandes sistemas industriales.
- **De placas:** Compactos y eficientes, pero susceptibles a la formación de hielo.
- **De tubo:** Aumentan el contacto térmico mediante aletas de aluminio o cobre.

El **termostato** regula la temperatura dentro del sistema de refrigeración, activando o desactivando el compresor según la demanda térmica. Existen diferentes tipos: [7]

- **Mecánicos:** Funcionan mediante la expansión y contracción de materiales bimetálicos.
- **Electrónicos:** Utilizan sensores digitales para una regulación más precisa.
- **De ambiente:** Diseñados para controlar la temperatura del aire en un espacio determinado.

El **recipiente de refrigerante** debe cumplir con normativas de seguridad y estar fabricado en acero de alta resistencia o aluminio para soportar presiones de 50 a 70 psi. Su manipulación debe seguir estrictas medidas de seguridad, como evitar exposición al calor y asegurar una correcta ventilación en caso de fugas.[4]

Las **válvulas de expansión** regulan la presión y el flujo del refrigerante. Funcionan permitiendo que el refrigerante de alta presión que sale del condensador se expanda y se convierta en un vapor de baja presión que entra en el evaporador. Existen diferentes tipos de válvulas de expansión: [4] [1]

- **Capilares:** Tubos de pequeño diámetro sin partes móviles, de instalación sencilla pero susceptibles a obstrucciones.
- **Termostáticas:** Utilizan un bulbo sensor para ajustar el flujo en función de la temperatura de salida del evaporador.
- **Electrónicas:** Incorporan sensores y actuadores para un control preciso.
- **De flotador:** Reguladas por el nivel de refrigerante en el sistema.
- **De restricción fija:** Empleadas en sistemas compactos y vehiculares.

2.1.2 Aplicaciones en la Armada de instalaciones termodinámicas reversibles

En la Armada Española, las máquinas de refrigeración y las bombas de calor desempeñan roles esenciales para garantizar el funcionamiento óptimo de sus buques y la comodidad de la tripulación. Estos sistemas son fundamentales para mantener condiciones ambientales adecuadas en espacios habitables, asegurar el correcto desempeño de equipos sensibles y preservar la calidad de alimentos y suministros.[8]

Los sistemas de refrigeración a bordo son responsables de mantener temperaturas controladas en cámaras frigoríficas y congeladores, esenciales para la conservación de alimentos durante misiones prolongadas. Además, garantizan el enfriamiento de equipos electrónicos y maquinaria crítica, evitando sobrecalentamientos que podrían comprometer la operatividad del buque. Por otro lado, las bombas de calor se utilizan para climatizar áreas habitables, proporcionando calefacción en climas fríos y refrigeración en ambientes cálidos, lo que contribuye al bienestar y eficiencia de la tripulación. [9]

La especialidad de Energía y Propulsión (EPM) en la Armada se encarga del mantenimiento y supervisión de estos sistemas. Los profesionales de EPM realizan labores de mantenimiento preventivo y correctivo en sistemas de refrigeración, ventilación y otros equipos auxiliares, asegurando su funcionamiento continuo y eficiente. Su labor es crucial para prevenir fallos que podrían afectar la misión y la seguridad a bordo. [8]

La eficiencia y fiabilidad de las máquinas de refrigeración y bombas de calor son vitales para las operaciones navales. Una gestión adecuada de estos sistemas garantiza no solo la conservación de recursos y suministros, sino también la seguridad y eficacia de las misiones en las que participa la Armada Española. [9]

2.2 Ciclos de refrigeración y bombas de calor

El análisis de instalaciones termodinámicas en distintos modos de operación es un campo de estudio ampliamente abordado en la ingeniería mecánica, con aplicaciones que van desde la climatización y

refrigeración industrial hasta el aprovechamiento eficiente de la energía en sistemas térmicos. La presente investigación se enmarca dentro de este ámbito, centrándose en el estudio comparativo de los modos de funcionamiento refrigeración y bomba de calor, con el objetivo de evaluar su eficiencia, identificar áreas de mejora y optimizar el desempeño del sistema. [1]

2.2.1 Ciclos de refrigeración

Los sistemas de refrigeración desempeñan un papel fundamental en numerosas aplicaciones industriales, comerciales y domésticas, proporcionando la capacidad de mantener temperaturas controladas en distintos entornos. Desde la climatización de espacios hasta la conservación de alimentos y procesos industriales, la refrigeración se basa en principios termodinámicos que permiten la transferencia de calor de una zona de menor temperatura a otra de mayor temperatura, contradiciendo el flujo natural del calor. Este proceso es posible gracias a la implementación de un ciclo de refrigeración, el cual aprovecha el comportamiento de un fluido de trabajo (refrigerante) a lo largo de cambios de fase y variaciones de presión y temperatura.[1]

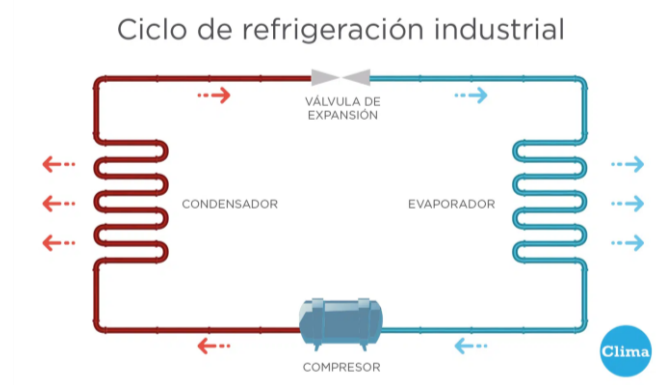


Figura 2-2 Esquema general Ciclo de Refrigeración. [4]

Un ciclo de refrigeración es un sistema termodinámico cíclico diseñado para extraer calor de un espacio con el fin de reducir su temperatura y disiparlo en otro medio, generalmente el ambiente exterior. Este proceso se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica, donde se requiere un aporte de trabajo externo para mantener el funcionamiento del ciclo y compensar las irreversibilidades intrínsecas del sistema. La forma más común de implementar este ciclo es mediante la compresión de vapor, donde un refrigerante circula a través de distintos dispositivos que modifican sus condiciones termodinámicas para lograr la extracción de calor en el evaporador y su posterior liberación en el condensador.[2]

Para que un ciclo de refrigeración sea considerado eficiente, deben cumplirse ciertos criterios que optimicen la relación entre la energía suministrada y la cantidad de calor extraída. Uno de los indicadores más relevantes es el Coeficiente de Desempeño (COP), que representa la relación entre el efecto útil del sistema y el trabajo mecánico necesario para llevar a cabo la refrigeración. [1] Un COP elevado indica un menor consumo energético en comparación con la cantidad de calor extraída, lo que se traduce en un funcionamiento más eficiente y sostenible. Además, factores como la correcta selección del refrigerante, la optimización de los dispositivos de expansión y la reducción de pérdidas térmicas juegan un papel crucial en el rendimiento global del sistema. [2]

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor está compuesto por cuatro componentes principales, cada uno con una función específica dentro del proceso:

El compresor es el encargado de aumentar la presión y temperatura del refrigerante, proporcionando la energía mecánica necesaria para el ciclo. Su rendimiento influye significativamente en la eficiencia del sistema. [4]

En el condensador, el refrigerante cede calor al ambiente, lo que provoca su cambio de fase de vapor a líquido. La disipación de calor puede llevarse a cabo mediante aire o agua, dependiendo del tipo de sistema. [4]

La válvula de expansión reduce la presión del refrigerante, permitiendo su expansión y la disminución de su temperatura antes de ingresar al evaporador. Su correcto funcionamiento evita pérdidas de eficiencia energética. [10] [11]

El evaporador es el componente donde ocurre la absorción de calor desde el medio que se desea refrigerar. El refrigerante se evapora en este proceso, extrayendo energía térmica del entorno y disminuyendo la temperatura del espacio refrigerado. [1]

Un ciclo de refrigeración eficiente es aquel que maximiza la transferencia de calor con el menor consumo de energía posible, garantizando un balance óptimo entre los distintos procesos involucrados. Para lograr este objetivo, es fundamental el uso de tecnologías avanzadas en los componentes del sistema, la selección de refrigerantes con propiedades termo-físicas adecuadas y la aplicación de estrategias de control y optimización energética. En el presente estudio, se analizará la eficiencia de un ciclo de refrigeración en términos de su rendimiento, consumo energético y capacidad de refrigeración, considerando los factores que inciden en su desempeño y las mejoras potenciales que pueden implementarse para aumentar su eficacia. [1]

2.2.2 Bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos termodinámicos diseñados para transferir calor de un entorno a otro mediante un ciclo de refrigeración, aprovechando el principio de la compresión de vapor o tecnologías más avanzadas. A diferencia de los sistemas de refrigeración convencionales, cuyo propósito principal es la extracción de calor de un espacio para reducir su temperatura, las bombas de calor tienen la capacidad de operar en modo reversible, proporcionando tanto calefacción como refrigeración según las necesidades del entorno. Esta dualidad las convierte en una alternativa altamente eficiente y sostenible en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales. [1]

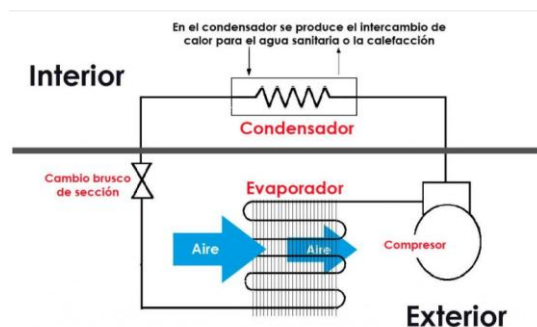


Figura 2-3 Esquema general bomba de calor [12]

El funcionamiento de una bomba de calor se basa en la primera y segunda ley de la termodinámica, permitiendo el movimiento de energía térmica desde una fuente de menor temperatura hacia un foco de mayor temperatura mediante el uso de trabajo mecánico. Para lograr este proceso, la bomba de calor emplea un refrigerante, el cual circula a través de un ciclo que involucra compresión, condensación, expansión y evaporación. Dependiendo del tipo de bomba de calor y del medio utilizado para la transferencia de calor, estos sistemas pueden clasificarse en bombas de calor aire-aire, aire-agua, agua-agua o geotérmicas. [1]

La eficiencia de una bomba de calor se evalúa mediante el Coeficiente de Desempeño (COP), definido como la relación entre el calor suministrado al espacio calefactado y el trabajo mecánico requerido para su funcionamiento. En condiciones ideales, el COP puede ser significativamente mayor a la unidad, lo que implica que, por cada unidad de energía consumida, el sistema es capaz de proporcionar varias unidades de energía térmica útil. Sin embargo, diversos factores influyen en su rendimiento, tales como la temperatura de la fuente térmica, el tipo de refrigerante utilizado y las pérdidas energéticas dentro del sistema. [1] [3]

Las bombas de calor pueden operar en distintos modos de trabajo, adaptándose a las necesidades de climatización y eficiencia energética:

En el modo de calefacción la bomba de calor extrae energía térmica del aire, agua o suelo exterior y la transfiere al interior de un edificio, proporcionando calefacción. Este proceso es altamente eficiente incluso en climas fríos, aunque su rendimiento disminuye a medida que baja la temperatura exterior. [3]

En el modo de refrigeración se invierte el ciclo y la bomba de calor funciona como un aire acondicionado, absorbiendo calor del interior de un recinto y liberándolo al ambiente exterior. Esta capacidad de enfriamiento permite su uso durante todas las estaciones del año sin necesidad de equipos adicionales. [5]

Modo deshumidificación. Algunas bombas de calor pueden operar de manera optimizada para reducir la humedad relativa del aire sin modificar significativamente la temperatura, mejorando el confort en espacios cerrados. [1]

Existe además un modo híbrido con aplicaciones avanzadas. Las bombas de calor pueden integrarse con otros sistemas de calefacción, como calderas de gas, para optimizar la eficiencia energética y reducir el consumo eléctrico en función de la demanda térmica. [5]

Para que una bomba de calor sea eficiente y sostenible, debe contar con un diseño optimizado que minimice pérdidas térmicas, un compresor de alto rendimiento, intercambiadores de calor bien dimensionados y un refrigerante con buenas propiedades termo-físicas y bajo impacto ambiental. Además, la correcta instalación y el mantenimiento periódico son clave para garantizar su funcionamiento a largo plazo. [5]

Las bombas de calor representan una solución versátil y eficiente para la climatización de espacios, combinando calefacción y refrigeración en un mismo sistema. Su capacidad para aprovechar fuentes de energía renovable y su alto COP las convierten en una alternativa clave para la reducción del consumo energético y la transición hacia edificaciones más sostenibles. En el presente estudio, se analizará el impacto del rendimiento de estos sistemas en la eficiencia energética y la viabilidad de su implementación en distintos entornos. [5]

2.2.3 Fundamentos y Evolución de los Sistemas Termodinámicos Reversibles

Los sistemas termodinámicos capaces de operar en modo refrigeración y bomba de calor se basan en el ciclo de compresión de vapor, que ha sido ampliamente estudiado desde sus primeras aplicaciones en el siglo XIX. Su desarrollo ha estado marcado por avances tecnológicos en compresores, refrigerantes y dispositivos de intercambio térmico, permitiendo mejoras en la eficiencia energética y la reducción del impacto ambiental. En la actualidad, estos sistemas son esenciales en sectores como la climatización de edificios, la industria naval y la refrigeración industrial, donde la optimización del consumo energético es un factor clave.

2.3 Refrigerantes

2.3.1 Historia

La evolución de los refrigerantes utilizados en ciclos de refrigeración y bombas de calor ha sido un proceso dinámico y adaptativo, influenciado por avances tecnológicos, consideraciones de seguridad y preocupaciones medioambientales. A continuación, se presenta un resumen histórico de esta evolución. [13]

Durante el siglo XIX y principios del S. XX, los sistemas de refrigeración empleaban principalmente refrigerantes naturales como el amoníaco (NH_3), el dióxido de carbono (CO_2) y los hidrocarburos. Estos compuestos eran seleccionados por sus propiedades termodinámicas favorables y su disponibilidad. Sin embargo, presentaban desafíos significativos: el amoníaco es tóxico y puede ser corrosivo, mientras que los hidrocarburos son altamente inflamables. [14]

La búsqueda de alternativas más seguras llevó al desarrollo de refrigerantes sintéticos. En la década de 1920, el ingeniero estadounidense Thomas Midgley Jr. introdujo los clorofluorocarbonos (CFCs), conocidos comercialmente como Freón. Estos compuestos eran no tóxicos, no inflamables y poseían excelentes propiedades termodinámicas, lo que facilitó su adopción masiva en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. [2] [14]

En las décadas de 1970 y 1980, se descubrió que los CFCs contribuían significativamente al agotamiento de la capa de ozono debido a su liberación de cloro en la estratosfera. Este hallazgo condujo al Protocolo de Montreal en 1987, que estableció la eliminación gradual de los CFCs. Como sustitutos temporales, se introdujeron los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), que, aunque menos dañinos, aún presentaban potencial de agotamiento del ozono. [13] [15]

Para mitigar el impacto sobre la capa de ozono, se desarrollaron los hidrofluorocarbonos (HFCs), que no contienen cloro y, por lo tanto, no afectan al ozono. Sin embargo, posteriormente se identificó que muchos HFCs poseen un alto potencial de calentamiento global (GWP), contribuyendo al cambio climático. [2] [14]

La creciente preocupación por el cambio climático ha impulsado el retorno a refrigerantes naturales como el CO_2 , el amoníaco y los hidrocarburos, debido a su bajo GWP y ausencia de impacto en la capa de ozono. Además, se están desarrollando nuevas tecnologías y refrigerantes de bajo GWP, como los hidrofluoroolefinas (HFOs), que ofrecen un equilibrio entre eficiencia energética y menor impacto ambiental. [14]

2.3.2 Legislación para los refrigerantes, a partir del Protocolo de Montreal

En primer lugar, Protocolo de Montreal es un tratado internacional firmado en 1987 con el objetivo de proteger la capa de ozono mediante la reducción progresiva de la producción y el consumo de sustancias que la destruyen, entre ellas ciertos refrigerantes utilizados en los ciclos de refrigeración. [16]



Figura 2-4 Carátula Protocolo de Montreal.[17]

Se descubrió que ciertos compuestos, como los Clorofluorocarbonos (CFCs) y los Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), al liberarse a la atmósfera, destruyen el ozono en la estratósfera, lo que debilita la protección contra la radiación ultravioleta. [16]

El agotamiento de la capa de ozono aumenta el riesgo de cáncer de piel, daños a cultivos y ecosistemas. [16]

Los principales refrigerantes que se han eliminado son los Clorofluorocarbonos (CFCs) que se empleaban en refrigeradores y automóviles muy antiguos. Tenían un alto potencial de agotamiento del ozono y de calentamiento global. [16]

En fase de eliminación se encuentran otros hidrofluorocarbonos, como el R22, que se emplea en refrigeración industrial y en aires acondicionados. [16]

Así mismo hay otros hidrofluorocarbonos que se encuentran regulados por la enmienda Kigali, como el empleado en este TFG, el R134a que a pesar de que no afectan a la capa de ozono de forma directa, si tienen un alto potencial de calentamiento global. A partir de la enmienda de Kigali en 2016, se acordó reducir su uso para combatir el cambio climático. [16]

2.3.3 Refrigerantes, conceptos genéricos

Los refrigerantes son sustancias fundamentales en los sistemas de refrigeración y climatización, ya que permiten la transferencia de calor mediante cambios de fase dentro del ciclo termodinámico. Su selección es un factor clave para garantizar la eficiencia energética, la seguridad operativa y la sostenibilidad ambiental de estos sistemas.[13]

Para que un refrigerante sea adecuado en aplicaciones térmicas, debe cumplir con diversas propiedades termodinámicas y físico-químicas. Entre las más relevantes se encuentran:

1. Alta entalpía de vaporización, lo que permite una mayor absorción de calor con un menor caudal de refrigerante, optimizando el rendimiento del sistema.
2. Presión de trabajo moderada, garantizando un equilibrio entre eficiencia operativa y seguridad estructural en los componentes del circuito.
3. Buena conductividad térmica, facilitando el intercambio de calor en evaporadores y condensadores.
4. Baja viscosidad, reduciendo las pérdidas de carga en el circuito y mejorando la circulación del fluido.

5. Estabilidad química, asegurando que el refrigerante no se degrade con el tiempo ni reaccione con los materiales del sistema.

6. No toxicidad ni inflamabilidad, evitando riesgos para los operarios y el entorno.

7. Bajo impacto ambiental, reduciendo el potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) y el potencial de calentamiento global (GWP) en cumplimiento con normativas internacionales.

2.3.4 Refrigerante R-134a

En base a que en el desarrollo de los experimentos de este trabajo de investigación se ha empleado el R134a, es necesario dedicar parte de esta memoria a analizar dicho elemento, así como sus propiedades técnicas generales mas notables. [14]

El R-134a, conocido químicamente como 1,1,1,2-tetrafluoroetano, es un refrigerante de la familia de los hidrofluorocarbonos (HFC) ampliamente utilizado en sistemas de aire acondicionado y refrigeración desde la década de 1990. Su adopción se debió a la necesidad de reemplazar al R-12 (diclorodifluorometano), cuyo uso fue restringido por su impacto negativo en la capa de ozono. [14]

Es un gas no inflamable con alta estabilidad térmica y química. No es miscible con aceites minerales tradicionales, pero es compatible con lubricantes sintéticos como los poliolésteres (POE). Aunque no daña la capa de ozono, posee un potencial de calentamiento global (GWP) de 1.430, lo que ha llevado a buscar alternativas más ecológicas en años recientes. [1] [14]

Este refrigerante se utiliza predominantemente en sistemas de aire acondicionado automotriz, refrigeración doméstica y equipos de refrigeración industrial y comercial. Su eficiencia y propiedades lo convierten en una opción adecuada para diversas aplicaciones de refrigeración. [14]

2.4 Mollier

2.4.1 Richard Mollier, análisis histórico

Richard Mollier (30 de noviembre de 1863, Trieste – 13 de marzo de 1935, Dresde) fue un gran matemático, físico e ingeniero naval alemán, conocido principalmente por sus contribuciones en el ámbito de la termodinámica aplicada. Su labor en investigación y docencia dejó una gran huella en la comprensión y entendimiento de los procesos termodinámicos, especialmente en relación con el vapor, el agua y las mezclas a partir de aire húmedo. [18]

En 1896, fue nombrado profesor de Física Aplicada y Mecánica en la Universidad de Gotinga, tras presentar su tesis doctoral sobre mecánica, que marcó el inicio de su vocación por los procesos termodinámicos. Al año siguiente, sucedió a Gustav Zeuner como catedrático de Ingeniería Mecánica en la Technische Hochschule de Dresde, hasta su merecida jubilación en 1931.[19]

En reconocimiento a su labor, en la conferencia de termodinámica celebrada en Los Ángeles en el año 1923, se decidió denominar "Diagramas de Mollier" a aquellos gráficos termodinámicos que emplean la entalpía en uno de sus ejes. [19]

Richard Mollier falleció en Dresde el 13 de marzo de 1935, dejando un legado significativo y más que memorable en el campo de la termodinámica aplicada. Sus contribuciones, concretamente en el desarrollo de diagramas para la representación gráfica de procesos termodinámicos, continúan hoy en día siendo fundamentales en diversas aplicaciones industriales, facilitando el análisis y optimización de instalaciones termodinámicas.[18]

2.4.2 Diagrama de Mollier

El diagrama de Mollier, (Figura 2-5) también conocido como diagrama presión-entalpía (p-h), es una herramienta gráfica en la ingeniería mecánica y la termodinámica. Este diagrama representa las propiedades termodinámicas de una sustancia, como son la presión y la entalpía, permitiendo analizar y comprender los cambios de estado en diversos procesos.[18]

En el diagrama de Mollier, la presión se representa en el eje vertical, con una escala logarítmica, mientras que la entalpía se muestra en el eje horizontal, con una escala lineal. La combinación de estas variables da lugar a una gráfica que describe el comportamiento de la sustancia en diferentes condiciones. Además, el diagrama incluye curvas de temperatura constante, líneas de calidad de vapor (fracción de vapor en una mezcla líquido-vapor) y otras propiedades relevantes.[18]

Un uso destacado del diagrama de Mollier es en el análisis de ciclos termodinámicos, como el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Este ciclo consta de cuatro procesos principales:

Como ya ha quedado claro, el diagrama de Mollier es una herramienta fundamental en el estudio de los ciclos de refrigeración, permitiendo visualizar de manera clara las transformaciones termodinámicas del refrigerante a lo largo del proceso. En este diagrama, se representan las variaciones de entalpía, presión, temperatura y calidad del vapor, facilitando el análisis de la eficiencia y el rendimiento del ciclo.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, descrito en el diagrama de Mollier, consta de cuatro procesos fundamentales. En primer lugar, se lleva a cabo la compresión adiabática, donde el refrigerante es comprimido en el compresor, lo que provoca un aumento significativo de su presión y temperatura, sin intercambio de calor con el entorno. Posteriormente, el fluido pasa al condensador, donde experimenta un proceso de condensación a presión constante. En esta fase, el refrigerante cede calor al ambiente, lo que induce su cambio de fase de vapor a líquido. [1]

A continuación, el refrigerante atraviesa la válvula de expansión, donde sufre una expansión adiabática. Este proceso genera una reducción drástica de presión y temperatura, preparándolo para la siguiente etapa del ciclo. Finalmente, el refrigerante ingresa al evaporador, donde se lleva a cabo la evaporación a presión constante. En esta fase, el fluido absorbe calor del espacio a refrigerar, provocando su cambio de fase de líquido a vapor, lo que permite enfriar el ambiente antes de reiniciar el ciclo.[19]

Este análisis basado en el diagrama de Mollier permite comprender las interacciones energéticas dentro del sistema, optimizando su diseño y mejorando la eficiencia del ciclo de refrigeración.

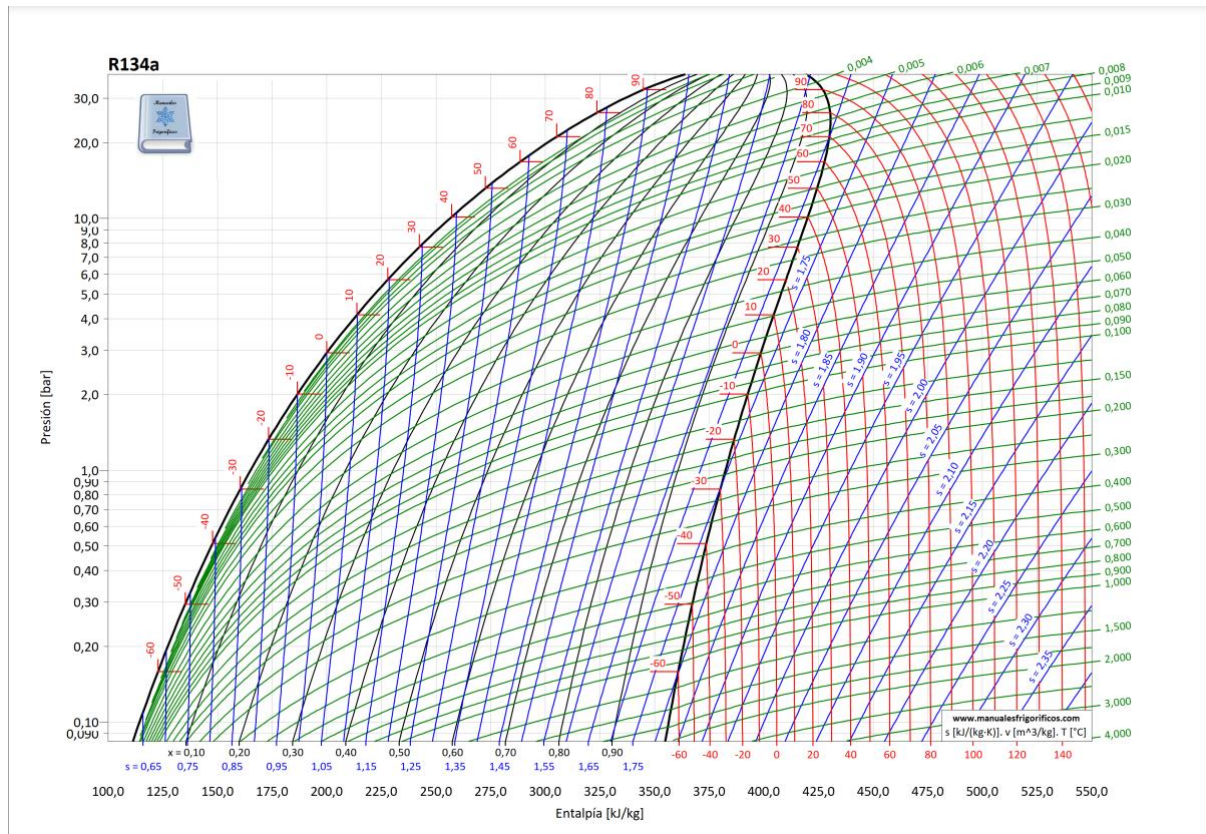


Figura 2-5 Diagrama de Mollier (R134-a) [19]

2.5 Rendimiento de una instalación térmica. COP

El rendimiento de una instalación térmica se mide a través de parámetros como el Coeficiente de Desempeño (COP), que indica la relación entre el calor transferido y el trabajo mecánico consumido. Diversos estudios han demostrado que el COP en modo bomba de calor suele ser superior al de la refrigeración, ya que en este modo se aprovecha tanto el calor absorbido en el evaporador como el calor disipado en el condensador. Sin embargo, la eficiencia final depende de múltiples factores, tales como la calidad de los componentes, la hermeticidad del circuito y las condiciones de operación. [1]

Viene definido por la siguiente expresión matemática:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}}$$

En el caso de un refrigerador o aire acondicionado, el efecto útil es la cantidad de calor extraída del espacio refrigerado (Q_L) mientras que la entrada de energía es el trabajo suministrado al compresor ($W_{neto,entrada}$) [1]:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{neto,entrada}} \quad (1)$$

Para una bomba de calor (HP por sus siglas en inglés), el efecto útil es el calor rechazado al medio caliente (Q_H), por lo que el COP se expresa como [1]:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{neto,entrada}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{neto,entrada}} \quad (2)$$

Es importante destacar que el COP puede ser mayor que 1, ya que un sistema de refrigeración puede extraer más calor del ambiente en comparación con la energía que consume.

La variación de entalpía, se calcula en base a los datos que nos proporcionan las diferentes tablas que existen, según el fluido a estudiar y analizar. En este caso, queda reflejado en el Anexo III: Tablas y Diagramas empleados.

El COP es utilizado en distintos ámbitos industriales y domésticos para evaluar la eficiencia de los sistemas térmicos. Algunas aplicaciones incluyen [13]:

1. **Refrigeradores domésticos y comerciales:** Permite comparar la eficiencia energética de distintos modelos.

2. **Aires acondicionados:** Un COP alto indica menor consumo de energía para lograr el mismo nivel de enfriamiento.

3. **Bombas de calor:** Se utiliza para evaluar el rendimiento en calefacción y enfriamiento, especialmente en climas donde ambas funciones son necesarias.

4. **Sistemas industriales de refrigeración:** Como en plantas de procesamiento de alimentos o en la refrigeración de grandes edificios.

El valor del COP proporcionará información clave sobre el rendimiento de un sistema de refrigeración.

Un COP elevado (>3) implica un sistema altamente eficiente. Es un rendimiento que se da en sistemas con tecnología muy avanzada, como refrigeración por absorción o ciclos con subenfriamiento [1].

Un valor de COP medio (2-3) representa que el sistema mantiene un consumo de energía moderado. Esto es común en sistemas de refrigeración convencionales con ciclos de vapor estándar [1].

Por último, cuando el rendimiento COP es bajo (<2) se presupone un alto consumo de energía en relación con el efecto refrigerante. La baja eficiencia se puede relacionar con diferentes motivos, como por ejemplo posibles fugas del circuito, uso de refrigerantes inadecuados, un mal dimensionamiento de los principales componentes, o simplemente, un mal uso de la potencia empleada en los intercambiadores de energía [4].

El rendimiento de un sistema de refrigeración se verá influenciado por diversos factores a partir, los cuales mermarán o impulsarán dicho rendimiento de la instalación.

Un correcto control de la temperatura de evaporación y condensación. Un mayor diferencial de temperatura entre el evaporador y el condensador reduce el COP de manera significativa [4].

Ser consciente del refrigerante utilizado. Algunos refrigerantes permiten alcanzar COPs más altos debido a sus propiedades termodinámicas [1].

Llevar un registro de la eficiencia del compresor, para poder variar adecuadamente los parámetros necesarios. Un compresor moderno, bien diseñado y correctamente equipado, consume menos energía para realizar la misma tarea [4].

El subenfriamiento y sobrecalentamiento son dos fenómenos que ocurren en estos ciclos. Dichas técnicas del refrigerante líquido pueden aumentar la eficiencia del sistema [4].

Por último, es vital tener consciencia de que, en un proceso termodinámico de estas características, realizar un correcto aislamiento térmico, para evitar pérdidas innecesarias, es crucial para mantener una alta eficiencia del sistema.

Resumiendo, El COP es una herramienta fundamental en la evaluación y optimización de los sistemas de refrigeración y bombas de calor. Un COP alto es sinónimo de eficiencia energética, lo que conlleva reducción de costos operativos y menor impacto ambiental. Por ello, en el diseño y selección de equipos de refrigeración, se deben considerar estrategias para maximizar el COP, garantizando un funcionamiento eficiente y sostenible [1].

2.6 Rendimiento de un intercambiador de calor. Método de la diferencia de temperatura de media logarítmica

El análisis de los intercambiadores de calor es fundamental en la ingeniería térmica, ya que estos dispositivos permiten la transferencia eficiente de energía térmica entre fluidos a diferentes temperaturas sin que se mezclen. Entre los métodos empleados para estudiar y diseñar intercambiadores de calor, el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés) es ampliamente utilizado debido a su precisión y facilidad de aplicación cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida de los fluidos involucrados. [1] [20]

2.6.1 Principios y aplicación del método LMTD

El método de la LMTD se basa en la premisa de que la diferencia de temperatura entre los fluidos que intercambian calor varía a lo largo del intercambiador. Dado que esta variación es de naturaleza exponencial, la utilización de un promedio aritmético llevaría a errores significativos en la estimación del calor transferido. Por ello, se emplea la diferencia de temperatura media logarítmica, que se calcula mediante la ecuación. [3] [20]

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3)$$

En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 son la diferencia de temperatura entre los dos fluidos de ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador.

Posteriormente, se puede calcular la siguiente relación;

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido} \quad (4)$$

Esto queda definido por el “Área de Transferencia de Calor” (A_s) y el “Coeficiente Global de Transferencia de Calor” (U), que es una medida de la resistencia térmica total en un sistema donde se produce un intercambio de calor entre dos fluidos separados por una superficie. Se mide en $[W/(m^2 \times K)]$, y depende de la naturaleza y las propiedades de los fluidos, así como de las condiciones de flujo y del material y la geometría del intercambiador. [20]

Es importante, no caer en la tentación de utilizar la media aritmética, ya que es francamente más imprecisa.

$$\Delta T_{ma} = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2)$$

2.6.2 Usos y limitaciones

El método de la LMTD es ampliamente empleado en sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, procesos industriales y generación de energía térmica. Su aplicación es óptima cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, lo que permite determinar el tamaño del intercambiador de manera precisa. [20] [21]

No obstante, presenta ciertas limitaciones en situaciones donde las temperaturas de salida son desconocidas o requieren iteraciones complejas para ser determinadas. En estos casos, puede ser más eficiente emplear el método de la efectividad-NTU, el cual no requiere conocer las temperaturas de salida y simplifica el análisis en configuraciones más complejas. [3] [20]

2.6.3 Cálculo aplicado a un intercambiador de Flujo Cruzado

El cálculo de este rendimiento, y del método LMTD, varía en función de diversos parámetros, como se ha explicado previamente. Debido a que el caso de nuestra instalación presenta un intercambiador de calor de flujo cruzado, en el cual los fluidos no se mezclan, y a mayores, consta de diferentes aletas, y tubos, nos centraremos en explicar el procedimiento general de cálculo para este caso en concreto. [21]

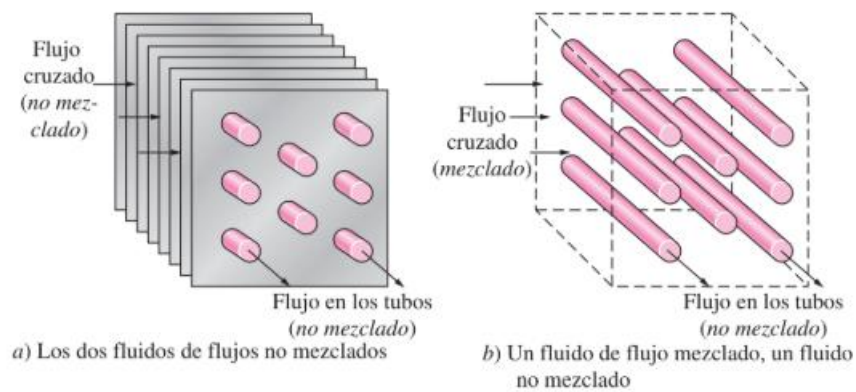


Figura 2-6 Ejemplos de flujo cruzado [3]

En este caso, existen ciertas diferencias con el concepto general previamente explicado.

La ecuación de la media de temperatura logarítmica, queda de la siguiente manera: [1]

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (5)$$

Para la aplicación de esta fórmula, únicamente en flujo cruzado, el valor de F , es el factor de corrección. Depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de las corrientes de fluido, tanto caliente como frío [21].

El valor de $\Delta T_{ml,FC}$ se calcula en base a la primera ecuación del apartado 2.6.1, tomando

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (6)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (7)$$

Es necesario conocer las razones P y R , las cuales vienen definidas por:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (8)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado del tubo}}}{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado de la carcasa}}} \quad (9)$$

En donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y a la salida, respectivamente. Nótese que, para un intercambiador de tubos y coraza, T y t representan las temperaturas del lado de la coraza, y del tubo, respectivamente, como se muestra en los diagramas del factor de corrección. No se hace diferencia en que el fluido frío o caliente fluya o no por la coraza, o por los tubos. [3]

Los valores de P , pertenecen al intervalo $[0, 1]$, mientras que los valores de R , ocupan desde 0, hasta infinito. En nuestro caso, existe cambio de fase en los intercambiadores, de modo que podemos deberíamos poder asumir de manera teórica $R = 0$ y que $F = 1$, independientemente de la configuración del intercambiador [21] [3]. No obstante, habrá que comprobar cuál es el valor real de estas dos variables, para así, poder obtener el factor de corrección, que nos dará el rendimiento del intercambiador de calor en cuestión [21].

Para el correcto cálculo de este coeficiente F , es necesario recurrir a los diagramas, que a continuación se muestran en la Figura 2-7.

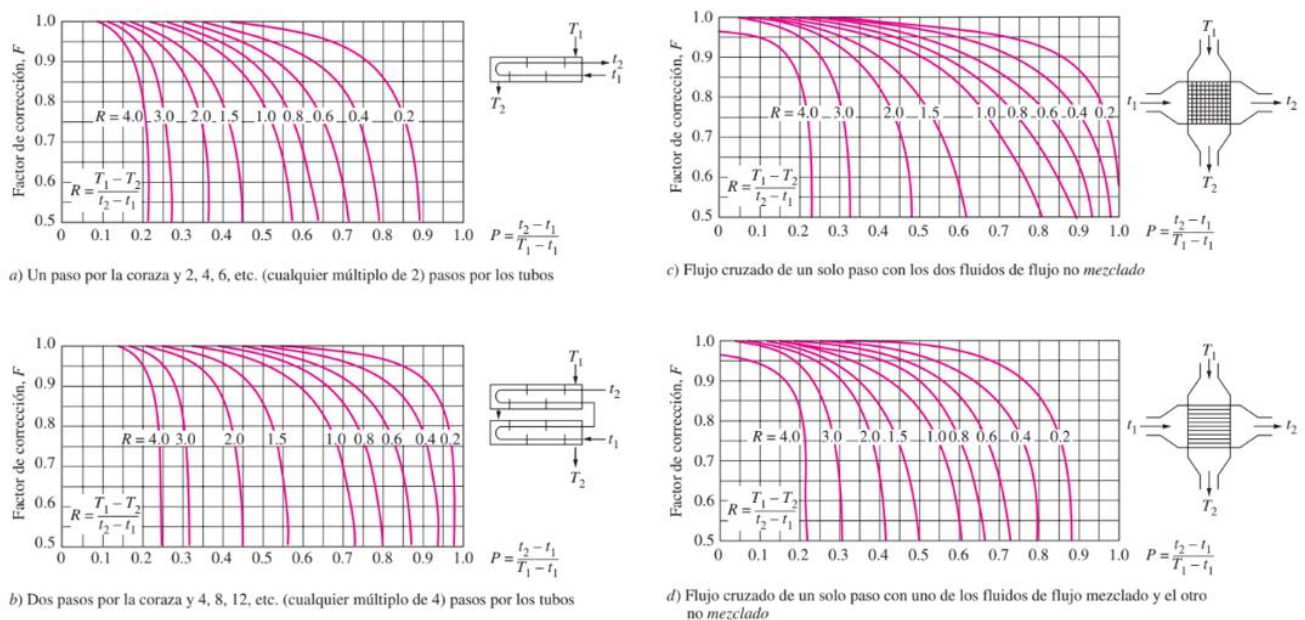


Figura 2-7 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. [3]

2.6.4 Interpretación del Coeficiente “ U_i ”, para el análisis de datos

Un intercambio de calor eficiente se considera cuando el coeficiente global de transferencia de calor es lo suficientemente alto como para permitir una rápida transferencia de energía entre los fluidos sin que se requiera un área de intercambio excesiva [21] [3].

Un valor alto de U_i indica que la resistencia térmica es baja y el calor se transfiere de manera eficiente.

Un valor bajo de U_i sugiere que existen barreras térmicas significativas, como una baja conductividad térmica en las paredes del intercambiador o condiciones de flujo poco favorables. Esto ocurre por lo general cuando el valor de U_i no alcanza a superar los $100 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ [21] [3].

Para que un intercambio de calor sea considerado correcto, el coeficiente U_i debería ser superior a $500 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ en la mayoría de los sistemas industriales y aplicaciones de refrigeración. En procesos

donde se produzca condensación o ebullición, se espera que U_i supere los 1,000 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] para maximizar la eficiencia térmica [3].

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Instalación termodinámica empleada

En el presente apartado, se buscará explicar de manera detallada la instalación que se ha empleado para la realización de los experimentos. Se facilita además una imagen (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**) del conjunto de la misma, así como diferentes imágenes de las distintas partes que componen dicha instalación.

El compresor, suministra una potencia máxima de aproximadamente 783 [W], y una potencia mínima de trabajo de 687 [W].



Figura 3-1 Compresor de la instalación termodinámica.

En este estudio, se determinó que el consumo eléctrico del compresor varía entre 40 W y 950 W. Esta medición se obtuvo restando la potencia consumida por los ventiladores de la potencia total del sistema en funcionamiento.

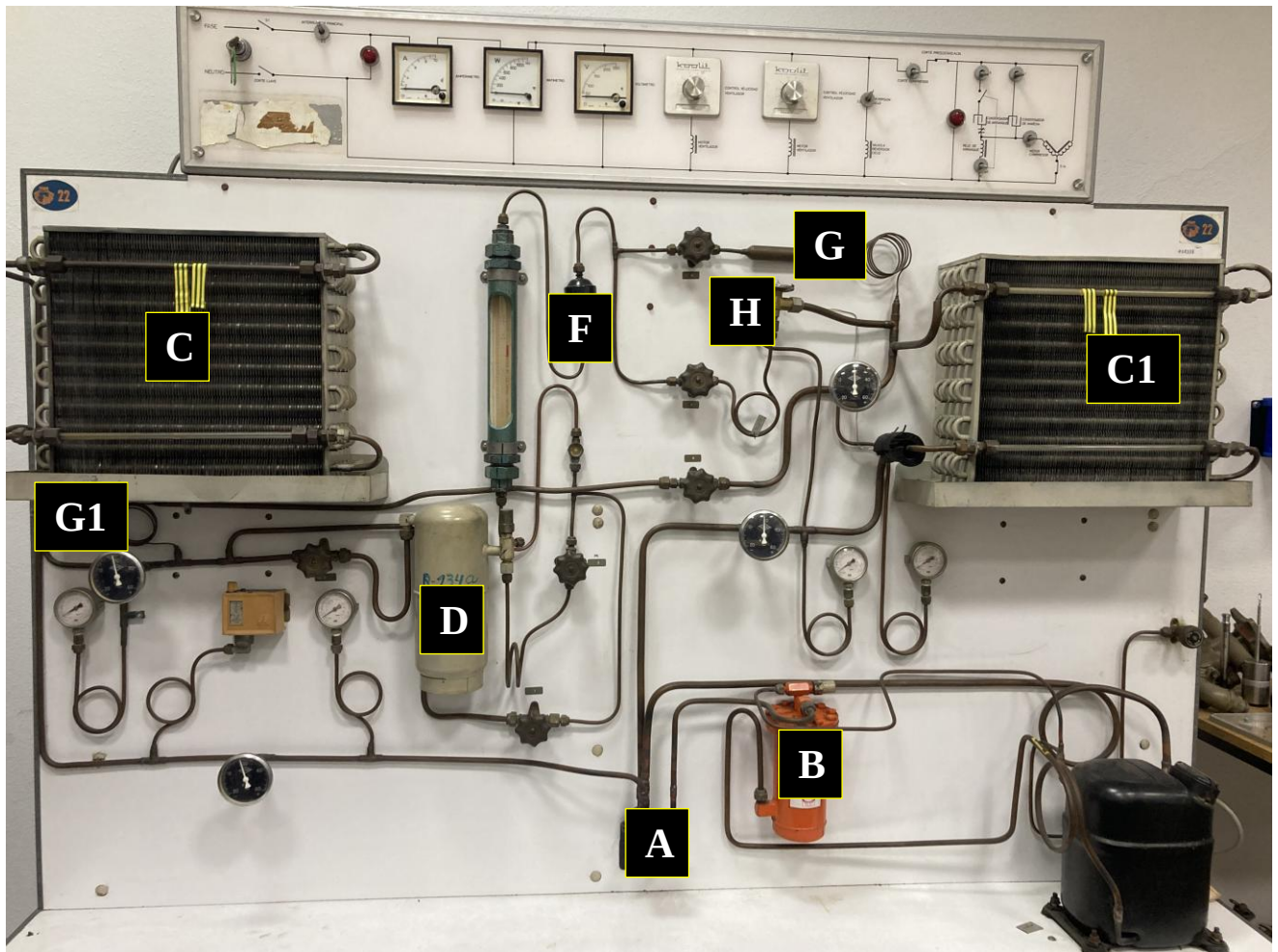


Figura 3-2 Instalación termodinámica con los diferentes elementos indicados.

A continuación, nos encontramos una electroválvula de tres vías (letra “A”), la cual regula si la instalación funcionará en modo bomba de calor o en modo máquina de refrigeración. Esto es controlado desde el panel que se encuentra en la parte superior del circuito, subiendo o bajando el interruptor correspondiente, e indicado con el rótulo: ‘Reversión ciclo’. En la misma válvula, existe una leyenda donde se intuye como se regula el paso del refrigerante en función de la selección realizada de modo de trabajo.



Figura 3-3 Electroválvula de tres vías de la instalación termodinámica.

Previo a la válvula de tres vías, existe un filtro de aceite (Letra “B”), como se muestra en la **Figura 3-2**, de color naranja, el cual separa el aceite del r

efrigerante que viene del evaporador, y del resto del circuito para meterlo en el compresor, y evitar averías.



Figura 3-4 Filtro de aceite de la instalación termodinámica.

Tras ello, el refrigerante avanza hacia los dispositivos de intercambio de energía (Letra “C” y “C1”) los cuales están formados por un serpentín compuesto por 48 pasos de cm de longitud y cuyo diámetro exterior mide 10 [mm]. En estos componentes, hay que reseñar que el intercambio de calor es de flujo cruzado. Los intercambiadores de calor de flujo cruzado, son sistemas eficientes, compactos, y versátiles. Se trata de un dispositivo utilizado para transferir energía térmica entre dos fluidos que se mueven en direcciones perpendiculares entre sí. El diseño de nuestro caso, a mayores es un flujo sin mezclado ya que ambos flujos permanecen confinados en sus respectivas trayectorias. A mayores, la transferencia de calor de estos dispositivos generalmente suele tener una menor efectividad que un intercambiador de flujo contracorriente, pero podría llegar a manejar altas tasas de transferencia de calor.

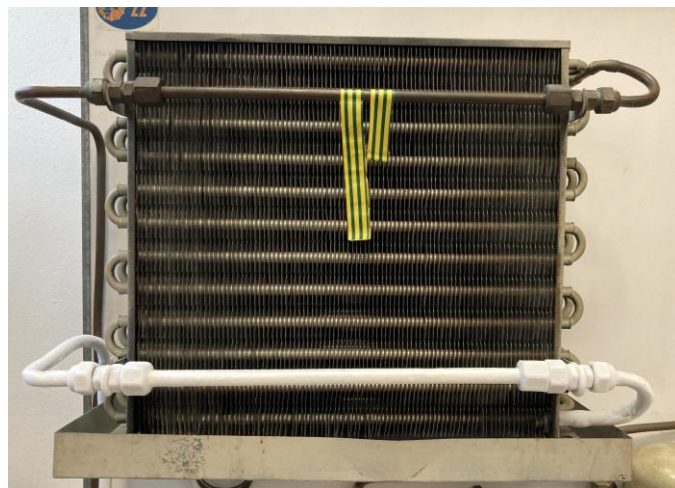


Figura 3-5 Vista frontal del intercambiador de calor de la instalación termodinámica.

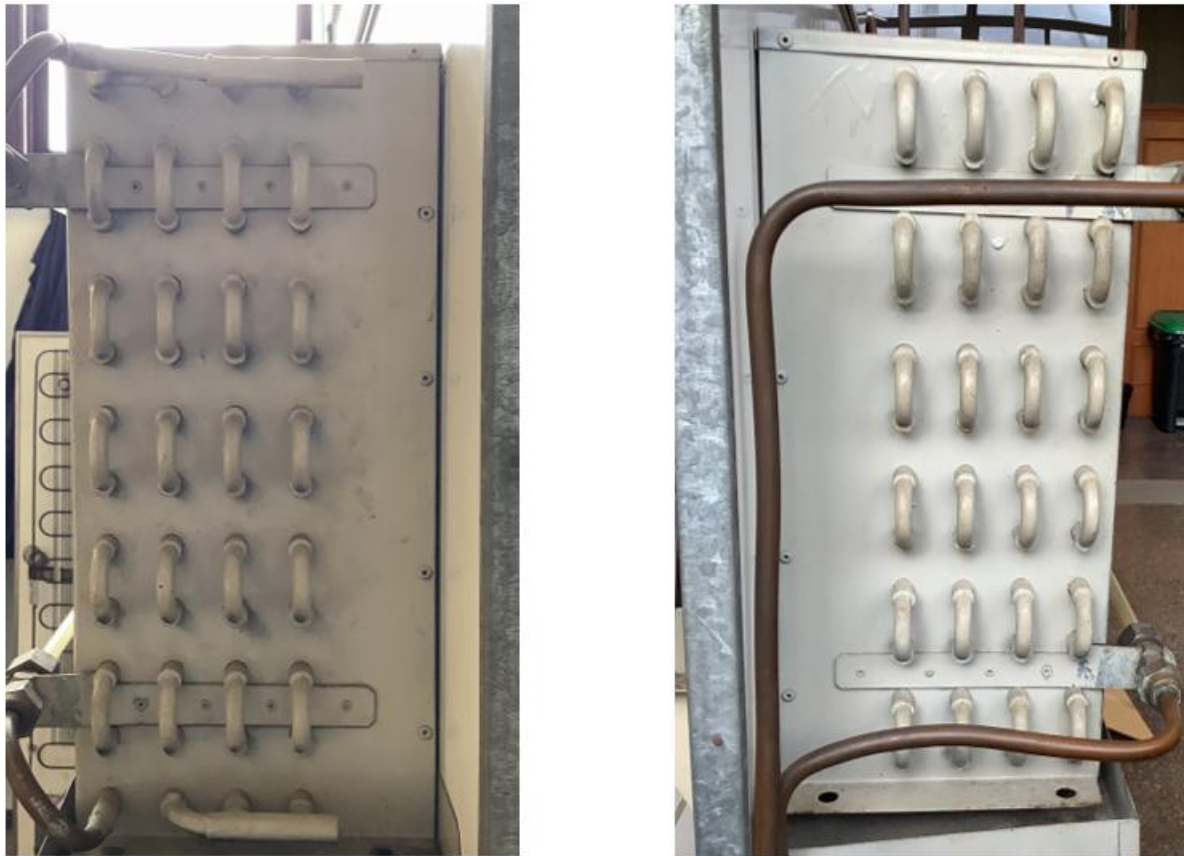


Figura 3-6 Vista lateral de los 48 pasos de los intercambiadores de calor de la instalación termodinámica.

A continuación, nos encontramos el depósito de almacenamiento de refrigerante (Letra “D”). En este caso, se trata de un recipiente, el cual se ha tratado de evitar al máximo. Esto se debe a que, en las primeras puestas en marcha de la máquina de refrigeración, se observó que la válvula de servicio del tanque, presentaba una fuga considerable de refrigerante. De este modo, la solución por la que se optó, fue por evitar el uso del recipiente, mediante la apertura y cierre de diferentes válvulas, sin influir en el rendimiento ni en la operatividad de la instalación, como queda reflejado más adelante, en la Figura 3-15.



Figura 3-7 Depósito de almacenamiento de refrigerante de la instalación termodinámica.

El filtro deshidratador (Letra “E”) elimina la humedad y las impurezas en el sistema, previniendo la corrosión y garantizando el correcto funcionamiento de los componentes internos. Es importante,

como se verá posteriormente, respetar el sentido único de circulación a través de él. Esto está indicado mediante una flecha. Solo será empleado cuando se trabaje en modo “Máquina de Refrigeración”. En el caso de estar la instalación en modo “Bomba de Calor” habrá que abrir y cerrar las válvulas de paso pertinentes (se explica más adelante, y en capítulos venideros) para no dañar el filtro.

El caudalímetro (Letra “F”) mide el flujo de refrigerante en la instalación, facilitando la obtención de datos para evaluar el rendimiento del sistema. Este análisis detallado de los componentes de un sistema de refrigeración permite comprender su funcionamiento y evaluar su eficiencia, proporcionando información clave para su optimización y mejora continua.



Figura 3-8 Caudalímetro y filtro deshidratador, respectivamente de izquierda a derecha de la instalación termodinámica.

Superado el filtro de deshumidificación, pasamos a encontrar las dos válvulas de expansión, tanto la capilar (Letra “G”) como la termostática (Letra “H”). Aquí se produce la expansión previa al intercambio de calor que ocurre de nuevo en el evaporador. Cabe resaltar, que existe una tercera válvula de expansión capilar (Letra “G1”) debajo del intercambiador indicado con la letra “C”, la cual realiza la expansión cuando la instalación trabaja en modo “Bomba de Calor”. Esto es debido al único sentido de trabajo del filtro deshumidificador.



Figura 3-9 Válvula de Expansión Capilar (superior) Válvula de Expansión termostática (inferior).

La instalación cuenta con diferentes termómetros y manómetros que indican la presión y temperatura a lo largo de la misma. Estos están colocados a la entrada y salida de los diferentes elementos de la instalación.

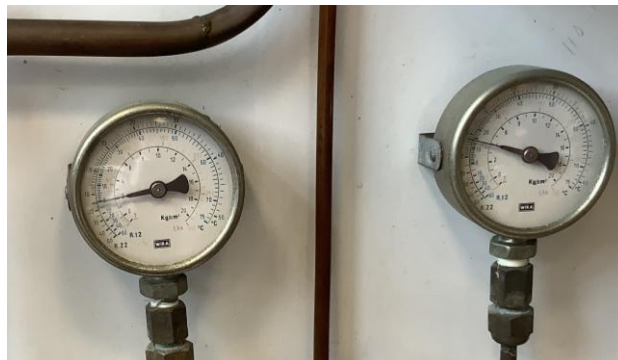


Figura 3-10 Ejemplo de manómetros de la instalación termodinámica.



Figura 3-11 Ejemplo de termómetros (negro) y manómetros (blancos) en la instalación termodinámica.

Por último, la instalación cuenta con seis válvulas, que permiten abrir y cerrar el paso del refrigerante a través de ella. Gracias a estas válvulas, la instalación, puede ser utilizada a través de la válvula de expansión termostática o a través de la válvula de expansión capilar. De igual modo, gracias a dichas válvulas, se puede hacer que el refrigerante no pase a través del tanque de almacenamiento. Estas válvulas, también permiten que el refrigerante no vaya por el filtro deshumidificador cuando la instalación se encuentra trabajando en modo “Bomba de Calor”.



Figura 3-12 Ejemplo de una de las válvulas (la número 1) de la instalación.

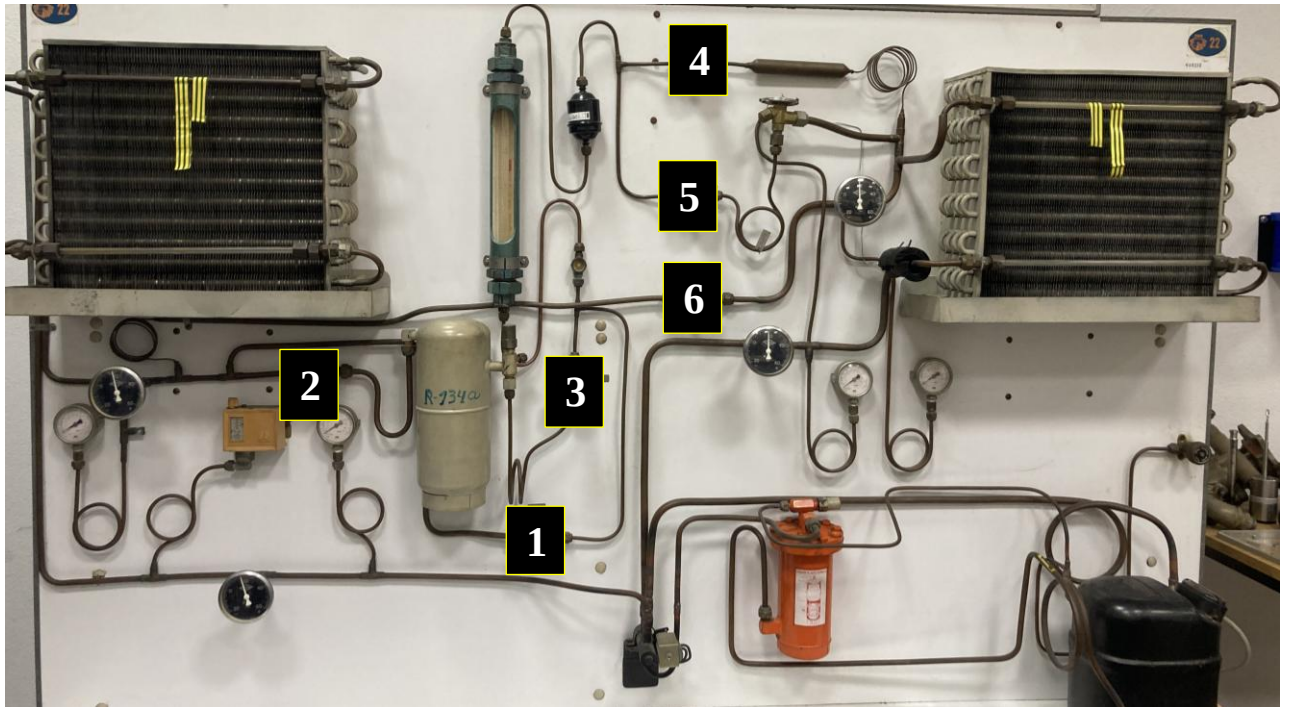


Figura 3-13 Distribución de las válvulas a lo largo de la instalación termodinámica.

En la Figura 3-13 se puede apreciar la instalación termodinámica, con los diferentes elementos explicados anteriormente, situados en ella.

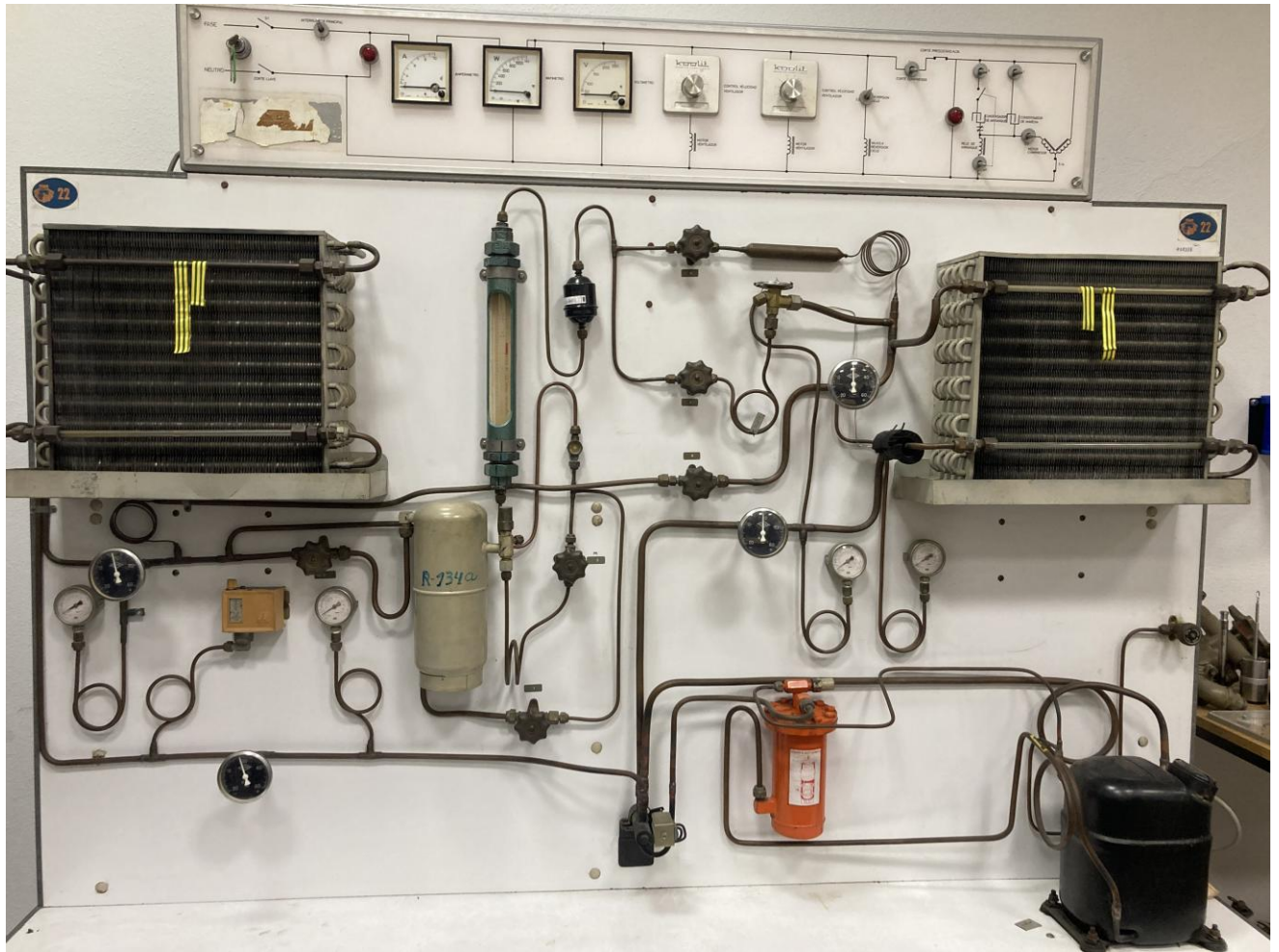


Figura 3-14 Instalación termodinámica utilizada en los experimentos.

3.1.1 Puesta en marcha de la instalación

Para el inicio del proyecto, se llevó a cabo un estudio detallado de la instalación con el objetivo de comprender su funcionamiento y características operativas. Una vez adquirido el conocimiento necesario sobre el sistema, como se ha mencionado previamente en el apartado 3.1, se procedió al llenado del circuito con refrigerante R-134a, asegurando que el proceso se realizara bajo las condiciones adecuadas para garantizar su correcto desempeño.

Durante la carga del refrigerante, se detectó una fuga de gas en la válvula de servicio ubicada a la salida del tanque de almacenamiento como se puede apreciar en la Figura 3-15. Para abordar esta incidencia, se implementó una solución provisional consistente en el sellado de la válvula mediante cinta selladora y el reposicionamiento del tapón a presión, con el fin de minimizar las pérdidas, tal como se ilustra en la imagen correspondiente.



Figura 3-15 Válvula de servicio del tanque de almacenamiento de refrigerante, con el arreglo a base de cinta aislante.

Posteriormente, se empleó un detector de fugas para verificar la hermeticidad del sistema, asegurando que no existieran otras pérdidas de refrigerante a lo largo del circuito. Sin embargo, en los días siguientes se observó que la instalación continuaba perdiendo refrigerante por la misma válvula de servicio, lo que evidenció la necesidad de una solución más robusta y definitiva.

Para mitigar este problema, se decidió anular la circulación de refrigerante a través del tanque de almacenamiento, eliminando así el punto de fuga. Para ello, se estableció una nueva configuración en la que las válvulas número 2 y número 3 (Figura 3-13) fueron cerradas permanentemente, dejando fuera de operación el tanque de almacenamiento. Adicionalmente, la válvula número 1 se mantuvo abierta, permitiendo que el refrigerante fluyera directamente desde el condensador/evaporador (según el modo de trabajo seleccionado) hacia la válvula de expansión.

Este procedimiento permitió garantizar la estanqueidad del sistema y mejorar la eficiencia operativa de la instalación, asegurando que la puesta en marcha se llevara a cabo en condiciones óptimas para el análisis y estudio posterior del ciclo de refrigeración.

3.1.2 Toma de datos

La disposición para la toma de datos, ha resultado ser relativamente sencilla. En todos los experimentos se han obtenido los datos de la misma manera, realizando una síntesis entre aparatos analógicos y digitales punteros y de última generación.

En primer lugar, se buscó normalizar los flujos de aire que circularían a través de los ventiladores, y la potencia que estos consumían al realizar dicho trabajo. Para ello, se realizó un dispositivo mediante unos cartones por el cual se dirigió el aire. Tras realizar diversas mediciones, con ayuda de los dispositivos de Testo (405i; 605i), se obtuvieron los siguientes parámetros. Cabe resaltar, que para el análisis potencia, solo se arrancaron los ventiladores, manteniéndose el compresor apagado en todo momento.

1. MAX-MAX (Ambos ventiladores al máximo):

- Potencia consumida media: 163,5 [W]
- Caudal de aire: 913 [m^3/h]

2. MIN-MIN (Ambos ventiladores al mínimo):

- Potencia consumida media: 116,5 [W]
- Caudal de aire: 440 [m^3/h]

3. INT-INT (Ambos ventiladores a un valor intermedio):

- Potencia consumida media: 120 [W]
- Caudal de aire: 751,5 [m^3/h]

Para este último caso, en el que ambos ventiladores trabajan en valores intermedios, se realizó una media aritmética entre el caudal que circulaba cuando ambos ventiladores se encontraban al máximo de potencia, y cuando estos se encontraban al mínimo. El valor obtenido fue el mostrado, de 120,5 [W].

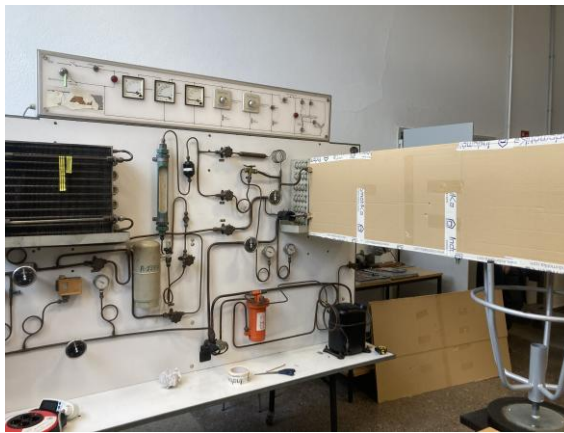


Figura 3-16 Dispositivo para conducir el flujo de aire, y poder medir los diferentes caudales, en función del régimen de trabajo de los ventiladores.

Conocidos los caudales y las potencias consumidas por los ventiladores, se continuó por la medida de la potencia consumida por el compresor. Para ello, ante la imposibilidad de tomar dicha medición por separado, se analizó el consumo total de la instalación con el compresor arrancado, y los ventiladores trabajando en los tres modos anteriormente mencionados. De este modo, se hizo la diferencia del consumo total de la instalación (ventiladores y compresor) menos el consumo (conocido) de los ventiladores, registrando los siguientes consumos para el compresor. En la Figura 3-16 se muestra el dispositivo a partir de cartón que se elaboró con ayuda de los directores, para conducir el caudal de aire, y facilitar la medición del mismo.

1. MAX-MAX:

- Potencia consumida compresor: 783[W]

2. MIN-MIN:

- Potencia consumida compresor: 687[W]

3. INT-INT:

- Potencia consumida compresor: 751,5[W]

3.1.3 Instrumentos empleados para la medición de valores

Las mediciones de los parámetros del sistema se llevaron a cabo utilizando diversos dispositivos de medición para garantizar la precisión y fiabilidad de los datos obtenidos. La determinación de los caudales de aire, así como de las temperaturas y humedades tras su paso por el evaporador y el condensador, se realizó mediante el uso de dispositivos electrónicos de Testo, concretamente los modelos 405i y 605i. Gracias a estos instrumentos, y a la gran facilidad de uso gracias a la aplicación testo Smart, fue posible obtener mediciones precisas de las condiciones del aire en distintos puntos del sistema.



Figura 3-17 Testo 405i [22]



Figura 3-18 testo 605i [23]

Asimismo, la medición de la temperatura en los diferentes puntos clave de la instalación, especialmente en las entradas y salidas de los principales componentes, se llevó a cabo utilizando tanto los termómetros integrados en la propia instalación como una cámara térmica FLIR. Si bien los termómetros de la instalación no se encontraban debidamente calibrados, su uso permitió obtener una estimación preliminar de las variaciones térmicas entre diferentes secciones del circuito. Para corroborar estos valores, se empleó la cámara térmica, proporcionando una medición más precisa de la temperatura superficial de las tuberías por las cuales circula el refrigerante. La combinación de ambos métodos permitió una estimación fiable de la temperatura real del refrigerante en cada fase del ciclo termodinámico [24].



Figura 3-19 Cámara termográfica FLIR [24]

En cuanto a la medición de la presión, se utilizaron exclusivamente los manómetros instalados en el sistema, asumiendo que estos se encontraban correctamente calibrados, lo cual fue verificado mediante la coherencia de los resultados obtenidos en el análisis final. Cabe destacar que estos manómetros incorporan diferentes escalas de medición en función del refrigerante utilizado, además de una escala genérica en color negro, expresada en $[\text{kg (fuerza)/cm}^2]$, la cual fue empleada para el desarrollo del presente estudio.

3.1.4 Realización de los experimentos

Para la recogida de datos en este modo de trabajo, el primer paso consistió en la configuración adecuada de la instalación, garantizando que el refrigerante circulara correctamente a través de las diferentes válvulas del sistema.

Inicialmente, se llevó a cabo el experimento con la máquina de refrigeración operando mediante la válvula de expansión capilar. Para ello, se ajustó la válvula de tres vías de modo que permitiera una circulación óptima del refrigerante. Esta configuración se estableció posicionando el interruptor principal del cuadro eléctrico en la posición superior. Asimismo, se abrieron las válvulas n°1 y n°4, manteniendo cerradas el resto. En este punto, es fundamental recordar que el refrigerante no debe circular a través del tanque de almacenamiento, debido a la fuga detectada en su válvula de servicio, con el objetivo de minimizar al máximo las pérdidas de refrigerante.

Posteriormente, se llevó a cabo el experimento con la máquina de refrigeración operando a través de la válvula de expansión termostática. En este caso, la configuración consistió en abrir las válvulas n°1 y n°5, mientras que las válvulas n°2, n°3, n°4 y n°6 permanecieron cerradas.

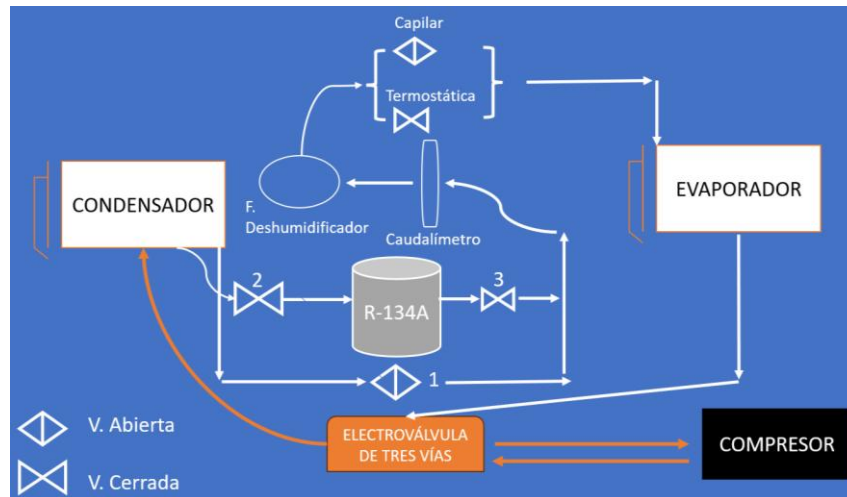


Figura 3-20 Esquema de la instalación básica donde se muestra el 'bypass' del tanque de almacenamiento de refrigerante.

Una vez establecidas correctamente las distintas configuraciones, se procedió a la toma de datos, aplicando un procedimiento común para ambas válvulas. Por esta razón, la metodología se describe de forma conjunta y, posteriormente, se expondrán los resultados diferenciados para cada una de las configuraciones evaluadas.

El proceso de medición comenzó con el arranque de la instalación y la puesta en marcha del compresor, lo que permitió la circulación del refrigerante a través del circuito. A continuación, se seleccionó el modo de trabajo de los ventiladores, configurándolos en MIN-MIN, INT-INT o MAX-MAX, según la condición deseada. Dado que el compresor experimenta un incremento progresivo de temperatura, el tiempo disponible para la medición es limitado, ya que al superar los 110°C es recomendable detener la instalación para permitir su refrigeración.

Durante el funcionamiento del sistema, la medición de los caudales de aire se llevó a cabo en la parte posterior de la instalación, utilizando los dispositivos Testo. Se recomienda activar estos equipos con antelación para que registren previamente la temperatura y humedad ambiente, facilitando la comparación de los valores de entrada en el condensador y el evaporador. Paralelamente, los valores de temperatura y presión en las entradas y salidas de los distintos componentes fueron obtenidos a través de los indicadores integrados en la instalación y la cámara termográfica, previamente descritos - en apartados anteriores.

El desarrollo para la instalación en modo de trabajo “Bomba de Calor” es idéntico al explicado para el modo de trabajo “Máquina de Refrigeración”.

En resumen, los experimentos desarrollados se llevaron a cabo con tres disposiciones diferentes del ciclo de refrigeración:

1. Máquina de refrigeración con expansión capilar.
2. Máquina de refrigeración con expansión termostática.
3. Bomba de calor.

Y con cada una de estas disposiciones se ensayaron las tres posiciones distintas de los ventiladores: mínimo, intermedio y máximo.

3.1.5 Toma de datos

A continuación, se muestran diferentes imágenes de la cámara FLIR realizando tomas de temperatura de los diferentes puntos de la instalación.



Figura 3-21 Toma de temperatura del compresor. Exceso de temperatura. En este momento es recomendable apagar la instalación.



Figura 3-22 Toma de temperatura a la salida del evaporador en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".



Figura 3-23 Toma de temperatura entre la salida de la válvula de expansión capilar, y la entrada al evaporador en el modo de trabajo "Máquina de Refrigeración"



Figura 3-24 Toma de temperatura antes de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo "Bomba de Calor".



Figura 3-25 Toma de temperatura a la salida del condensador en modo de trabajo "Bomba de Calor".

Finalizada la toma de datos, se procedió a su organización y análisis mediante la elaboración de una tabla en Excel, permitiendo un almacenamiento estructurado y ordenado de la información obtenida.

A continuación, se presentan los resultados correspondientes a ambas configuraciones, comparando el comportamiento de la válvula de expansión termostática y la válvula de expansión capilar en las distintas condiciones de trabajo.

En primer lugar, las tablas con los datos obtenidos al realizar el experimento mediante la válvula de expansión capilar.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	100	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	100	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	100	5,9	5,782	578,2

Tabla 1 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	28	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	19,5	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	30	5,9	5,782	578,2

Tabla 2 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	22	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	21	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21	5,9	5,782	578,2

Tabla 3 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	22	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	23	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21	5,9	5,782	578,2

Tabla 4 Entrada Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-40	0,5	0,49	49
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-40	0,5	0,49	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	-40	0,5	0,49	49

Tabla 5 Salida Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-30	0,5	0,49	49
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-40	0,5	0,49	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	-35	0,65	0,637	63,7

Tabla 6 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	22	0,15	0,147	14,7
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	23	0	0	0
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	0,2	0,196	19,6

Tabla 7 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	32	0,1	0,098	9,8
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	29	0	0	0
INT - INT	0	1	0	0	1	0	27	0	0	0

Tabla 8 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

A continuación, las tablas resultantes de las tomas de datos de la instalación trabajando en modo "Máquina de Refrigeración", con la válvula termostática.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	100	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	100	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	100	5,9	5,782	578,2

Tabla 9 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	28	7,5	7,35	735
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	19,5	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	30	8	7,84	784

Tabla 10 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	24	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	22	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	5,9	5,782	578,2

Tabla 11 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	24	6	5,88	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	22	6	5,88	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	5,9	5,782	578,2

Tabla 12 Entrada Válvula de expansión termostática (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-45	0,45	0,441	44,1
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-40	0,5	0,49	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	30	0,6	0,588	58,8

Tabla 13 Salida Válvula de expansión termostática (R134-A). Modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	kg/cm2	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	uds. Presión	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-45	0,45	0,441	44,1
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-40	0,5	0,49	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	-30	0,6	0,588	58,8

Tabla 14 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	22	0,3	0,294	29,4
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	23	0,34	0,3332	33,32
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	0,49	0,4802	48,02

Tabla 15 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	bar	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	32	0,1	0,098	9,8
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	29	0	0	0
INT - INT	0	1	0	0	1	0	27	0	0	0

Tabla 16 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

Bien es cierto que, en este caso, se tiene que prestar especial atención a las válvulas que se abren y cierran, puesto que el filtro de deshumidificación tiene un único sentido de trabajo, y bajo ningún concepto se puede hacer circular refrigerante en sentido contrario, ya que se produciría una avería, y la instalación en modo "Máquina de Refrigeración" quedaría prácticamente inoperativa. De este modo, las válvulas n°1, n°2, n°3, n°4 y la n°5 deben permanecer cerradas, de modo que no circula refrigerante por ninguna de las válvulas de expansión, y tampoco se introduce refrigerante en el tanque de almacenamiento. La única válvula abierta es la n°6, tras la cual se encuentra una válvula de expansión capilar. Tras ello, se cambiará el piloto de la válvula de tres vías, revirtiendo el sentido de circulación del fluido.

Una vez se configura la instalación, el procedimiento de la toma de datos es igual que el realizado anteriormente. Es importante recordar, que se mantuvo un control constante de la temperatura del compresor, que al igual que en el caso anterior, se fue elevando poco a poco, hasta que hubo que detenerlo, para su correcta refrigeración. A continuación, se pueden ver los resultados obtenidos para este caso.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	62	6	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	70	6,2	607,6
INT - INT	0	1	0	0	1	0	86	8,75	857,5

Tabla 17 Salida del compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor"

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	23	6	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	28	6	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	30	8,75	857,5

Tabla 18 Entrada condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	21	6	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	23	6	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	8,5	833

Tabla 19 Salida condensador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo “Bomba de Calor”.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	21	6	588
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	25	6	588
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23	6,2	607,6

Tabla 20 Entrada Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Bomba de Calor".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-40	0,5	49
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-25	0,5	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	-32	0,8	78,4

Tabla 21 Salida Válvula de expansión capilar (R134-A). Modo de trabajo "Bomba de Calor".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	kg/cm2	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	uds. Presión	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	-10	0,5	49
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	-25	1,2	117,6
INT - INT	0	1	0	0	1	0	-32	0,8	78,4

Tabla 22 Entrada evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo “Bomba de Calor”.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	20	0,2	19,6
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	20	0,2	19,6
INT - INT	0	1	0	0	1	0	19	0,2	19,6

Tabla 23 Salida evaporador (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo “Bomba de Calor”.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	PRESIÓN	PRESIÓN
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	kg/cm2	kPa
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	21	0,2	19,6
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	20	0,5	49
INT - INT	0	1	0	0	1	0	25	0,2	19,6

Tabla 24 Entrada compresor (R134-A). Válvula de expansión capilar, modo de trabajo “Bomba de Calor”.

3.1.6 Tablas de datos para el aire

Del mismo modo que se realizó la toma de medidas para los diferentes elementos, en el caso de aire, se realizó una toma de temperatura a la entrada y salida del evaporador y compresor en los diferentes modos de trabajo.

Máquina de Refrigeración:

En primer lugar, los valores cuando se trata de la válvula de expansión capilar.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	19,7	50,3
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	19,7	50,3
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21	44,9

Tabla 25 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	18,9	62,3
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	18	62
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	18	60

Tabla 26 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	20,3	46,5
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	20,1	48,6
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21	44,8

Tabla 27 Datos salida del condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

A continuación, los datos obtenidos con la válvula de expansión termostática.

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	24	45
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	23,8	45
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	23,9	45

Tabla 28 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	20,7	45,4
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	20,7	46,1
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	20,6	46

Tabla 29 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	28	34
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	34	29
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	31	34

Tabla 30 Datos salida del condensador. Válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración".

Bomba de Calor:

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	20,6	59
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	21,7	58
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21	57,7

Tabla 31 Datos entrada al evaporador y condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	21,4	55,7
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	21,1	57,1
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	21,5	56

Tabla 32 Datos salida del evaporador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".

	CONDENSADOR (VI)			EVAPORADOR (VD)			TEMPERATURA	HUMEDAD
	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	MAXIMO	VALOR INTERMEDIO	MÍNIMO	°C	%
MAX - MAX	1	0	0	1	0	0	21,7	54
MIN - MIN	0	0	1	0	0	1	22,1	54,3
MAX - MIN	1	0	0	0	0	1		
MIN - MAX	0	0	1	1	0	0		
INT - INT	0	1	0	0	1	0	22,2	54

Tabla 33 Datos salida del condensador. Válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor".

3.1.7 Diagrama de Mollier, y Cálculos de COP

Como ya se ha explicado anteriormente, el COP, expresa la relación entre el calor transferido y el trabajo consumido por el sistema. En refrigeración, se define como el cociente entre la energía absorbida en el evaporador y la energía suministrada al compresor, mientras que, en bombas de calor, representa la razón entre el calor entregado al medio útil y la potencia consumida.

De este modo, los valores obtenidos de los diferentes COP, se relacionan en los siguientes puntos, previo análisis de los correspondientes diagramas de Mollier. Se anotan, además, los valores de las entalpías a la entrada y a la salida del evaporador, y del condensador, dependiendo del modo de trabajo.

Máquina de refrigeración

En primer lugar, se muestran los diagramas obtenidos para la instalación trabajando a través de la válvula de expansión capilar.

1. MAX – MAX.

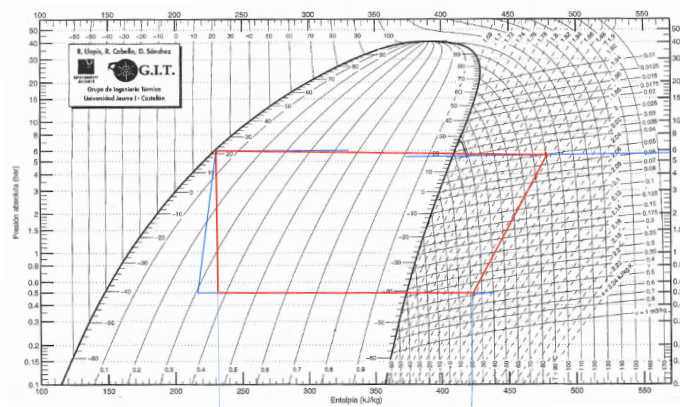


Figura 3-26 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.

$$h_1 = 236 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 422 \frac{kJ}{kg}$$

2. MIN – MIN.

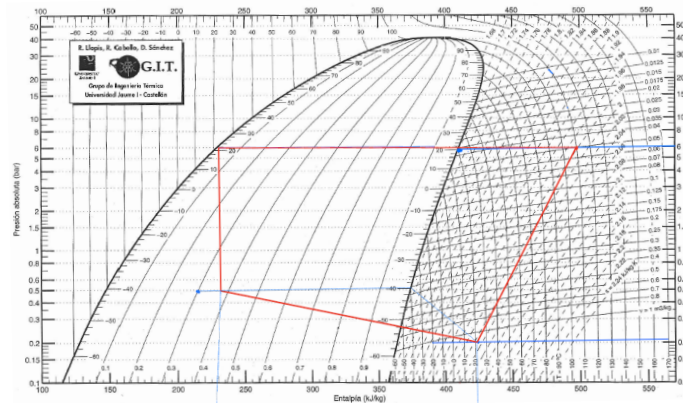


Figura 3-27 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.

$$h_1 = 230 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 424 \frac{kJ}{kg}$$

3. INT – INT.

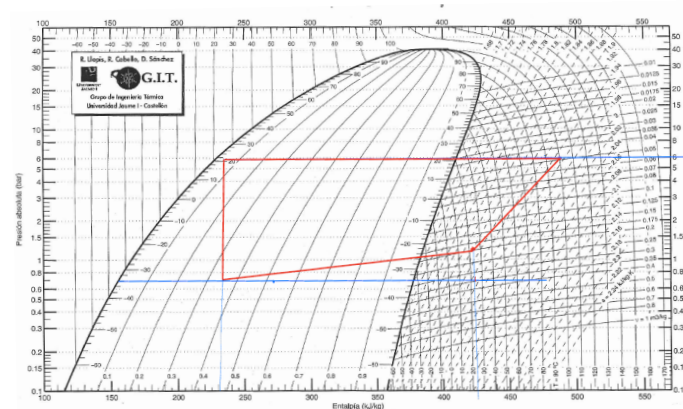


Figura 3-28 Diagrama de Mollier, válvula de expansión capilar.

$$h_1 = 231 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 435 \frac{kJ}{kg}$$

A continuación, los diagramas para la válvula de expansión termostática, en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración”

1. MAX – MAX.

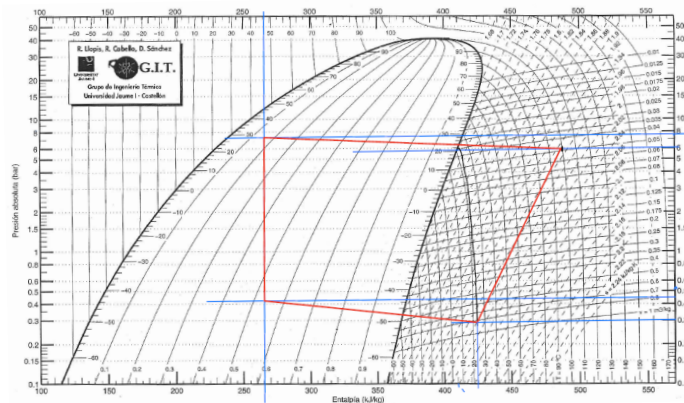


Figura 3-29 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.

$$h_1 = 265 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 425 \frac{kJ}{kg}$$

2. MIN – MIN.

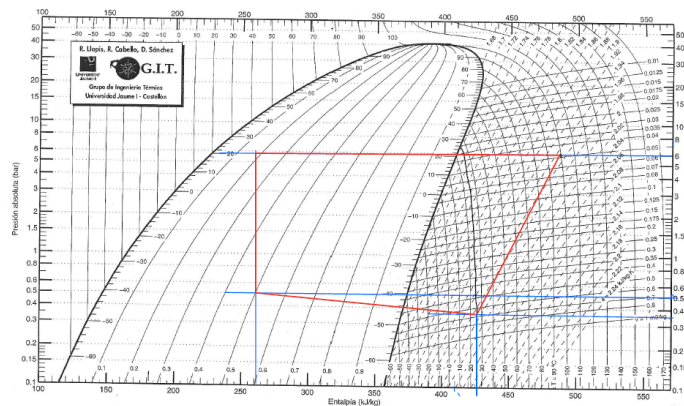


Figura 3-30 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.

$$h_1 = 261 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 426 \frac{kJ}{kg}$$

3. INT – INT.

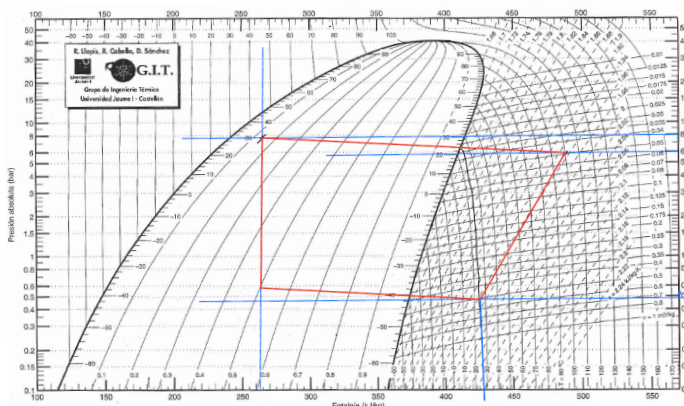


Figura 3-31 Diagrama de Mollier, válvula de expansión termostática.

$$h_1 = 262 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 427 \frac{kJ}{kg}$$

“Bomba de Calor”

1. MAX – MAX.

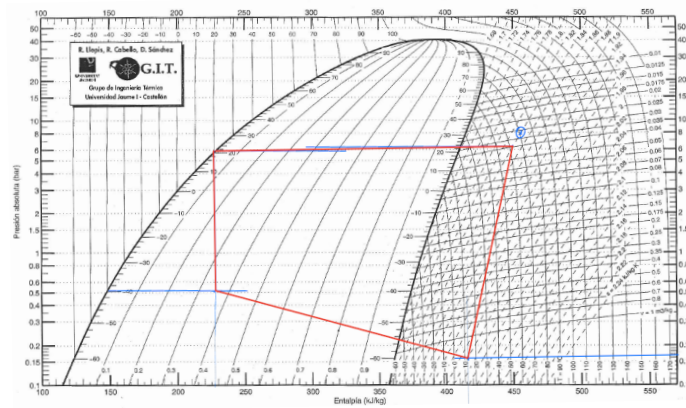


Figura 3-32 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.

$$h_1 = 265 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 424 \frac{kJ}{kg}$$

2. MIN – MIN.

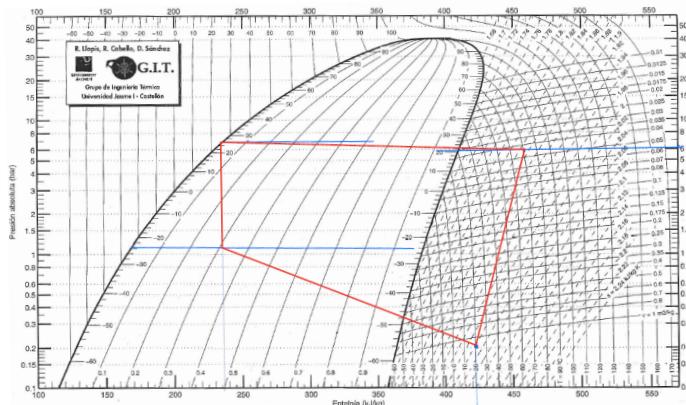


Figura 3-33 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.

$$h_1 = 261 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 426 \frac{kJ}{kg}$$

3. INT – INT.

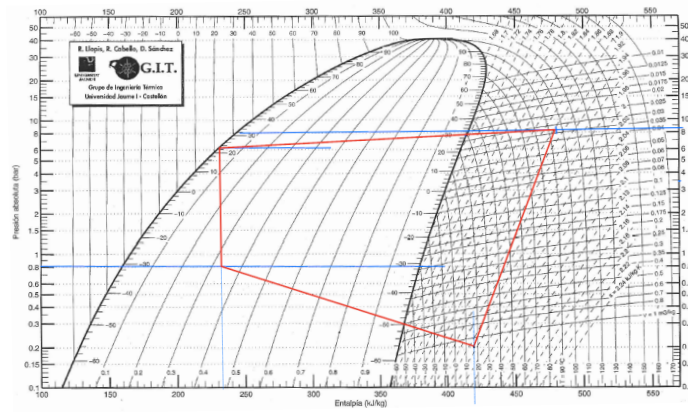


Figura 3-34 Diagrama de Mollier, Bomba de Calor.

$$h_1 = 262 \frac{kJ}{kg}; h_2 = 427 \frac{kJ}{kg}$$

4 RESULTADOS

4.1 Resultados obtenidos de los diferentes coeficientes

En base a las tablas de datos que se elaboraron en las mediciones, y a los diagramas de Mollier, lo que nos facilita el salto de entalpía en el evaporador, para la “Máquina de Refrigeración” y en el condensador, en el caso de la “Bomba de Calor”.

El caudal de refrigerante que circula a través de la instalación es de $\dot{m} = 9 \text{ [kg/minuto]}$.

Máquina de refrigeración.

Manteniendo el orden anterior, en el caso de la válvula de expansión capilar, y basándonos en las ecuaciones (1) y (2) del párrafo Rendimiento de una instalación térmica. COP;

1. MAX-MAX:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{\dot{m} \times \Delta h}{W_{\text{neto, entrada}}}$$
$$COP_R = \frac{9 \cdot (422 - 236)}{783} = 2,13$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan al máximo es de 2.13.

2. MIN-MIN:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto, entrada}}}$$
$$COP_R = \frac{9 \cdot (424 - 230)}{687} = 2,22$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan al mínimo es de 2,22.

3. INT-INT:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto, entrada}}}$$
$$COP_R = \frac{9 \cdot (435 - 231)}{751,5} = 2,44$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan en un régimen intermedio es de 2,44.

En el caso de la válvula de expansión termostática, obtenemos los siguientes resultados.

1. MAX-MAX:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_R = \frac{9 \cdot (425 - 265)}{783} = 1,84$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan al máximo es de 1,84.

2. MIN-MIN:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_R = \frac{9 \cdot (426 - 261)}{687} = 2,16$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan al mínimo es de 2,16.

3. INT-INT:

$$COP = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_R = \frac{9 \cdot (427 - 262)}{751,5} = 1,97$$

El COP de la válvula de expansión capilar en modo de trabajo “Máquina de Refrigeración” cuando los ventiladores trabajan en un régimen intermedio es de 1,97.

Bomba de calor.

Se repite el cálculo del COP, aunque en este caso, se realizará teniendo en cuenta la variación de entalpía que sufre el refrigerante en el condensador.

1. MAX-MAX:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_{HP} = \frac{9 \cdot (415 - 223)}{783} = 2,21$$

El COP de trabajo “Bomba de Calor” cuando los ventiladores trabajan al máximo es de 2,21.

2. MIN-MIN:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_{HP} = \frac{9 \cdot (422 - 236)}{687} = 2,43$$

El COP de trabajo “Bomba de Calor” cuando los ventiladores trabajan al mínimo es de 2,43.

3. INT-INT:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Energía de entrada}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{W_{\text{neto, entrada}}}$$

$$COP_{HP} = \frac{9 \cdot (420 - 239)}{751,5} = 2,16$$

El COP de trabajo “Bomba de Calor” cuando los ventiladores trabajan en un régimen intermedio es de 2,16.

3.1.7 Cálculo de la eficiencia de los Intercambiadores de calor. Método LMTD

Para la realización del cálculo de la eficiencia del intercambiador, se buscará hallar el valor de U , de manera que permita verificar la ecuación (4) explicada en el apartado Cálculo aplicado a un intercambiador de Flujo Cruzado

$$U_i = \frac{\dot{Q}}{A_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm, CF}}$$

Para ello, se hará uso de las ecuaciones de “P” y “R” y de los diagramas mostrados en la Figura A3-0-4.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado del tubo}}}{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado de la carcasa}}}$$

También se calculará el calor total y el área de intercambio, que se mantiene constante para todos los casos de estudio. Es importante reseñar que el calor específico del R134-a, es de $1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$ [1]

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{\text{fluido}}$$

$$A_i = n \cdot \pi \cdot D_i \cdot L = 48 \cdot \pi \cdot 0,008 [m] \cdot 0,4[m] = 0,4825 [m^2]$$

Máquina de refrigeración.

En el caso de la instalación trabajando en modo “Máquina de Refrigeración”, mediante la válvula de expansión capilar.

1. MAX – MAX:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -30^\circ C$, y sale a $t_2 = 22^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 19,7^\circ C$, y sale a $T_2 = 18,9^\circ C$.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{22 - (-30)}{19,7 - (-30)} = 0,96$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado del tubo}}}{[\dot{m} \cdot c_p]_{\text{lado de la carcasa}}} = \frac{19,7 - 18,9}{22 - (-30)} = 0,015$$

Valor de F a partir de la Figura A3-0-4: 1

De este modo, como se analizó previamente en el apartado *Cálculo aplicado a un intercambiador de Flujo Cruzado*, queda demostrado que el valor de F se asume 1, debido al cambio de fase que ocurre en el intercambiador.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido} \\ \dot{Q} &= 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(-30 - 22)[^\circ C]| = \mathbf{11,074 [kW]} \\ \Delta T_1 &= T_{c,e} - T_{f,s} = 19,7 - 18,9 = \mathbf{0,8 ^\circ C} \\ \Delta T_2 &= T_{c,s} - T_{f,e} = |22 - (-30)| = \mathbf{52 ^\circ C} \\ \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{0,8 - 52}{\ln \left(\frac{0,8}{52} \right)} = \mathbf{12,265 ^\circ C}\end{aligned}$$

Finalmente, despejando la ecuación (4);

$$U_i = \frac{11074 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 12,265 [^\circ C]} = \mathbf{1871,05 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]}$$

2. MIN – MIN:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -40^\circ C$, y sale a $t_2 = 23^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 19.7^\circ C$, y sale a $T_2 = 18^\circ C$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido} \\ \dot{Q} &= 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(-40 - 23)[^\circ C]| = \mathbf{13,419 [kW]} \\ \Delta T_1 &= T_{c,e} - T_{f,s} = 19,7 - 18 = \mathbf{1,7 ^\circ C} \\ \Delta T_2 &= T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - (-40)| = \mathbf{63 ^\circ C} \\ \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{1,7 - 63}{\ln \left(\frac{1,7}{63} \right)} = \mathbf{16,97 ^\circ C}\end{aligned}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{13419 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 16,97 ^\circ C} = \mathbf{1638,84 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

3. INT - INT:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -35^\circ C$, y sale a $t_2 = 23^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 21^\circ C$, y sale a $T_2 = 18^\circ C$.

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido}$$

$$\dot{Q} = 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(-35 - 23)[^\circ C]| = \mathbf{12,354 [kW]}$$

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} = 21 - 18 = \mathbf{3 ^\circ C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - (-35)| = \mathbf{58 ^\circ C}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{3 - 58}{\ln \left(\frac{3}{58} \right)} = \mathbf{18,57 ^\circ C}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{12354 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 18,57 ^\circ C} = \mathbf{1378,75 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]}$$

A continuación, los cálculos realizados para la válvula de expansión termostática:

1. MAX – MAX:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -45 ^\circ C$, y sale a $t_2 = 22 ^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 24 ^\circ C$, y sale a $T_2 = 20,7 ^\circ C$

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido}$$

$$\dot{Q} = 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(-45 - 22)[^\circ C]| = \mathbf{14,271 [kW]}$$

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} = 24 - 20,7 = \mathbf{3,3 ^\circ C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} = |22 - (-45)| = \mathbf{67 ^\circ C}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{3,3 - 67}{\ln \left(\frac{3,3}{67} \right)} = \mathbf{21,157 ^\circ C}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{14271 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 21,157 ^\circ C} = \mathbf{1397,96 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]}$$

2. MIN – MIN:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -40 ^\circ C$, y sale a $t_2 = 23 ^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 23,8 ^\circ C$, y sale a $T_2 = 20,7 ^\circ C$

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido}$$

$$\dot{Q} = 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(-40 - 23)[^\circ C]| = \mathbf{13,419 [kW]}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{c,e} - T_{f,s} = 23,8 - 20,7 = 3,1 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - (-40)| = 63 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{3,1 - 63}{\ln \left(\frac{3,1}{63} \right)} = 19,89 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{13419 \text{ [W]}}{0,4825 \text{ [m}^2\text{]} \cdot 1 \cdot 19,89 \text{ } ^\circ\text{C}} = 1398,33 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

3. INT - INT:

El refrigerante entra al evaporador a $t_1 = -30 \text{ } ^\circ\text{C}$, y sale a $t_2 = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C}$, y sale a $T_2 = 20,6 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido} \\ \dot{Q} &= 0,15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \cdot |(-30 - 23)[^\circ\text{C}]| = 11,289 \text{ [kW]} \\ \Delta T_1 &= T_{c,e} - T_{f,s} = 23,9 - 20,6 = 3,3 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - (-30)| = 53 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{3,3 - 53}{\ln \left(\frac{3,3}{53} \right)} = 17,90 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{11289 \text{ [W]}}{0,4825 \text{ [m}^2\text{]} \cdot 1 \cdot 17,90 \text{ } ^\circ\text{C}} = 1307,02 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Bomba de calor.

1. MAX – MAX:

El refrigerante entra al condensador a $t_1 = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$, y sale a $t_2 = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 20,6 \text{ } ^\circ\text{C}$, y sale a $T_2 = 21,7 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido} \\ \dot{Q} &= 0,15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \cdot |(23 - 21)[^\circ\text{C}]| = 0,426 \text{ [kW]} \\ \Delta T_1 &= T_{c,e} - T_{f,s} = 23 - 21 = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{c,s} - T_{f,e} = |21,7 - 20,6| = 1,1 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_{lm,CF} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{2 - 1,1}{\ln \left(\frac{2}{1,1} \right)} = 1,505 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{426 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 1,505 ^\circ C} = \mathbf{586,48} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

2. MIN – MIN:

El refrigerante entra al condensador a $t_1 = 28 ^\circ C$, y sale a $t_2 = 23 ^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 21,7 ^\circ C$, y sale a $T_2 = 22,1 ^\circ C$.

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido}$$

$$\dot{Q} = 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(28 - 23)[^\circ C]| = \mathbf{1,065 [kW]}$$

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} = 28 - 22,1 = \mathbf{5,9 ^\circ C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - 21,7| = \mathbf{1,3 ^\circ C}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{5,9 - 1,3}{\ln \left(\frac{5,9}{1,3} \right)} = \mathbf{3,04 ^\circ C}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{1065 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 3,04 ^\circ C} = \mathbf{726,07} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

3. INT - INT:

El refrigerante entra al condensador a $t_1 = 30 ^\circ C$, y sale a $t_2 = 23 ^\circ C$. A su vez, el aire entra a una temperatura $T_1 = 21 ^\circ C$, y sale a $T_2 = 22,2 ^\circ C$

$$\dot{Q} = [\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal})]_{fluido}$$

$$\dot{Q} = 0,15 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1,42 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot |(30 - 23)[^\circ C]| = \mathbf{1,491 [kW]}$$

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} = 30 - 22,2 = \mathbf{7,8 ^\circ C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} = |23 - 21| = \mathbf{2 ^\circ C}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{7,8 - 2}{\ln \left(\frac{7,8}{2} \right)} = \mathbf{4,26 ^\circ C}$$

Finalmente;

$$U_i = \frac{1491 [W]}{0,4825 [m^2] \cdot 1 \cdot 4,26 ^\circ C} = \mathbf{725,38} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

4.2 Rendimientos COP

Tras realizar los cálculos, y sintetizando la información obtenida;

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (COP)
MAX-MAX	2,13
MIN-MIN	2,22
INT-NT	2,44

Tabla 34 Resultados COP, válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración"

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (COP)
MAX-MAX	1,84
MIN-MIN	2,16
INT-NT	1,97

Tabla 35 Resultados COP, válvula de expansión termostática, modo de trabajo "Máquina de Refrigeración"

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (COP)
MAX-MAX	2,21
MIN-MIN	2,43
INT-NT	2,16

Tabla 36 Resultados COP, válvula de expansión capilar, modo de trabajo "Bomba de Calor"

4.2.1 Rendimientos mediante el método LMTD

A continuación, los resultados para el evaporador, en el caso del modo de trabajo "Máquina de Refrigeración" y del condensador para el caso de modo de trabajo "Bomba de Calor".

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (LMTD)
MAX-MAX	1871,05
MIN-MIN	1638,84
INT-NT	1378,75

Tabla 37 Resultados LMTD, para el evaporador, en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración", mediante la válvula de expansión capilar.

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (LMTD)
MAX-MAX	1397,96
MIN-MIN	1398,33
INT-NT	1307,02

Tabla 38 Resultados LMTD, para el evaporador, en modo de trabajo "Máquina de Refrigeración", mediante la válvula de expansión termostática.

MODO DE TRABAJO	RESULTADO (LMTD)
MAX-MAX	586,48
MIN-MIN	726,07
INT-NT	725,38

Tabla 39 Resultados LMTD, para el condensador, en modo de trabajo "Bomba de Calor", mediante la válvula de expansión capilar.

Todos los resultados que se exponen en el apartado 4.2.1 son valores de U_i cuyas unidades se expresan en $[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}]$.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones obtenidas

Los ciclos de refrigeración están presentes en multitud de aplicaciones tanto civiles como militares. La principal conclusión que se extrae del presente trabajo es cómo las condiciones operativas influyen en la eficiencia y el coeficiente de rendimiento de una instalación de refrigeración.

En primer lugar, se ha obtenido un conocimiento profundo del funcionamiento de la instalación, conociendo como se producen los diferentes procesos termodinámicos, en función de las velocidades de los ventiladores, y descubriendo que hay partes que a priori no cuentan con un estudio en profundidad y que realmente son vitales, como puede ser el caso del filtro de deshumidificación.

A continuación, se ha calculado el COP de las instalaciones. Los valores de COP obtenidos en el estudio reflejan una eficiencia aceptable dentro de los rangos esperados para sistemas de refrigeración y bombas de calor de tamaño medio. En particular, que todos los valores de COP sean superiores a 1.5 indica que, en todos los casos, la cantidad de calor transferida en el evaporador o el condensador es al menos 1.5 veces mayor que la energía eléctrica consumida por el compresor.

Para el caso de la máquina de refrigeración, se ha evidenciado que el uso de la válvula de expansión capilar proporciona una mayor eficiencia en comparación con la válvula de expansión termostática. El COP medio de 2.26 con la válvula capilar, frente a 1.99 con la termostática, sugiere que la segunda podría no estar funcionando correctamente o que su configuración no es óptima. Este aspecto resalta la importancia de un mantenimiento adecuado y de una correcta calibración de los componentes de expansión para garantizar el mejor rendimiento posible.

Además, los resultados muestran que el modo de operación con los ventiladores en mínima potencia (MIN-MIN) permite obtener los mejores valores de COP, probablemente debido a un mayor tiempo de intercambio de calor, lo que optimiza la transferencia térmica. Esta observación abre la puerta a futuros estudios que analicen de manera más exhaustiva la influencia del caudal de aire en la eficiencia del sistema y la posibilidad de definir estrategias de control óptimas para maximizar el rendimiento energético.

En el caso de la bomba de calor, se observa un rendimiento aún más eficiente, con un COP medio superior a 2, lo que sugiere que el sistema es capaz de entregar más del doble de energía térmica en el condensador en comparación con la energía eléctrica consumida por el compresor. Al igual que en el sistema de refrigeración, el mejor desempeño se obtuvo en la configuración MIN-MIN, lo que refuerza la hipótesis de que una velocidad baja de los ventiladores favorece la eficiencia del ciclo térmico.

En general, el hecho de que todos los valores de COP superen 1.5 confirma que la instalación es funcional y eficiente dentro de los estándares esperados, aunque existen márgenes de mejora. Aspectos como la optimización del control de la válvula de expansión termostática, el mantenimiento del sistema para evitar posibles pérdidas energéticas y la exploración de otras configuraciones de ventilación y flujo de refrigerante podrían ser líneas de trabajo futuras para aumentar aún más la eficiencia del sistema.

Seguidamente, se ha complementado con el cálculo del rendimiento de los intercambiadores. Previo al análisis de los resultados y conclusiones, es conveniente recordar los valores óptimos presentados en el apartado 2.6.4.

A partir de dichos resultados, se concluye que los valores obtenidos en el evaporador cuando la instalación opera en modo "Máquina de Refrigeración" son significativamente más favorables en comparación con los registrados en el condensador cuando el sistema funciona en modo "Bomba de Calor".

El análisis comparativo entre las dos válvulas de expansión evidencia que el rendimiento del evaporador es similar independientemente de la válvula utilizada. Sin embargo, destaca la diferencia notable entre los coeficientes de transferencia de calor obtenidos en el evaporador (alrededor de $1500 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$) y los valores alcanzados en el condensador cuando se revierte el ciclo (en torno a $650 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ de media).

Esta diferencia se debe principalmente a que, al invertir el sentido de circulación del refrigerante, la válvula de expansión capilar utilizada es considerablemente más pequeña, lo que afecta el proceso de expansión en el modo "Bomba de Calor". Además, en este modo de operación, el refrigerante no pasa por ningún filtro deshidratador, lo que puede provocar la acumulación de humedad en el circuito. Como consecuencia, se ha observado que la tubería del condensador tiende a congelarse en cualquiera de las configuraciones del ventilador, lo cual puede atribuirse a la presencia de agua en el sistema, y a unas pérdidas térmicas del sistema considerables, debido a que en general el aislamiento térmico es bastante pobre.

Por estas razones, si se desea realizar prácticas experimentales para estudiar el comportamiento de la instalación, se recomienda prioritariamente hacerlo en modo "Máquina de Refrigeración", dado que este régimen de trabajo ofrece mayor estabilidad y mejores condiciones para el análisis de rendimiento térmico.

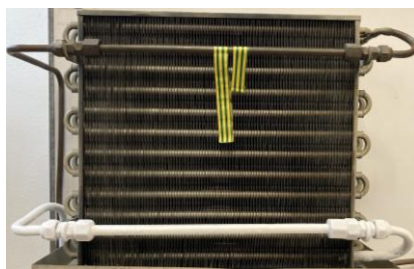


Figura 5-1 Tubería del condensador congelada.

5.2 Líneas futuras

En lo que al futuro respecta a la instalación, se puede afirmar que la instalación está en condiciones para ser empleada en la docencia académica de las futuras promociones en la asignatura de "Ingeniería Térmica", así como en futuros proyectos de estudio de termodinámicos, ya sea referido a refrigerantes, modos de empleo, mejoras en lo que a válvulas respecta.

A mayores, se recomienda realizar una revisión en profundidad de la instalación, y las reparaciones oportunas de las diferentes válvulas, especialmente de la válvula de servicio del tanque de

almacenamiento, así como del aislamiento térmico del que la instalación prácticamente carece. Para alargar su uso lo máximo posible, y su efectividad, sería notable que se realizaran revisiones periódicas, para garantizar que se mantienen las buenas condiciones y que el uso que se hace de ella es adecuado.

Este TFG, puede ser profundizado en el futuro analizando cómo mejorar la eficiencia del condensador, buscando alternativas a la válvula de expansión, así como una reforma que permite introducir un filtro de deshumidificación. A mayores, se puede realizar un estudio en profundidad del sobrecalentamiento y del subenfriamiento, que se producen en el evaporador y el condensador, buscando mejorar las capacidades de la instalación, así como reducir el riesgo de posibles averías que puedan ocurrir en el compresor, como consecuencia de estos fenómenos. Además, se puede investigar el rendimiento de otros refrigerantes más modernos, que sean más sostenibles y menos nocivos para el entorno medioambiental.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Y. Çengel, M. Boles, K. Mehmet, y S. Jico, *Termodinámica*, Novena. Mc Graw Hill.
- [2] J. R. Haro Ortuño, «Estudio De Fluidos Fluorados De Bajo Potencial De Calentamiento Atmosférico Para Aplicaciones De Baja Temperatura en Refrigeración Comercial». Accedido: 16 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/74785246/Estudio_De_Fluidos_Fluorados_De_Bajo_Potencial_De_Calentamiento_Atmosf%C3%A9rico_Para_Aplicaciones_De_Baja_Temperatura_en_Refrigeraci%C3%B3n_Comercial?nav_from=12a5df6f-c29b-40e3-975a-8bc9842641f6
- [3] «B4.3 Intercambiadores de Calor_Yunus Çengel (1)».
- [4] C. R. Mandujano y F. E. Coda, «Evaluación, Optimización y Simulación de un Ciclo de refrigeración con Torre de Enfriamiento».
- [5] Á. J. Álvaro y J. F. Sánchez, «Estudio y Optimización de una Máquina Frigorífica».
- [6] «CICLOS DE REFRIGERACION».
- [7] «> Termostato para refrigeración ¿Cómo funciona? - Freeo». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://freeo.com.mx/termostato-para-refrigeracion/>
- [8] «ESPECIALIDAD ARMADA: Energía y Propulsión (EPM) - Davinci». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://tropaymarineria.es/especialidad-armada-energia-y-propulsion-epm/>
- [9] «Armada - Ministerio de Defensa - Gobierno de España». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://armada.defensa.gob.es/ArmadaPortal/page/Portal/ArmadaEspannola/iniciohome/prefLang-es>
- [10] «Válvula De Expansión Termostática. Qué Es, Para Qué Sirve, Funcionamiento, Partes, Tipos». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.refri-climas.com/valvula-de-expansion-termostatica/?utm_source=chatgpt.com
- [11] «Válvula de Expansión | Tipos y Su Papel en los Sistemas HVAC». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.thermal-engineering.org/es/valvula-de-expansion-tipos-y-su-papel-en-los-sistemas-hvac/?utm_source=chatgpt.com
- [12] «¿Cómo funciona una bomba de calor? - SEIT Instalaciones». Accedido: 15 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://seit-instalaciones.com/como-funciona-una-bomba-de-calor/>
- [13] Ó. E. Villamil Salcedo, «Estudio y aplicación de ciclos de refrigeración -Refrigerantes alternativos». Accedido: 16 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/57574783/Estudio_y_aplicaci%C3%B3n_de_ciclos_de_refrigeraci%C3%B3n_Refrigerantes_alternativos?nav_from=fd3797bf-4f5c-41ea-bd51-e5ea166e772a

- [14] A. Mota-Babiloni, B. Peris Pérez, F. Molés Ribera, Á. Barragán Cervera, y J. M. Belman Flores, «Capacidad frigorífica de alternativas al R134a en una instalación experimental». Accedido: 16 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/23746894/Capacidad_frigor%C3%ADfica_de_alternativas_al_R134a_en_una_instalaci%C3%B3n_experimental?nav_from=e62e76ad-9ee7-4b7a-b806-ea30b841ec6b
- [15] F. Ruiz, «Termodinámica (Çengel) TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI) TABLA A-11». Accedido: 17 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/22233181/TABLAS_DE_PROPIEDADES_FIGURAS_Y_DIAGRAMAS_UNIDADES_SI_TABLA_A_11
- [16] Secretaria del Ozono y ONU, «Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono». 2019. [En línea]. Disponible en: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://ozone.unep.org/sites/default/files/2019-06/MP-Handbook-2019-Spanish.pdf>
- [17] «Protocolo de Montreal». Accedido: 17 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.maresengenharia.com/post/2018/04/17/protocolo-de-montreal>
- [18] R. Mollier, «History – Mollier». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://mollier.nl/about-mollier/history/?utm_source=chatgpt.com
- [19] R. Mollier, «Richard Mollier - Wikiwand». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.wikiwand.com/es/articles/Richard_Mollier?utm_source=chatgpt.com
- [20] F. Suñer y T. Morell, «Aplicación de la diferencia de temperatura media logarítmica a los intercambiadores de calor».
- [21] «Diferencia de temperatura media logarítmica _ AcademiaLab». Accedido: 14 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://academia-lab.com/enciclopedia/diferencia-de-temperatura-media-logaritmica/>
- [22] «App testo Smart. Una app para todas las aplicaciones. | Instrumentos Testo S.A.», Testo. Accedido: 15 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.testo.com/es-ES/productos/smart-app>
- [23] «Termohigrómetro con manejo mediante app testo 605i». Accedido: 15 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.testo.com/es-ES/termohigrometro-testo-605i/p/0560-2605-02>
- [24] «Cámara termográfica FLIR TG165 - ToolBoom», toolboomcom. Accedido: 17 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://toolboom.com/es/thermal-imaging-camera-flir-tg165/>
- [25] Á. Barragán Cervera, «Estudio del fluido r1234yf como sustituto directo de bajo potencial de calentamiento global al r134a. Análisis teórico y evaluación experimental. Universidad Jaume I de Castellón». Accedido: 16 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/99869953/Estudio_del_fluido_r1234yf_como_sustituto_directo_de_bajo_potencial_de_calentamiento_global_al_r134a_An%C3%A1lisis_te%C3%B3rico_y_evaluaci%C3%B3n_experimental?nav_from=461d5e6b-0291-4b1e-80ff-b9c996e9b08c
- [26] Ruiz, «TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI) TABLA A-11». Accedido: 18 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/22233181/TABLAS_DE_PROPIEDADES_FIGURAS_Y_DIAGRAMAS_UNIDADES_SI_TABLA_A_11

ANEXO I: IMPLICACIONES SOCIALES, Y/O ECONÓMICAS, Y/O AMBIENTALES

El presente Trabajo de Fin de Grado ha permitido analizar el comportamiento de una instalación térmica reversible, evaluando su eficiencia en modo refrigeración y bomba de calor. No obstante, más allá del análisis técnico y de rendimiento, es fundamental reflexionar sobre las implicaciones medioambientales, sociales y económicas que derivan del estudio, especialmente en lo que respecta al uso del refrigerante R-134a y la viabilidad futura de la instalación en la formación de los futuros oficiales de la Armada Española.

Desde una perspectiva medioambiental, el R-134a, empleado en la instalación, es un refrigerante altamente contaminante. A pesar de que su uso sigue siendo común en aplicaciones de refrigeración y climatización, las normativas ambientales internacionales, como el Protocolo de Montreal y la Enmienda de Kigali, han impulsado la búsqueda de alternativas más sostenibles. En este sentido, un objetivo prioritario a futuro sería la sustitución del R-134a por un refrigerante con menor impacto ambiental, manteniendo la eficiencia del sistema y asegurando la compatibilidad con la instalación. Opciones como el R-513A, R-1234yf [25] o incluso refrigerantes naturales como el R-290 (propano) presentan ventajas en términos de sostenibilidad y menor huella ecológica. [13]

Desde el punto de vista social y académico, la instalación utilizada en este trabajo se encuentra en condiciones óptimas para su uso en docencia con futuras promociones de oficiales de la Escuela Naval Militar, lo que representa una herramienta didáctica de gran valor. La formación en termodinámica aplicada a máquinas de refrigeración y bombas de calor es esencial para la operatividad y mantenimiento de los sistemas térmicos en buques y bases de la Armada Española. El conocimiento adquirido en el uso y optimización de estos sistemas contribuirá a mejorar la preparación técnico-científica de los alumnos, proporcionándoles una comprensión más profunda sobre la eficiencia energética y la sostenibilidad en el ámbito naval.

Desde una perspectiva económica, la sustitución del R-134a por un refrigerante alternativo implica evaluar su disponibilidad y coste, ya que algunos sustitutos pueden representar una inversión inicial mayor. No obstante, dado que las regulaciones ambientales se encuentran restringiendo de manera progresiva el uso del R-134a, anticiparse a esta transición resultaría una medida rentable a largo plazo. Además, la instalación presenta una fuga localizada en la válvula de servicio (ya mencionada previamente) del tanque de almacenamiento, cuya reparación no implica un coste elevado, lo que permite asumir la inversión para garantizar la plena operatividad del sistema sin comprometer el presupuesto destinado a su mantenimiento [25].

En conclusión, este trabajo no solo ha permitido evaluar el rendimiento térmico y técnico de la instalación, sino que también ha abierto la puerta a futuras mejoras en términos de sostenibilidad, formación académica y viabilidad económica. La transición hacia refrigerantes más ecológicos, junto con la continuidad del uso de la instalación en la formación de oficiales, representa una oportunidad clave para fortalecer el compromiso de la Armada Española con la eficiencia energética y el respeto al medio ambiente.

ANEXO II: REFLEXIONES ÉTICAS Y SOCIALES

En cumplimiento del Sello Internacional de Calidad EUR-ACE y con el fin de trabajar el sub-resultado de aprendizaje 6.1. “*Capacidad de recoger e interpretar datos y manejar conceptos complejos dentro de su especialidad, para emitir juicios que impliquen reflexión sobre temas éticos y sociales*”, se exponen las siguientes reflexiones.

El Trabajo de Fin de Grado que hemos llevado a cabo no solo tiene una dimensión técnica, sino también una profunda relevancia ética y social. En primer lugar, la investigación realizada sobre la eficiencia y el impacto medioambiental de los ciclos termodinámicos nos confronta con la responsabilidad de promover soluciones sostenibles en el uso de la energía. La instalación empleada, que utiliza R-134a, plantea la necesidad de avanzar hacia refrigerantes con menor potencial de calentamiento global, alineándose con los valores de la ingeniería responsable y el compromiso ambiental.

En el ámbito social, la formación técnica que reciben los futuros oficiales de la Armada Española y los estudiantes de ingeniería resulta clave para la optimización del consumo energético y la reducción de la huella ecológica. Al desarrollar e implementar sistemas térmicos más eficientes, no solo se mejoran las capacidades operativas y se abaratan costes, sino que también se contribuye al bienestar colectivo al reducir el impacto sobre los recursos naturales.

Desde una perspectiva ética, este trabajo refuerza la importancia de la transparencia y el rigor en la aplicación de conocimientos científicos y en el uso de herramientas tecnológicas, como la inteligencia artificial generativa, que ha servido de apoyo en la redacción y organización de la información. El empleo de estas técnicas se ha realizado con un enfoque didáctico y respetando el papel central del análisis humano y la interpretación crítica de los resultados.

En definitiva, la labor desarrollada en este proyecto refleja un compromiso con la innovación y la excelencia técnica, pero también con la sostenibilidad y la responsabilidad social. El trabajo no solo ofrece soluciones inmediatas para la optimización de la instalación térmica, sino que impulsa la reflexión sobre el uso consciente y ético de los recursos y las tecnologías al servicio de la sociedad.

ANEXO III: TABLAS Y DIAGRAMAS EMPLEADOS.

En este anexo se presentan las diferentes tablas y gráficos empleados, organizados de manera estructurada para facilitar su interpretación. Estos recursos han permitido obtener valores de propiedades específicas de los refrigerantes, coeficientes de transferencia de calor, y demás variables necesarias en el análisis de la instalación térmica.

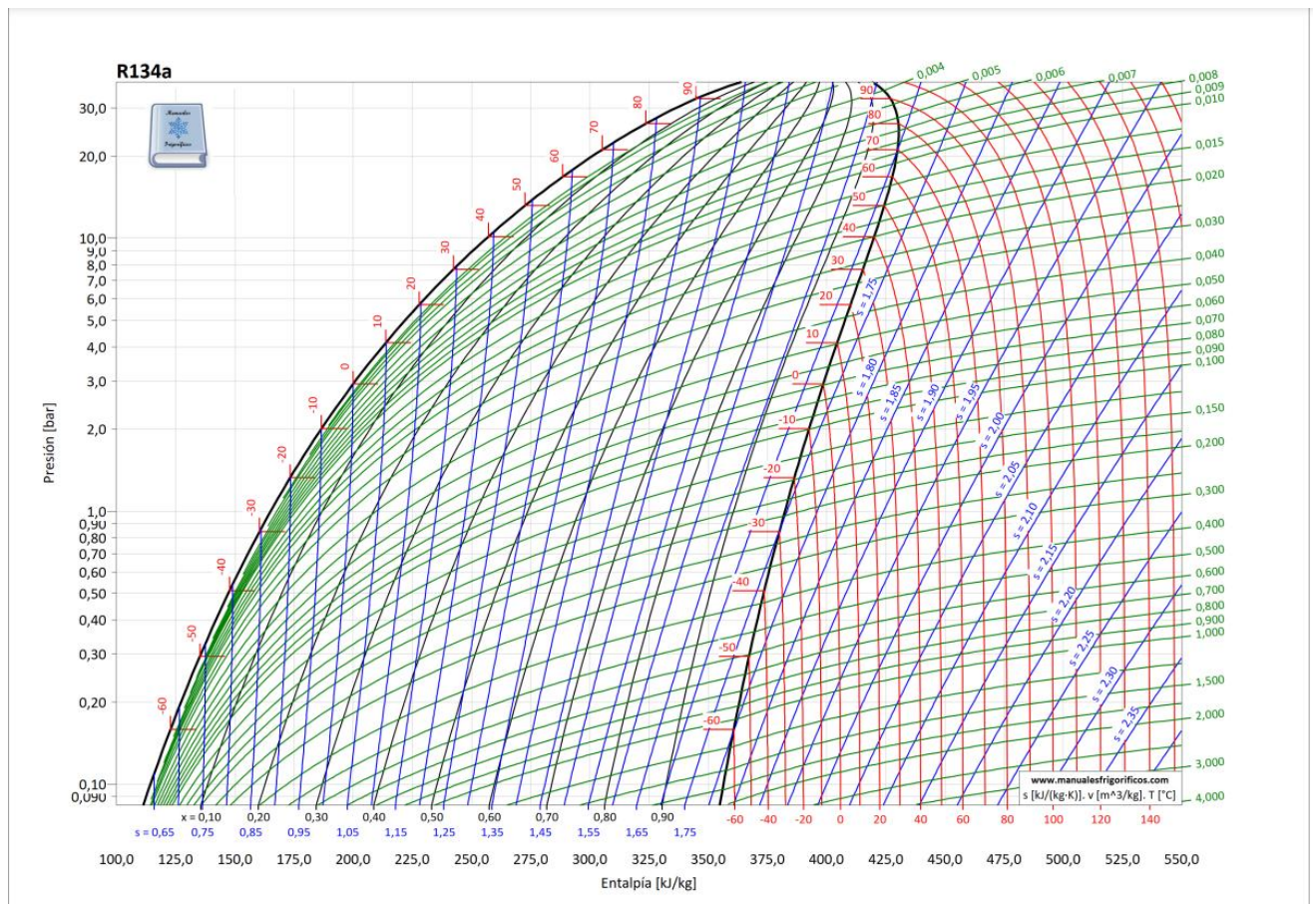


Figura A3-0-1 Diagrama de Mollier, empleado en el trabajo [19].

926
TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
-38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
-36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
-34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
-32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
-30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
-28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
-26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
-24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
-22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	237.17	0.09441	0.85307	0.94748
-20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
-18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
-16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
-14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
-12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
-10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
-8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
-6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
-4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
-2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura (conclusión)

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

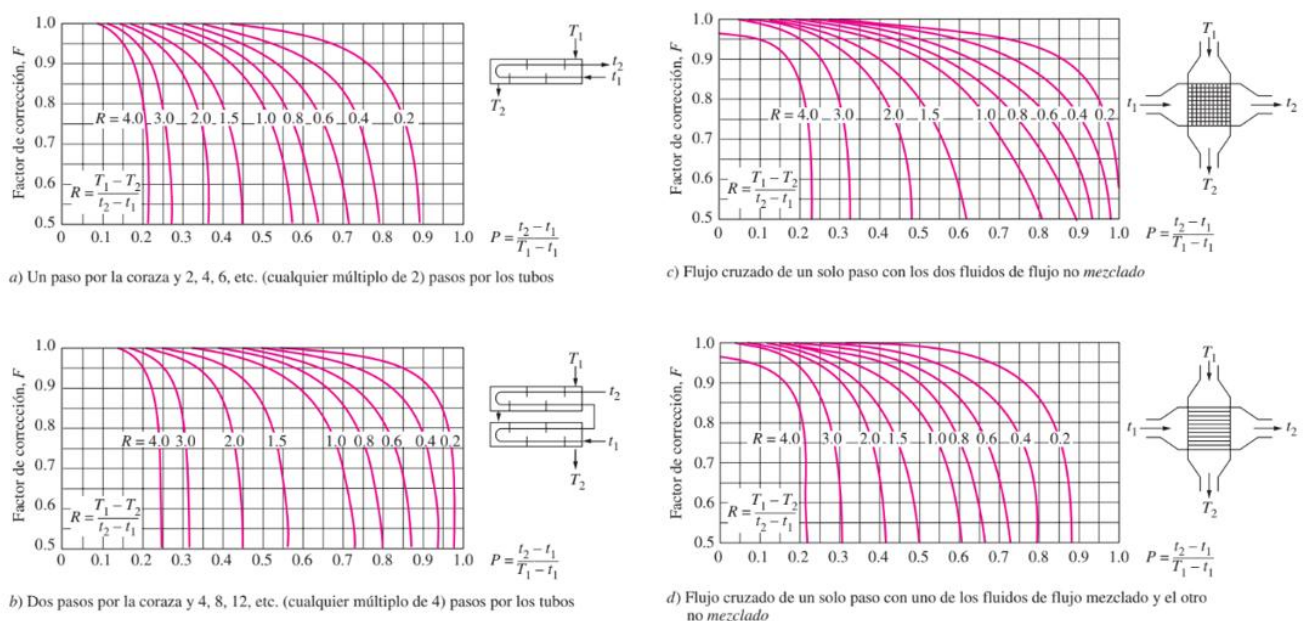
Fuente: Las tablas A-11 a A-13 se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la R134a, la cual está basada en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", J. Phys. Chem. Ref. Data, vol. 23, núm. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a -40°C (y -40°F).

Figura A3-0-2 Tablas de datos termodinámicos del Refrigerante R134-A en base a la temperatura. [1] [26]

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
60	-36.95	0.0007098	0.31121	3.798	205.32	209.12	3.841	223.95	227.79	0.01634	0.94807	0.96441
70	-33.87	0.0007144	0.26929	7.680	203.20	210.88	7.730	222.00	229.73	0.03267	0.92775	0.96042
80	-31.13	0.0007185	0.23753	11.15	201.30	212.46	11.21	220.25	231.46	0.04711	0.90999	0.95710
90	-28.65	0.0007223	0.21263	14.31	199.57	213.88	14.37	218.65	233.02	0.06008	0.89419	0.95427
100	-26.37	0.0007259	0.19254	17.21	197.98	215.19	17.28	217.16	234.44	0.07188	0.87995	0.95183
120	-22.32	0.0007324	0.16212	22.40	195.11	217.51	22.49	214.48	236.97	0.09275	0.85503	0.94779
140	-18.77	0.0007383	0.14014	26.98	192.57	219.54	27.08	212.08	239.16	0.11087	0.83368	0.94456
160	-15.60	0.0007437	0.12348	31.09	190.27	221.35	31.21	209.90	241.11	0.12693	0.81496	0.94190
180	-12.73	0.0007487	0.11041	34.83	188.16	222.99	34.97	207.90	242.86	0.14139	0.79826	0.93965
200	-10.09	0.0007533	0.099867	38.28	186.21	224.48	38.43	206.03	244.46	0.15457	0.78316	0.93773
240	-5.38	0.0007620	0.083897	44.48	182.67	227.14	44.66	202.62	247.28	0.17794	0.75664	0.93458
280	-1.25	0.0007699	0.072352	49.97	179.50	229.46	50.18	199.54	249.72	0.19829	0.73381	0.93210
320	2.46	0.0007772	0.063604	54.92	176.61	231.52	55.16	196.71	251.88	0.21637	0.71369	0.93006
360	5.82	0.0007841	0.056738	59.44	173.94	233.38	59.72	194.08	253.81	0.23270	0.69566	0.92836
400	8.91	0.0007907	0.051201	63.62	171.45	235.07	63.94	191.62	255.55	0.24761	0.67929	0.92691
450	12.46	0.0007985	0.045619	68.45	168.54	237.00	68.81	188.71	257.53	0.26465	0.66069	0.92535
500	15.71	0.0008059	0.041118	72.93	165.82	238.75	73.33	185.98	259.30	0.28023	0.64377	0.92400
550	18.73	0.0008130	0.037408	77.10	163.25	240.35	77.54	183.38	260.92	0.29461	0.62821	0.92282
600	21.55	0.0008199	0.034295	81.02	160.81	241.83	81.51	180.90	262.40	0.30799	0.61378	0.92177
650	24.20	0.0008266	0.031646	84.72	158.48	243.20	85.26	178.51	263.77	0.32051	0.60030	0.92081
700	26.69	0.0008331	0.029361	88.24	156.24	244.48	88.82	176.21	265.03	0.33230	0.58763	0.91994
750	29.06	0.0008395	0.027371	91.59	154.08	245.67	92.22	173.98	266.20	0.34345	0.57567	0.91912
800	31.31	0.0008458	0.025621	94.79	152.00	246.79	95.47	171.82	267.29	0.35404	0.56431	0.91835
850	33.45	0.0008520	0.024069	97.87	149.98	247.85	98.60	169.71	268.31	0.36413	0.55349	0.91762
900	35.51	0.0008580	0.022683	100.83	148.01	248.85	101.61	167.66	269.26	0.37377	0.54315	0.91692
950	37.48	0.0008641	0.021438	103.69	146.10	249.79	104.51	165.64	270.15	0.38301	0.53323	0.91624
1000	39.37	0.0008700	0.020313	106.45	144.23	250.68	107.32	163.67	270.99	0.39189	0.52368	0.91558
1200	46.29	0.0008934	0.016715	116.70	137.11	253.81	117.77	156.10	273.87	0.42441	0.48863	0.91303
1400	52.40	0.0009166	0.014107	125.94	130.43	256.37	127.22	148.90	276.12	0.45315	0.45734	0.91050
1600	57.88	0.0009400	0.012123	134.43	124.04	258.47	135.93	141.93	277.86	0.47911	0.42873	0.90784
1800	62.87	0.0009639	0.010559	142.33	117.83	260.17	144.07	135.11	279.17	0.50294	0.40204	0.90498
2000	67.45	0.0009886	0.009288	149.78	111.73	261.51	151.76	128.33	280.09	0.52509	0.37675	0.90184
2500	77.54	0.0010566	0.006936	166.99	96.47	263.45	169.63	111.16	280.79	0.57531	0.31695	0.89226
3000	86.16	0.0011406	0.005275	183.04	80.22	263.26	186.46	92.63	279.09	0.62118	0.25776	0.87894

Figura A3-0-3 Tabla de datos termodinámicos del Refrigerante R134-A en base a la presión.[1]

Figura A3-0-4 Diagramas para el cálculo de F [3].

ANEXO IV: DECLARACIÓN DE USO DE INTELIGENCIA ARTIFICIAL.

En la elaboración del presente Trabajo de Fin de Grado, se ha hecho uso de herramientas de Inteligencia Artificial Generativa con el propósito de mejorar la redacción, coherencia y precisión del lenguaje empleado en la documentación. En particular, la IA ha sido utilizada para reforzar la expresión escrita, elevar el registro del lenguaje técnico y garantizar la claridad en la exposición de conceptos complejos relacionados con la termodinámica y los ciclos de refrigeración.

Además, la inteligencia artificial ha contribuido a la eficacia en la búsqueda y selección de información, facilitando la filtración y análisis de referencias bibliográficas relevantes para este estudio. Esta capacidad ha permitido una mejor organización de los contenidos y un enfoque más riguroso en el respaldo teórico del trabajo.

Es importante recalcar que el uso de IA en este trabajo ha tenido un fin estrictamente didáctico y académico, promoviendo el aprendizaje y el desarrollo de competencias en la utilización de herramientas tecnológicas avanzadas. La inteligencia artificial se ha integrado como un recurso de apoyo en la optimización del proceso de redacción y análisis de información, sin reemplazar en ningún momento el razonamiento crítico, la interpretación de los resultados ni las conclusiones obtenidas.



Figura A4-0-1 Inteligencia Artificial, uso de manera responsable.