

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales
Mención Energética

Análisis experimental de una máquina frigorífica mediante CO₂ operando a diferentes temperaturas de consigna. Análisis de las pérdidas por transmisión en la cámara frigorífica. Calibración y validación de la zona de media y alta presión del ciclo frigorífico

Autor: Rafael Jesús Romero Mena

Tutor: Jose Manuel Salmerón Lissén

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

**Análisis experimental de una máquina frigorífica
mediante CO₂ operando a diferentes temperaturas
de consigna. Análisis de las pérdidas por
transmisión en la cámara frigorífica. Calibración y
validación de la zona de media y alta presión del
ciclo frigorífico**

Autor:

Rafael Jesús Romero Mena

Tutor:

Jose Manuel Salmerón Lissén

Profesor titular de universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022

Trabajo Fin de Grado: Análisis experimental de una máquina frigorífica mediante CO2 operando a diferentes temperaturas de consigna. Análisis de las pérdidas por transmisión en la cámara frigorífica. Calibración y validación de la zona de media y alta presión del ciclo frigorífico

Autor: Rafael Jesús Romero Mena

Tutor: Jose Manuel Salmerón Lissén

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer tanto a mi tutor Jose Manuel Salmerón Lissén como a Bernardo Perís Pérez por ayudarme y orientarme en la realización del presente documento. Agradecer también a Manuel Delgado, por darnos la oportunidad de trabajar con las cámaras frigoríficas que se encuentran en el instituto donde trabaja y por sus indicaciones a la hora de trabajar con ellas, y a mi compañera Sofía Birman por toda su cooperación.

Por último y no menos importante, agradecer a mi familia, a mis amigos y a todas mis personas queridas en general, no sólo durante este trabajo, durante todos estos años.

Rafael Jesús Romero Mena

Sevilla, 2022

El objetivo de este trabajo es el análisis experimental de una máquina frigorífica con CO₂ (R744) como refrigerante. La reinención del R744 en el sector de la refrigeración se debe principalmente a su bajo impacto medioambiental. Se trata de un refrigerante no tóxico, no inflamable, con ODP nulo y GWP de valor unidad. Además, es inodoro, no corrosivo, abundante, recuperable, fácil de conseguir y de bajo coste. El CO₂ posee unas características termodinámicas que permiten el uso de equipos compactos en el ciclo frigorífico. El ciclo frigorífico, basado en una máquina real concreta, está compuesto por un compresor de dos etapas, un evaporador, un gas cooler, un tanque flash y diversas válvulas. El comportamiento de dicho ciclo, que puede ser tanto subcrítico como transcrito, se describe a través de un modelo teórico realizado a partir de los conocimientos actuales de esta tecnología, que permite comparar los resultados teóricos con los reales, teniendo en cuenta que se trata de una tecnología en desarrollo. De esta manera, mediante la obtención de datos experimentales registrados en la plataforma kikonex, se valida tanto el consumo eléctrico del compresor como la potencia cedida por el gas cooler. Para ello, se realizan una serie de ensayos a diferentes temperaturas de consigna del interior de las cámaras frigoríficas y diferentes valores de cargas térmicas, simuladas por unas resistencias. Por último, se utilizan estos ensayos para analizar experimentalmente las pérdidas térmicas por transmisión a través de las paredes de las cámaras frigoríficas.

Abstract

The objective of this work is the experimental analysis of a refrigeration machine with CO₂ (R744) as refrigerant. The reinvention of R744 in the refrigeration sector is mainly due to its low environmental impact. It is a non-toxic, non-flammable refrigerant with zero ODP and GWP equal to one. It is also odorless, non-corrosive, abundant, recoverable, easy to obtain and low cost. CO₂ has thermodynamic characteristics that allow the use of compact equipment in the refrigeration cycle. The refrigeration cycle, based on a real machine, consists of a two-stage compressor, an evaporator, a gas cooler, a flash tank and several valves. The behavior of this cycle, which can be either subcritical or transcritical, is described by a theoretical model based on the current knowledge of this technology, which allows comparing the theoretical results with the real ones, taking into account that it is a developing technology. In this way, by obtaining experimental data recorded in the kikonex platform, the electrical consumption of the compressor and the power of the gas cooler are validated. For this purpose, tests are carried out with different setpoint temperatures inside the cold rooms and different thermal load values, simulated by resistors. Finally, these tests are used to analyze the thermal losses by transmission through the walls of the cold rooms.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
Notación	xxi
1 Introducción	1
2 Historia de los Refrigerantes. Reinención del CO2-R744. Propiedades y Aplicaciones del R744	4
2.1 <i>Historia de los refrigerantes. Reinención del CO2-R744</i>	4
2.2 <i>Propiedades y aplicaciones del R744</i>	8
3 Instalación Frigorífica, Componentes del Ciclo de Refrigeración y Descripción del Modelo Teórico	12
3.1 <i>Instalación frigorífica</i>	12
3.2 <i>Ciclo de refrigeración y sus componentes</i>	13
3.2.1 <i>Modos de funcionamiento, ventajas del ciclo frigorífico sobre el circuito simple y posibles mejoras</i>	14
3.3 <i>Descripción del modelo teórico</i>	17
4 Análisis del Compresor del Ciclo Frigorífico. Validación del Consumo Eléctrico del Compresor	21
4.1 <i>Análisis del compresor del ciclo frigorífico</i>	21
4.2 <i>Validación del consumo eléctrico del compresor</i>	25
5 Análisis del Gas Cooler del Ciclo Frigorífico. Validación de la Potencia del Gas Cooler	28
5.1 <i>Análisis del gas cooler del ciclo frigorífico</i>	28
5.2 <i>Validación de la potencia del gas cooler</i>	30
6 Análisis Experimental de las Pérdidas por Transmisión	33
6.1 <i>Dimensiones, normativa y método de cálculo</i>	33
6.2 <i>Análisis experimental de las pérdidas por transmisión</i>	35
7 Bibliografía	42
Anexo A: Seguridad de los Refrigerantes	45
Anexo B: Modelo Teórico	47
Anexo C: Correlación Convección Forzada, Flujo Externo Perpendicular, Banco de Tubos	57
Anexo D: Cálculo de la Transmitancia Térmica de Paneles Sándwich	59

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Prohibiciones de comercialización por el Reglamento UE nº 517/2014.	5
Tabla 2. Seguridad e índices mediambientales de los diferentes refrigerantes:	7
Tabla 3. Dimensiones interiores de las cámaras frigoríficas	33
Tabla 4. Distribución del área total de las cámaras frigoríficas	33
Tabla 5. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 5°C.	36
Tabla 6. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 0°C.	37
Tabla 7. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET -5°C.	39
Tabla 8. Pérdidas por transmisión máximas.	39
Tabla 9. Grupos de seguridad de los refrigerantes.	45

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Progresión del uso de los refrigerantes.	6
Figura 2. Diagrama presión-entalpía del CO ₂ .	8
Figura 3. Diagrama de fases del CO ₂ .	9
Figura 4. Presión de trabajo y capacidad de refrigeración del CO ₂ comparada con otros refrigerantes.	9
Figura 5. Instalación frigorífica.	12
Figura 6. Elementos de la instalación frigorífica.	12
Figura 7. Esquema frigorífico con la instrumentación.	13
Figura 8. Ciclo frigorífico.	13
Figura 9. Ciclo transcrito simple.	15
Figura 10. Diagrama p-h del ciclo frigorífico.	15
Figura 11. Eyector.	16
Figura 12. Gas cooler adiabático.	16
Figura 13. Calibración del rendimiento volumétrico.	17
Figura 14. Calibración del rendimiento isentrópico.	18
Figura 15. Compresor rotativo hermético.	21
Figura 16. Lógica de funcionamiento del compresor	21
Figura 17. Evolución de las temperaturas de las cámaras y del consumo del compresor con SET = 0°C.	22
Figura 18. Evolución del consumo eléctrico y de las presiones de evaporación y condensación.	23
Figura 19. Evolución del consumo eléctrico y de la relación de compresión del compresor.	23
Figura 20. Evolución del consumo eléctrico del compresor al variar la carga térmica con SET 0°C.	24
Figura 21. Evolución del consumo eléctrico del compresor al variar la carga térmica con SET -5°C	25
Figura 22. Validación del consumo eléctrico del compresor.	26
Figura 23. Regulación electrónica de la temperatura de condensación.	29
Figura 24. Evolución de la potencia del gas cooler al variar la carga térmica con SET = 5°C	29
Figura 25. Evolución de la potencia del gas cooler al variar la carga térmica con SET = -5°C.	30
Figura 26. Validación de la potencia cedida por el gas cooler.	31
Figura 27. Pérdidas térmicas por cada pared de las cámaras frigoríficas.	34
Figura 28. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET 5°C.	35
Figura 29. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET 5°C.	35
Figura 30. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 5°C.	36
Figura 31. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET 0°C.	36
Figura 32. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET 0°C.	37
Figura 33. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 0°C.	37
Figura 34. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET -5°C.	38
Figura 35. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET -5°C.	38
Figura 36. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET -5°C.	39

Notación

CFC	Clorofluorocarburo
COP	Coficiente de rendimiento
DX	Expansión directa
EEV	Válvula de expansión electrónica
GWP	Potencial de calentamiento global
HC	Hidrocarburo
HCFC	Hidroclorofluorocarburo
HFC	Hidrofluorocarburo
HFO	Hidrofluoroolefinas
HP	Alta presión
LP	Baja presión
ODP	Potencial de destrucción del ozono

1 INTRODUCCIÓN

El R744 era uno de los refrigerantes más usados en el pasado siglo. Sin embargo, inconvenientes como su baja eficiencia y su elevada presión de funcionamiento, no soportable por los componentes existentes entonces, empujaron a la desaparición del R744.

Fue entonces cuando aparecieron en el mercado refrigerantes novedosos como los CFCs y los HCFCs debido a su nula toxicidad y a la baja inflamabilidad de éstos. Sin embargo, tienen un alto GWP y un alto ODP, por lo que se llevó a cabo el Protocolo de Montreal para limitar el uso de dichas sustancias. De la misma forma, también fueron limitados los HFCs debido a su alto GWP, aunque tuvieran nulo ODP. Medidas como el Protocolo de Kyoto, el Reglamento de la UE nº517/2014 y la posterior Enmienda de Kigali incluida en el Protocolo de Montreal iban encaminadas en este sentido.

En este punto, las medidas mencionadas empujan a utilizar sustancias que tengan bajos GWP y ODP, motivo por el cual cobra fuerza el uso de refrigerantes naturales como el propano, el amoníaco o el dióxido de carbono en los diferentes sistemas de refrigeración, haciendo hincapié en el CO₂ (R744), que se trata del refrigerante usado en el ciclo objetivo de este trabajo.

El R744 es no inflamable y no tóxico (seguridad A1), con cero ODP y GWP de valor unidad. Además, es inodoro, no corrosivo, muy abundante, fácil de obtener, recuperable y de bajo coste.

Las propiedades termodinámicas del CO₂ hacen que el caudal de refrigerante necesario sea menor que en los sistemas tradicionales, que el tamaño de los componentes del ciclo sea menor y que se pueda trabajar con temperaturas bajas. Sin embargo, las altas presiones de trabajo que se alcanzan es uno de los inconvenientes más relevantes de este refrigerante, debido a las explosiones que puede causar. No obstante, en la actualidad se han desarrollado componentes que soportan estas presiones.

El presente trabajo tiene como objetivo el análisis experimental de una instalación frigorífica con R744 como refrigerante que opera a diferentes temperaturas de consigna. Además, se estudia sus pérdidas por transmisión a través de las paredes y se realiza la calibración y la validación de la zona de media y alta presión del ciclo frigorífico.

La instalación cuenta con dos cámaras frigoríficas que albergan en su interior unas resistencias térmicas que simulan la carga térmica, de manera que se realizan ensayos experimentales con diferentes valores, desde 0 W a 2500 W.

El ciclo de refrigeración está compuesto por un evaporador, un gas cooler, un tanque flash y un compresor de dos etapas, además de las válvulas de expansión electrónica de alta y baja presión y de la válvula de bypass. Dicho ciclo puede operar tanto en modo transcrito como en subcrítico y, como se explicará posteriormente, los sistemas transcritos emplean circuitos más complejos para subsanar sus problemas de eficiencia, de ahí sus componentes.

Para describir el comportamiento del ciclo se ha realizado un modelo teórico que permita comparar los resultados que se obtienen experimentalmente con los esperados según los conocimientos teóricos del sistema.

El modelo teórico tiene como variables de entrada la temperatura de evaporación, de salida del evaporador y de salida del gas cooler, la presión de condensación y del depósito y la frecuencia de giro del compresor. A partir de estos datos se resuelve el ciclo y se obtiene la potencia del evaporador y del gas cooler y el consumo eléctrico del compresor. Dichos valores de entrada se obtienen de la plataforma kikonex, un sistema de supervisión y control remoto para instalaciones de frío basado en el almacenamiento de datos en la nube.

Los resultados obtenidos con este modelo teórico se validan con los resultados que se obtienen en la realidad. De esta forma, tras realizar un análisis del funcionamiento del compresor y del gas cooler, se valida el consumo eléctrico del compresor y la potencia cedida por el gas cooler. Para ello, se realizan ensayos a diferentes temperaturas de consigna de las cámaras frigoríficas y con diferentes valores de carga térmica.

Por último, se realiza un análisis experimental de las pérdidas por transmisión a través de las paredes de las cámaras frigoríficas operando con diferentes temperaturas de consigna.

2 HISTORIA DE LOS REFRIGERANTES. REINVENCIÓN DEL CO₂-R744. PROPIEDADES Y APLICACIONES DEL R744

2.1 Historia de los refrigerantes. Reinvencción del CO₂-R744

En los primeros años del s.XX los refrigerantes más usados eran el amoníaco (NH₃), el dióxido de azufre (SO₂) y el dióxido de carbono (CO₂) (Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, 1994).

En las primeras décadas de dicho siglo, el dióxido de carbono se utilizó ampliamente como refrigerante en instalaciones de barcos y en aplicaciones de refrigeración estacionaria y de aire acondicionado (Riffat, Afonso, Oliveira, & Reay, 1997) (Kim, Pettersen, & Bullard, 2004). Se priorizó frente al NH₃ y al SO₂ debido a la seguridad del CO₂. Sin embargo, la pérdida de capacidad y el bajo rendimiento de los ciclos que trabajaban con este refrigerante (en climas cálidos, sobre todo) fueron aspectos que penalizaron el uso del CO₂ (Kim, Pettersen, & Bullard, 2004).

Pese a que hoy en día existen elementos que soportan las altas presiones de funcionamiento (llegando incluso a soportar 150 bares de presión máxima) con las que trabaja el CO₂ y se aprovechan las ventajosas características de este refrigerante para la reducción del tamaño de los componentes debido a su alta capacidad volumétrica, en aquel entonces la falta de estos componentes fue una de las razones que empujó a la desaparición del R744 en los diferentes ciclos de refrigeración (Nekså, 2002).

Posteriormente, en 1930, se introdujeron los clorofluorocarburos (CFCs) y los hidroclorofluorocarburos (HCFCs), que se hicieron con gran parte del mercado. La aparición de éstos se debe a su seguridad, pues no son ni inflamables ni tóxicos. Sin embargo, traían consigo una serie de problemas medioambientales que provocaron la prohibición de su gran mayoría (Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, 1994) (Calm J. M., 2008).

Los CFCs son los compuestos con mayor potencial de destrucción del ozono (ODP), seguidos en menor medida por los HCFCs. Además, ambos tienen un elevado potencial de calentamiento global (GWP). Por ello, en 1987 se lleva a cabo el Protocolo de Montreal con el objetivo de disminuir el uso de las sustancias que deterioran la capa de ozono hasta llegar a eliminarlas. Así, refrigerantes como el R12 y el R22 se prohíben, y se emplean como alternativas algunos hidrofluorocarburos (HFCs) debido a que estos últimos no destruyen el ozono (Velders, Andersen, Daniel, Fahey, & McFarland, 2007).

Los HFCs no agotan la capa de ozono, pero tienen un alto GWP, por lo que se incluyeron en el Protocolo de Kyoto, un acuerdo internacional que se inicia en 1997 con el objetivo de reducir las emisiones de efecto invernadero. Dentro de los gases de efecto invernadero se encuentran el dióxido de carbono (CO₂), el metano (CH₄), el óxido nitroso (N₂O), los hidrofluorocarburos (HFCs), los perfluorocarburos (PFCs), el hexafluoruro de azufre (SF₆) y el trifluoruro de nitrógeno (NF₃) (Reilly, y otros, 1999).

Las posteriores normativas irían encaminadas a la eliminación de estos refrigerantes con alto potencial de calentamiento global. Así, el Reglamento de la UE nº 517/2014 pretende reducir la cantidad total de gases fluorados (F-gases), involucrando a prácticamente todos los sistemas de refrigeración (tabla 1) (Mota-Babiloni, Navarro-Esbrí, Barragán-Cervera, Molés, & Peris, 2015).

Tabla 1. Prohibiciones de comercialización por el Reglamento UE nº 517/2014.

Productos y equipos	Año
Frigoríficos y congeladores domésticos que contengan HFCs con $GWP \geq 150$	2015
Frigoríficos y congeladores de uso comercial que contienen HFCs con: $GWP \geq 2500$ $GWP \geq 150$	2020 2022
Equipos de refrigeración estacionarios que contengan o cuyo funcionamiento dependa de HFCs con $GWP \geq 2500$, excepto los equipos destinados a una aplicación diseñada para enfriar productos a temperaturas inferiores a -50°C	2020
Sistemas de refrigeración centralizada multipack para uso comercial con una capacidad nominal ≥ 40 kW que contengan o cuyo funcionamiento dependa de gases fluorados de efecto invernadero con un $GWP \geq 150$, excepto como refrigerante en el circuito primario de los sistemas en cascada, en los que pueden utilizarse gases fluorados de efecto invernadero con un $GWP < 1500$	2022
Equipos móviles de aire acondicionado de habitaciones que contenga HFCs con $GWP \geq 150$	2020
Equipos de aire acondicionado individuales split que contengan (o cuyo funcionamiento dependa) menos de 3 kg de gases fluorados de efecto invernadero con $GWP \geq 750$	2025

Con todas estas medidas, refrigerantes de tipo HFC muy usados en su momento como el R134a, R404A o el R410A se ven altamente afectados. Además, algunos países propusieron impuestos sobre los HFCs con el objetivo de impulsar los sistemas respetuosos con el medio ambiente (Mota-Babiloni, Navarro-Esbrí, Barragán-Cervera, Molés, & Peris, 2015).

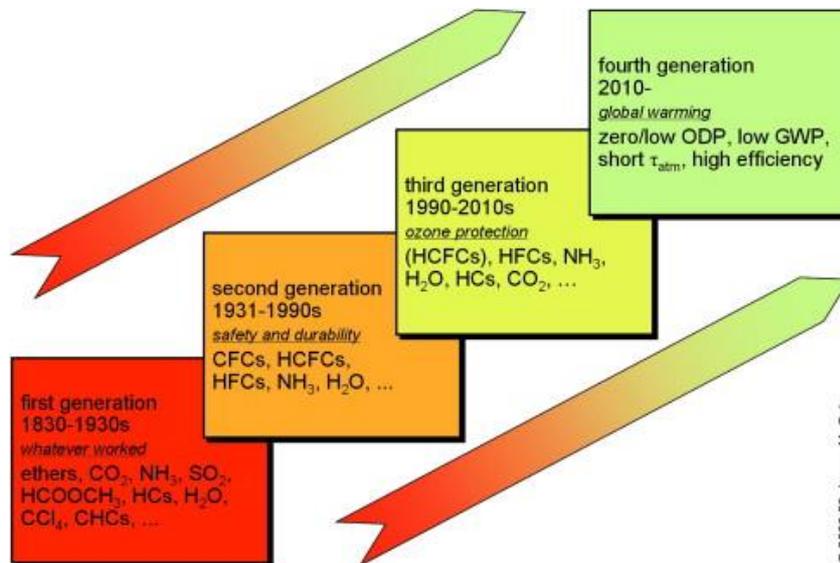
Una de las posibles soluciones que se propusieron para hacer frente al elevado GWP fueron las mezclas de HFC y HFO (HFC insaturado). Sin embargo, aunque varios fabricantes ofrecieran mezclas de este tipo, seguían incumpliendo normas en cuanto a la inflamabilidad o al potencial de calentamiento global, además de no conseguir el rendimiento deseado (Mota-Babiloni, Navarro-Esbrí, Barragán-Cervera, Molés, & Peris, 2015) (Mota-Babiloni, Makhnatch, & Khodabandeh, Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact, 2017).

Otra medida en este sentido fue incluir en 2016 a los HFCs en el Protocolo de Montreal a través de la llamada Enmienda de Kigali, de forma que se limitan sus emisiones para disminuir el calentamiento global (Heath, 2017).

En vista de lo comentado, se observa que verter nuevas sustancias químicas a la atmósfera es una práctica arriesgada que no ha traído consigo todos los beneficios esperados. Tal es así que ni los CFCs, ni los HCFCs ni los HFCs han llegado al mercado para implantarse. Por ello, los refrigerantes ya presentes en abundancia en la biosfera son mucho más preferibles que los citados anteriormente. Además, los compuestos naturales son inofensivos y, aunque están en constante investigación para mejorar los diseños de las instalaciones y su efectividad, pueden llegar a cubrir todas las aplicaciones comunes de refrigeración (Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, 1995).

El uso de refrigerantes naturales para sustituir los HFCs cobra fuerza entonces, de manera que el amoníaco, los hidrocarburos (HCs), el dióxido de carbono, el agua o el aire se postulan para ser utilizados con mayor asiduidad en los diferentes sistemas de refrigeración (Riffat, Afonso, Oliveira, & Reay, 1997).

Figura 1. Progresión del uso de los refrigerantes (Calm J. M., 2008).



No obstante, que sean refrigerantes naturales no significa que no puedan venir acompañados de problemas de inflamabilidad y/o toxicidad (Riffat, Afonso, Oliveira, & Reay, 1997). La seguridad de los refrigerantes debe tenerse en cuenta a la hora de escogerlos para una determinada instalación. Es una manera de evaluar el riesgo, de forma que cuanto más inflamable y tóxico sea el refrigerante, más riesgo se corre (Kujak, 2017). En el Anexo A se puede ver con más extensión la clasificación de los refrigerantes en cuanto a estas características. Además, la toxicidad e inflamabilidad de los refrigerantes son características que deben compatibilizarse con el rendimiento que se obtenga de ellos y la estabilidad química de los mismos, además de tener una vida atmosférica, un GWP y un ODP lo más bajos posibles (Calm & Hourahan, Refrigerant data update, 2007).

En la tabla 2 se compara la seguridad y los índices medioambientales de algunos de los refrigerantes más empleados en los diferentes sistemas de refrigeración (Calm & Hourahan, Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants, 2011) (Maina & Huan, 2015). Tal y como se ha explicado y como se refleja en la tabla, los refrigerantes apropiados para el cuidado del medio ambiente son los HCs como el R290 o el R600a, el NH₃-R717 y el CO₂-R744, así como ciertos HFOs (Devotta, Chelani, & Vonsild, 2021).

Algunos HFOs tienen buenas propiedades termodinámicas, son respetuosos con el medio ambiente y tienen baja inflamabilidad, por lo que se estudia su uso en diversas aplicaciones de refrigeración domésticas y de automóviles (Heredia-Aricapa, Belman-Flores, Mota-Babiloni, Serrano-Arellano, & García-Pabón, 2020). En particular, el R1234yf está siendo ampliamente considerado (Calm & Hourahan, Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants, 2011). No obstante, algunos investigadores se oponen a su uso por motivos como que en caso de incendio se descompone en HF y COF₂, que son muy tóxicos. Además, se basan en los problemas medioambientales del pasado para no caer en el mismo error, y recomiendan en su lugar el uso de refrigerantes naturales (Ciconkov, 2018).

El amoníaco es uno de los refrigerantes más usados en la industria, y posee ventajas como que es barato, su facilidad para detectar fugas y su abundancia. Además, tiene muy buenas propiedades termodinámicas como su elevada temperatura crítica (132°C), elevado calor latente, gran densidad y buena transferencia de calor (Ciconkov, 2018). Es uno de los refrigerantes que más ha perdurado en el

tiempo por su alta eficiencia y es especialmente utilizado en el procesamiento de alimentos y bebidas. Sin embargo, tiene una alta toxicidad, puede arder y es corrosivo con algunos materiales como el cobre, lo que encarece el precio de las instalaciones que usan este refrigerante (Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, 1995) (Calm J. M., 2008) .

Los HCs se han usado en sistemas con muy poca carga de refrigerante (pequeños frigoríficos y congeladores domésticos) debido a su alta inflamabilidad (clase 3) (Kujak, 2017). Uno de los HCs más utilizado es el propano, que tiene muy buenas propiedades termodinámicas, además de ser barato y fácil de encontrar. Sin embargo, aunque no es tóxico, su principal inconveniente es su alta inflamabilidad (Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, 1995). Además, sustituir refrigerantes CFCs como el R22 por propano es mucho menos costoso que sustituirlo por HFCs, por lo que tienen una ventaja doble: menos coste y más respetuoso con el medio ambiente, aunque se asumen más riesgos de seguridad (Riffat, Afonso, Oliveira, & Reay, 1997). No obstante, tanto para el propano como para el amoníaco, se pueden adoptar ciertas precauciones y una buena ventilación para minimizar los riesgos (Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, 1995).

Por último y especial mención recibe el dióxido de carbono, el refrigerante objetivo de este documento y al que se le dedica un apartado particular para desarrollar sus propiedades.

Tabla 2. Seguridad e índices mediambientales de los diferentes refrigerantes.

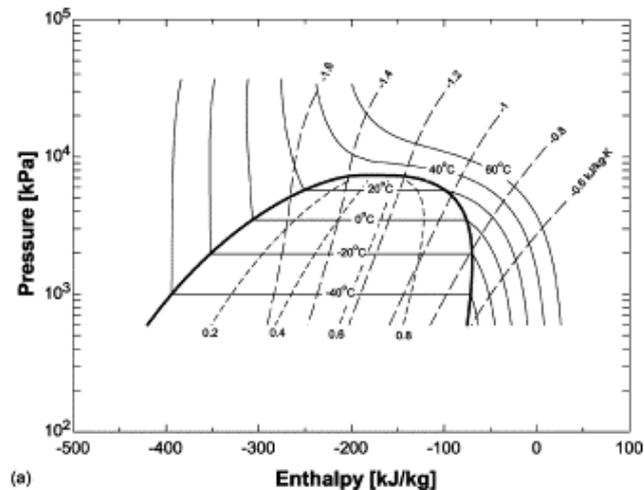
Fluido	Tipo	Seguridad	ODP	GWP (100 años)
R11	CFC	A1	1	4750
R12	CFC	A1	1	10900
R22	HCFC	A1	0,055	1790
R134a	HFC	A1	0	1370
R32	HFC	A2L	0	716
R410A	HFC	A1	0	2100
R404A	HFC	A1	0	3700
R407C	HFC	A1	0	1700
R1234yf	HFO	A2L	0	4
R290	HC	A3	0	3
R600a	HC	A3	0	3
R717	NH ₃	B2L	0	0
R744	CO ₂	A1	0	1

2.2 Propiedades y aplicaciones del R744

A diferencia de los otros refrigerantes naturales descritos anteriormente, el R744 es no inflamable y no tóxico (seguridad A1), con cero ODP y GWP igual a uno (Riffat, Afonso, Oliveira, & Reay, 1997). Además, es un fluido inodoro, no corrosivo, muy abundante, fácil de conseguir y recuperable (Lorentzen & Pettersen, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, 1993). De hecho, está disponible tanto en la atmósfera como producto de una combustión o cualquier otro proceso de la industria, por lo que su coste es bajo (Maina & Huan, 2015).

En la figura siguiente se representa un diagrama simple presión-entalpía del CO₂ donde quedan marcadas algunas líneas a temperatura constante.

Figura 2. Diagrama presión-entalpía del CO₂ (Kim, Pettersen, & Bullard, 2004).



El CO₂ tiene una temperatura crítica de 31,1°C y una presión crítica de 73,8 bares. De hecho, una de las características más llamativa y a la vez problemática del R744 es su elevada presión de trabajo, pudiendo superar incluso los 100 bares (Lorentzen & Pettersen, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, 1993).

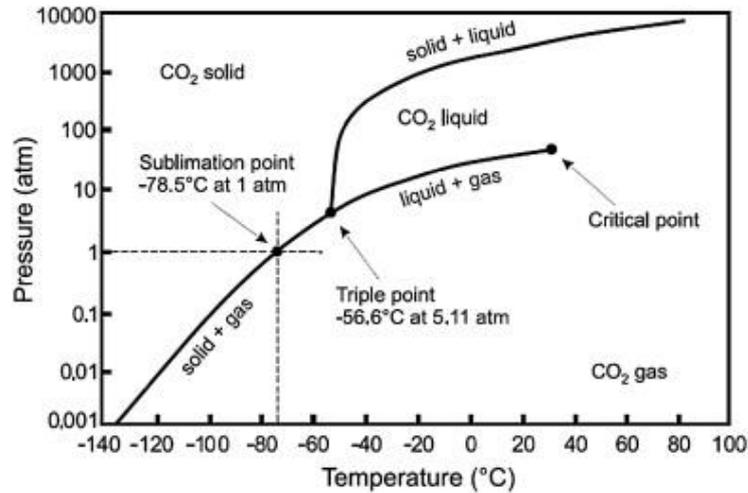
Trabajar con presiones tan elevadas trae consigo un inconveniente, ya que, aunque el uso de R744 hace que los equipos sean más compactos, hay un coste adicional en cuanto a seguridad y diseño debido a las altas presiones con las que se trabaja en los ciclos transcíticos (Ma, Liu, & Tian, 2013).

Las altas presiones de operación cuando se trabaja con R744 pueden ocasionar explosiones, pudiendo causar lesiones y daños debido a piezas que pueden salir despedidas. Por ello se utiliza una válvula en la zona de alta presión y otra en la de baja presión y se hacen pruebas de presión y temperatura teniendo en cuenta la fatiga de los componentes para garantizar la seguridad de la instalación y de las personas que operen con ella (Maina & Huan, 2015).

Además, la entalpía, densidad y otras propiedades del CO₂ son muy variables en puntos cercanos al punto crítico, por lo que una pequeña variación de presión en esa zona ocasionará un rápido cambio de de las propiedades con todo lo que ello conlleva (Ma, Liu, & Tian, 2013).

Por otra parte, como se puede observar en el siguiente diagrama de fases, la temperatura del punto triple del CO₂ es -56,6°C y la presión del punto triple es de 5,11 atm. En el diagrama se refleja el estado físico del CO₂ en función de la presión y la temperatura. Así, se diferencia la zona en el que el CO₂ es sólido, líquido, gas y la zona supercrítica; y tres zonas intermedias de mezcla bifásica: sólido-líquido, sólido-gas y líquido-gas.

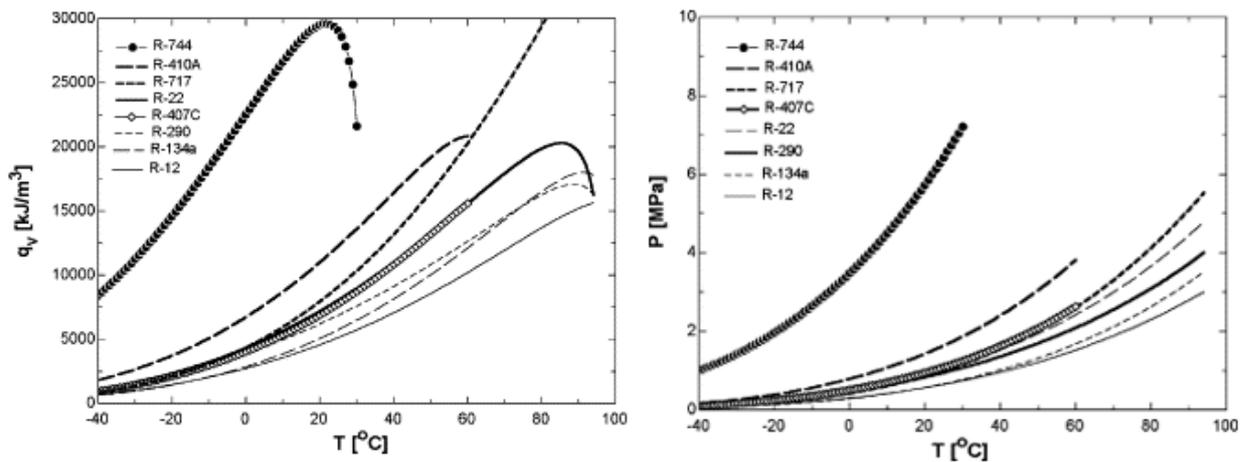
Figura 3. Diagrama de fases del CO₂ (Alabdulkarem, Hwang, & Radermacher, 2012).



El CO₂ tiene una capacidad de refrigeración volumétrica (22600 kJ/m³ a 0°C) bastante alta comparada con los demás refrigerantes, tiene una masa molar baja (44,01 g/mol) y una entalpía de evaporación elevada (231,6 kJ/kg a 0°C), además de ser un gas de alta densidad consiguiendo mayor efecto refrigerante con poca masa en circulación. Estas propiedades hacen que el caudal de refrigerante necesario sea menor que en los sistemas tradicionales, y lo mismo ocurre con el tamaño del compresor y el área de las válvulas, tuberías e intercambiadores de calor (Lorentzen & Pettersen, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, 1993).

En las siguientes figuras se refleja esta tendencia de las propiedades dichas anteriormente del CO₂ en comparación con otros refrigerantes:

Figura 4. Presión de trabajo y capacidad de refrigeración del CO₂ comparada con otros refrigerantes (Kim, Pettersen, & Bullard, 2004).



Las limitaciones impuestas por las normativas citadas anteriormente dificultan llevar a cabo las aplicaciones de refrigeración de temperatura ultrabaja (entre -50 y -100°C), pero la reciente necesidad de conservar ciertas vacunas como las de Pfizer (cercano a los -70°C) para combatir la pandemia de COVID-19 (Wu, y otros, 2020), hace que se investigue con más intensidad este campo para conseguir mejoras de eficiencia siendo respetuosos con el medio ambiente.

Actualmente existen subvenciones para aquellas empresas que inviertan en sistemas de refrigeración natural. Esta es una de las causas por las que los países de la Unión Europea están más avanzados en este aspecto en comparación con otros lugares del mundo. Así, por ejemplo, en Alemania se sitúa el mayor número de supermercados donde utilizan CO₂ como refrigerante en los ciclos de refrigeración transcíticos (Ciconkov, 2018).

El CO₂ se postula entonces como el refrigerante más prometedor en circuitos de baja temperatura en aplicaciones de supermercados, aunque, como se ha mencionado anteriormente, tiene que hacer frente a problemas como su presión transcrítica en climas cálidos. Además, su temperatura del punto triple, -56,6°C no es lo suficientemente baja para algunas aplicaciones de ultrabaja temperatura como la citada conservación de las vacunas, por ejemplo.

Aunar tantos requisitos en un refrigerante es complicado, por lo que a veces se acude a mezclas de refrigerantes que combinen sus propiedades (Calm & Hourahan, Refrigerant data update, 2007). Los problemas asociados a la elevada presión de descarga y a la temperatura del punto triple del R744 se pueden solventar mezclándolo con hidrocarburos como el propano o el etano (R170), consiguiendo una mejor eficiencia que si se utiliza únicamente el R744 (Kim, Cho, & Kim, 2008) (Di Nicola, Polonara, Stryjek, & Arteconi, 2011). No obstante, se debe maximizar todo lo que se pueda la composición de R744 en la mezcla para que siga teniendo la mayor seguridad posible y sea lo más respetuoso con el medio ambiente.

3 INSTALACIÓN FRIGORÍFICA, COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL MODELO TEÓRICO

3.1 Instalación frigorífica

La instalación en la que se realizan los ensayos consta de dos cámaras frigoríficas con un volumen cercano a los 10 m³ cada una, mostradas en la figura 5.

Figura 5. Instalación frigorífica.



Cada cámara frigorífica alberga en su interior un evaporador y varias resistencias que simulan la carga térmica que tendrían las cámaras frigoríficas, mientras que comparten tanto el gas cooler como el compresor. De esta manera, las resistencias pueden ser de 0,5 kW, 1 kW, 1,5 kW, 2 kW o 2,5 kW en cada cámara frigorífica. En la figura 6 se muestran los elementos mencionados, además del tanque flash.

Figura 6. Elementos de la instalación frigorífica.

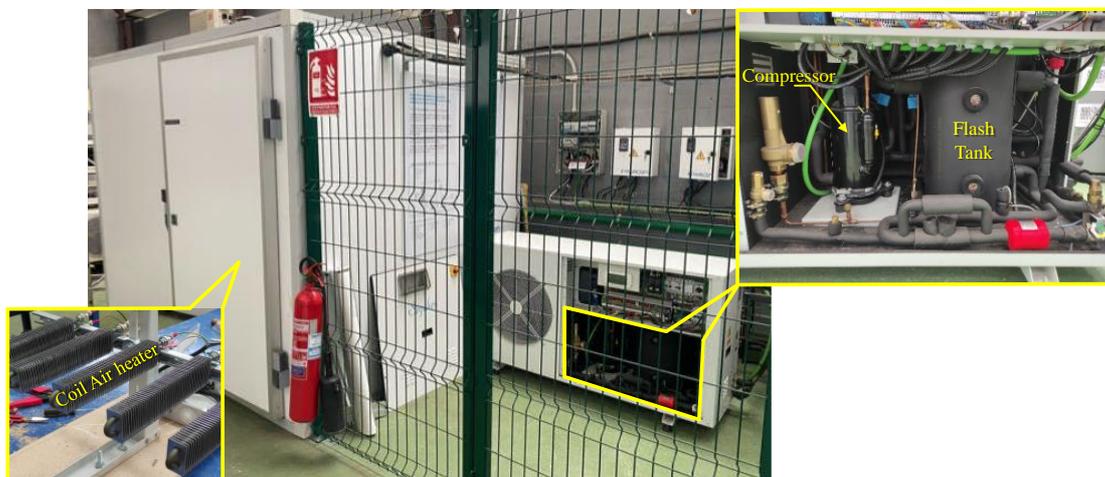
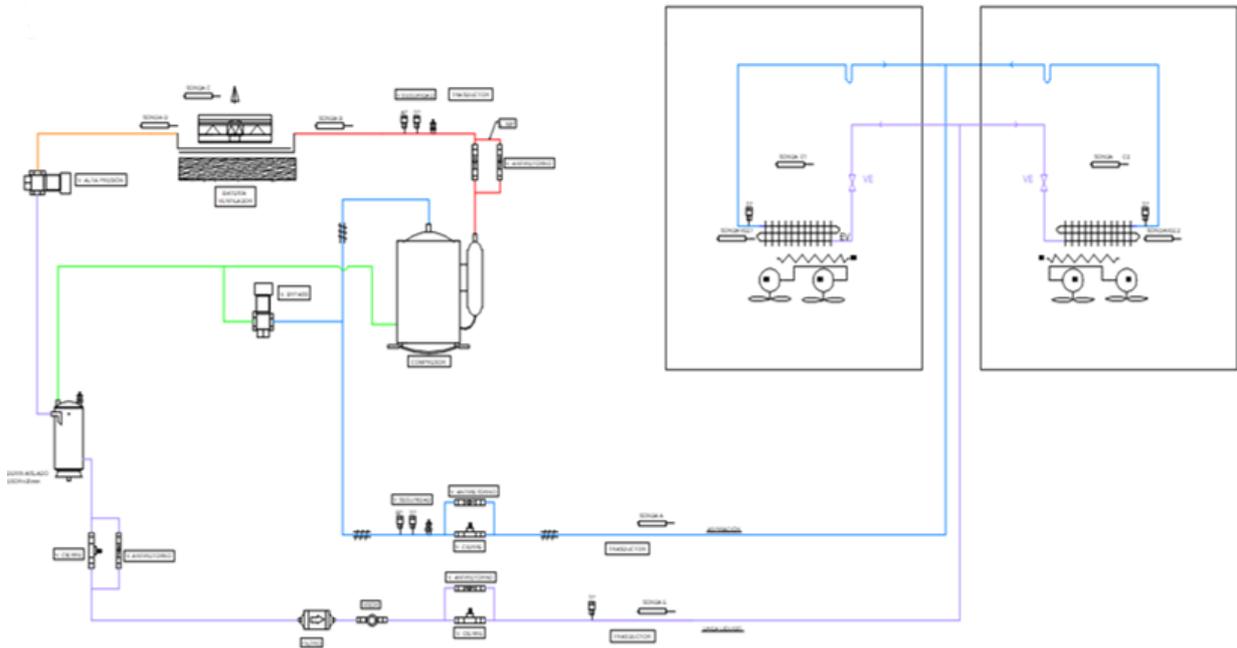


Figura 7. Esquema frigorífico con la instrumentación.

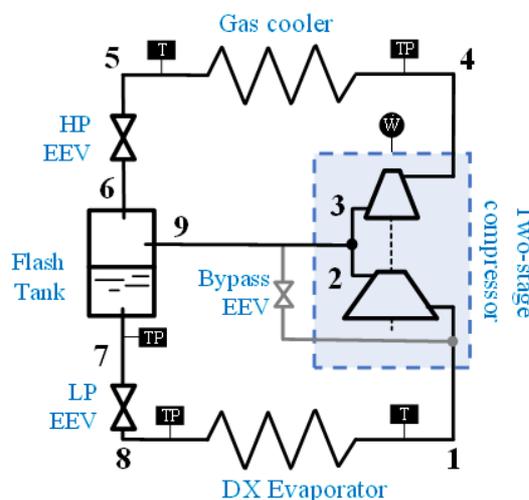


Además de los elementos mencionados, la instalación cuenta con una serie de válvulas, transductores de presión (aspiración, descarga e intermedia), sondas de temperatura (aspiración, descarga, exterior, salida del gas cooler y líquido) y una serie de elementos de control que permiten asignar las diferentes temperaturas de consigna, limitar la presión de las diferentes líneas a partir de la apertura y cierre de las válvulas y accionar o parar diferentes elementos del ciclo como los ventiladores del evaporador y del gas cooler, además de una serie de alarmas para el correcto funcionamiento del ciclo. Todo ello se muestra en el anterior esquema donde se refleja la instrumentación del equipo mencionado.

3.2 Ciclo de refrigeración y sus componentes

En el apartado anterior se han mencionado los diferentes elementos de la instalación frigorífica y en el presente apartado se describen los componentes del ciclo frigorífico objeto de estudio, que se muestran en la figura 8.

Figura 8. Ciclo frigorífico.



Tal y como se ha mencionado antes y como se puede observar en la figura 8, el ciclo de refrigeración consta de los siguientes componentes:

- Compresor: se trata de una unidad hermética de dos etapas refrigerada por gas de aspiración excepcionalmente compacta y ligera con un peso de sólo 17 kg, diseñada con tecnología inverter. Como resultado, produce pérdidas de energía considerablemente menores que los compresores convencionales. Además, está dotado de una competente capacidad de refrigeración de 6,4 kW en condiciones de refrigeración, y una tasa de desplazamiento de 8,0 cm³. Consta de una línea de baja presión en la que se conecta el evaporador, una de media presión desde donde se inyecta gas desde el tanque flash y la línea de descarga que llega al gas cooler. Permite presiones de evaporación de hasta 10 bares y presiones de descarga de hasta 130 bares. El control de la velocidad de giro del compresor viene dado por la consigna de presión de aspiración.
- Válvula de expansión electrónica (EEV) de alta presión (HP): el control de la misma regula la presión de descarga para su optimización en los modos de funcionamiento subcrítico y transcrito en función de la temperatura exterior.
- Válvula de expansión electrónica (EEV) de baja presión (LP): el control de la misma regula el grado de recalentamiento entorno a los 10 K para garantizar la calidad del vapor en la línea de aspiración del compresor.
- Tanque flash: separa las fases líquido y vapor. La línea intermedia que sale del tanque flash desemboca en la entrada de la segunda etapa del compresor, y la línea de baja presión se conecta con el evaporador para asegurar la entrada de líquido al mismo.
- Válvula de bypass: el control de la misma permite regular la presión del tanque flash en condiciones de parada o baja carga. La válvula de bypass extrae en caso de ser necesario gas de la línea intermedia para inyectarlo a la línea de aspiración de baja presión del compresor y así disminuir la presión intermedia. Es de considerar la posibilidad de mejorar el rendimiento del equipo con una presión intermedia variable que dependa de la presión de condensación y evaporación.
- Evaporador de expansión directa (DX): se produce el cambio de fase de líquido a gas en la línea de baja presión. Además, se establece un recalentamiento en el mismo para asegurar la entrada de gas a la primera etapa del compresor. Se encuentra en el interior de la cámara frigorífica, a diferencia del resto de elementos.
- Gas cooler: en un ciclo transcrito la presión máxima de funcionamiento es superior a la presión crítica y, en lugar de un condensador, habrá un gas cooler que enfriará el CO₂ en fase gas (en vez de cambiar de fase como haría en un condensador) (Maina & Huan, 2015) (Cecchinato, Corradi, Fornasieri, & Zamboni, Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution, 2005). El control de la velocidad de los ventiladores se efectúa en función de la diferencia de temperatura entre la temperatura exterior y la de salida del gas cooler.

3.2.1 Modos de funcionamiento, ventajas del ciclo frigorífico sobre el circuito simple y posibles mejoras

Los ciclos frigoríficos se pueden clasificar dependiendo de la presión máxima de trabajo en:

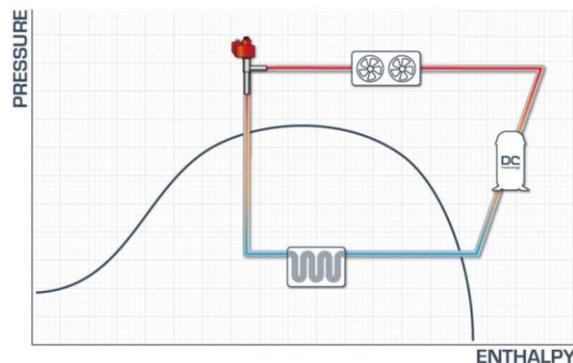
- Ciclos subcríticos: la presión de descarga del compresor es superior a la presión crítica del R744. En este tipo de ciclos existe un cambio de fase en el condensador.
- Ciclos transcríticos: la presión de descarga del compresor es inferior a la presión crítica del R744. En este caso en la zona de alta presión, en lugar de haber un condensador, se dispone de un gas cooler que enfría el refrigerante en fase gas sin existir un cambio de fase del refrigerante.

El control de la presión del gas cooler es una de las diferencias que hay entre los ciclos transcríticos y los tradicionales. En los sistemas transcríticos la presión máxima no debe ser demasiado alta para que no se apague el sistema o se activen las válvulas de seguridad de la ventilación. La presión óptima no es la más baja posible como ocurre en los ciclos tradicionales, ésta dependerá de las condiciones del circuito.

Un sistema transcrítico tiene como desventaja la eficiencia, ya que hay que comprimir el vapor generado a la salida del gas cooler, además de la gran relación de compresión a vencer. Esto se agrava con una alta temperatura exterior, al generar más vapor. No obstante, es habitual en los circuitos transcríticos emplear ciclos más complejos para mejorar estos problemas de eficiencia.

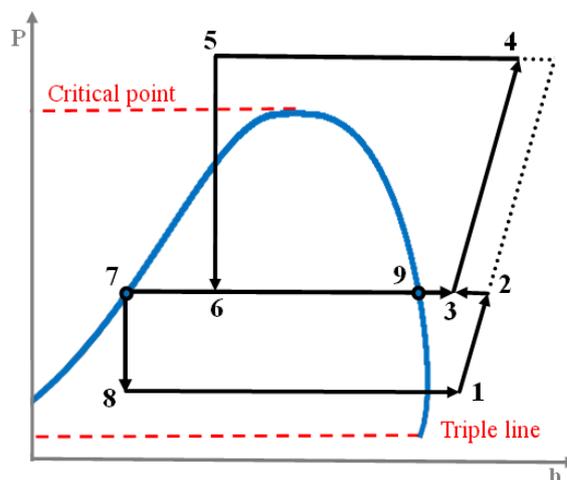
El circuito simple transcrítico compuesto por un evaporador, un compresor, un gas cooler y una válvula de expansión tiene la ventaja de ser más barato, pues hay menos componentes. Sin embargo, además de los problemas que tienen de eficiencia, tienen como desventaja no poder controlar simultáneamente la presión del gas cooler y el recalentamiento a la salida del evaporador porque únicamente cuenta con una válvula de control.

Figura 9. Ciclo transcrítico simple (410 Gone, s.f.).



El ciclo de refrigeración de este trabajo, reflejado en la figura 8 y con su respectivo diagrama p-h reflejado en la figura 10, aunque el coste total de los componentes es mayor, solventa estos inconvenientes porque la compresión en dos etapas conlleva un consumo del compresor menor que el que se tendría en una etapa, aumentando así la eficiencia del ciclo, y, con las diferentes válvulas, se controla a la vez la presión de descarga del compresor y el recalentamiento del evaporador. También se controla la presión del depósito a través de la válvula de bypass, a costa de una pérdida de energía. Además, el caudal de refrigerante que se lleva desde el tanque flash hasta la válvula de expansión de baja presión se encuentra en estado líquido saturado con un bajo contenido en entalpía, lo que eleva la capacidad de refrigeración del evaporador.

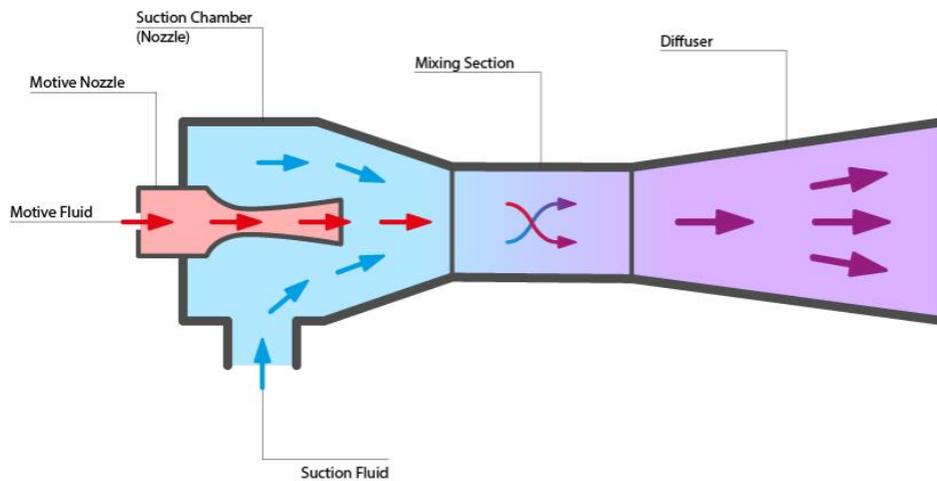
Figura 10. Diagrama p-h del ciclo frigorífico.



Para la mejora del ciclo de refrigeración transcrito de CO₂ se están investigando diferentes alternativas:

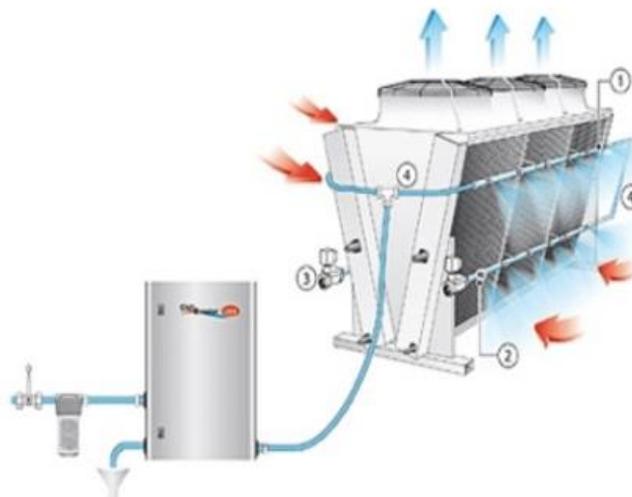
- Un subenfriador que disminuya la temperatura de salida del gas cooler por debajo de la temperatura ambiente para disminuir la cantidad de vapor que se genera en la expansión disminuyendo así el trabajo del compresor.
- Un compresor en paralelo para evitar expandir el vapor a la salida del depósito para después volverlo a comprimir, es decir, se comprime directamente reduciendo así la relación de compresión y con ello el consumo eléctrico del compresor, disminuyendo su tamaño.
- Un eyector para aprovechar la expansión a la salida del gas cooler aumentando la presión de otra línea de refrigerante, disminuyendo el trabajo que tiene que realizar el compresor. Existen eyectores de vapor que trasladan el gas de salida del gas cooler a la aspiración del compresor en paralelo reduciendo la relación de compresión y con ello el consumo energético; y eyectores de líquido que actúa como una bomba de recirculación de líquido para disminuir el consumo energético.

Figura 11. Eyector.



- Un gas cooler adiabático que permite disminuir la temperatura de entrada al mismo cuando la temperatura exterior es alta con humedad relativa baja.

Figura 12. Gas cooler adiabático.



- Un sistema de recuperación de calor que permita aprovechar la alta temperatura de descarga del compresor para producir ACS.

3.3 Descripción del modelo teórico

El modelo teórico del ciclo de refrigeración, reflejado en el anexo B, permite comparar los datos obtenidos experimentalmente con los datos esperados según los conocimientos teóricos del sistema.

El modelo se ha ido mejorando durante el estudio experimental del ciclo de refrigeración. Así, en un principio se supuso que el tanque flash tenía una efectividad del 100%. Sin embargo, esta suposición nos daba como resultado temperaturas de descarga del compresor muy elevadas comparadas con las obtenidas experimentalmente. Este hecho cuestionó la efectividad del tanque flash supuesta, de modo que se supuso una efectividad menor que hiciera coincidir la temperatura de descarga del compresor obtenida experimentalmente con la obtenida a partir del modelo teórico. Los datos experimentales condujeron a un valor de la efectividad del tanque flash entorno al 91,5%. Este hecho se fundamenta en que una menor efectividad del tanque flash conduce a un aumento de la eficiencia del ciclo (COP). La diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del gas cooler influye en el COP. Una disminución de la temperatura de entrada al gas cooler conduce a un COP mayor (Ma, Liu, & Tian, 2013). Existen varios estudios experimentales que prueban este efecto en el rendimiento del sistema transcrito, todos ellos dirigidos a que una disminución de la temperatura de entrada del fluido al gas cooler hace aumentar el COP del ciclo (Cecchinato, Corradi, Fornasieri, & Zamboni, Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution, 2005) (Laipradit, Tiansuwan, Kiatsiriroat, & Aye, 2008) (Fernandez, Hwang, & Radermacher, 2010).

Otra mejora del modelo teórico iba relacionada con los rendimientos isentrópico y volumétrico. En un principio se suponían constantes. Sin embargo, éstos dependen de la presión de aspiración y de descarga del compresor, de modo que, a partir de los datos del fabricante y de los resultados de los diferentes ensayos, se han calibrado ambos rendimientos, tal como se ilustra en las figuras siguientes.

Figura 13. Calibración del rendimiento volumétrico en función de las presiones de aspiración y descarga.

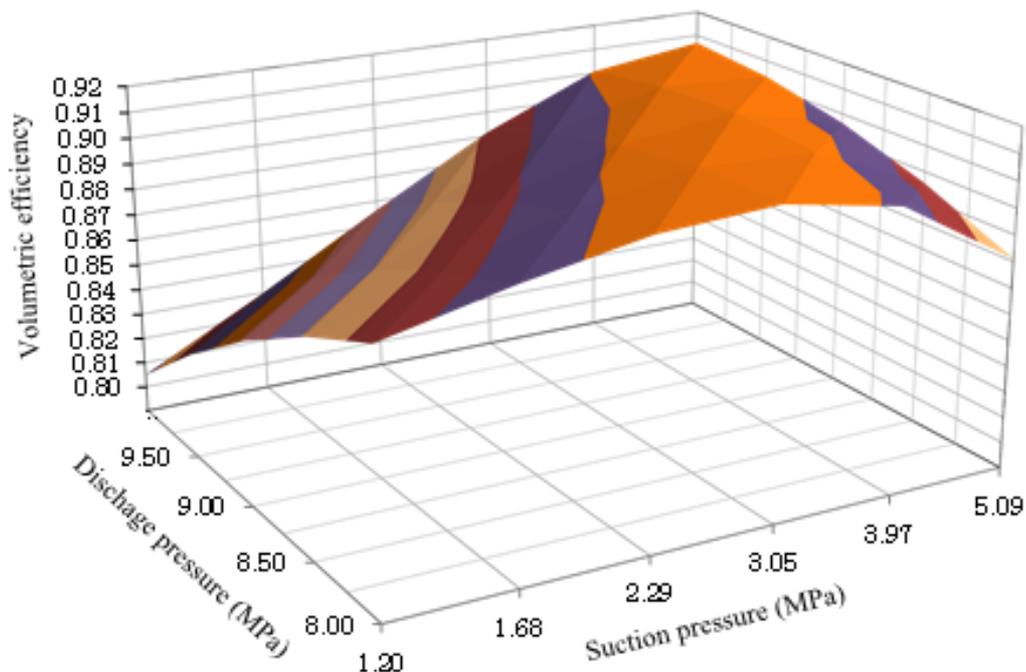
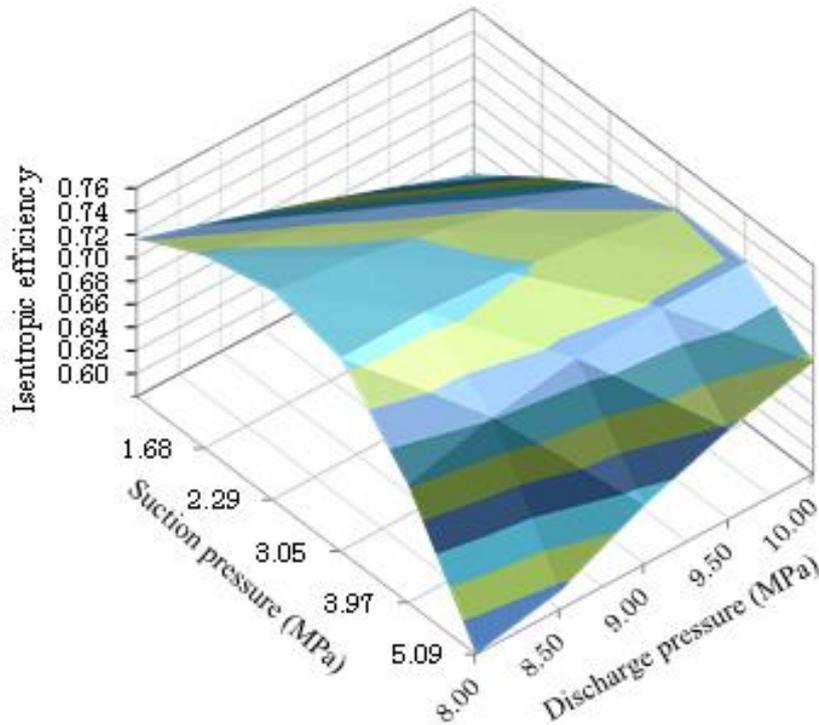


Figura 14. Calibración del rendimiento isentrópico en función de las presiones de aspiración y descarga.



Con todas estas consideraciones, el modelo teórico final tiene como variables de entrada la temperatura de evaporación, la temperatura de salida del evaporador, la presión de condensación, la temperatura de salida del gas cooler, la presión intermedia y la frecuencia del compresor. A partir de estas variables se puede obtener tanto la potencia frigorífica del evaporador, como la potencia del condensador y el consumo del compresor, además del COP del ciclo. Las propiedades termodinámicas del R744 a las diferentes condiciones se obtienen a partir del programa informático Engineering Equation Solver (EES).

Por otro lado, los datos experimentales que usaremos como variables de entrada en dicho modelo teórico los obtenemos de kiconex, un sistema de supervisión y control remoto para instalaciones de frío basado en el almacenamiento de datos en la nube. Con este sistema se puede realizar la puesta en marcha y parada de equipos, cambiar las consignas de los dispositivos, configurar de manera remota los equipos, programar el modo de funcionamiento del equipo y conocer el estado de la instalación en todo instante gracias a las alarmas (kiconex - Refrigeración Industrial 4.0, 2019).

A partir de esta plataforma se visualizan los siguientes parámetros de interés:

- Apertura de la válvula de bypass (%).
- Frecuencia del compresor (%).
- Presión de condensación (bar) o p5.
- Presión del depósito (bar) o p9.
- Presión de evaporación (bar) o p8.
- Temperatura del interior de las cámaras (°C).
- Temperatura del depósito (°C) o T9.
- Temperatura de condensación (°C) o T4
- Temperatura de evaporación (°C) o T8.
- Temperatura exterior (°C).
- Temperatura del líquido (°C) o T7.
- Temperatura de salida del gas cooler (°C).

No obstante, esta plataforma lleva consigo una serie de limitaciones a tener en cuenta a la hora de analizar los datos.

En primer lugar y como se comentará posteriormente, existe un desfase temporal entre los valores reales en vivo y los mostrados en la plataforma. Además, los datos se muestran cada 30 segundos.

En segundo lugar, kikonex muestra una media de los valores reales durante esos 30 segundos para suavizar las curvas, de manera que en los intervalos donde haya cambios bruscos de alguno de los parámetros, la realidad no se corresponderá con los valores dados por kikonex.

En tercer lugar, la frecuencia del compresor se muestra en kikonex como 0 cuando está por debajo de los 80 Hz porque el rango de trabajo del compresor es entre 80 y 160 Hz. Sin embargo, como se verá posteriormente, por el compresor pasa corriente cuando asciende de 0 a 80 Hz, de manera que a la hora de evaluar el consumo puede haber un intervalo en el que el modelo teórico tome 0 el trabajo del compresor porque así aparece en kikonex pero realmente no es 0 porque está consumiendo potencia.

Por último, al comienzo del estudio había fallos de control y varios parámetros los marcaba como cero, pero la realidad no era así, aunque este inconveniente se pudo solucionar.

Por último, kikonex muestra valores de máxima frecuencia del compresor y en la realidad no ocurre eso, tal como se observará posteriormente.

Una vez explicado el modelo teórico y las limitaciones de la toma de datos experimentales, se pasará al análisis de la zona de media-alta presión y a la validación del modelo en la zona mencionada.

4 ANÁLISIS DEL COMPRESOR DEL CICLO FRIGORÍFICO. VALIDACIÓN DEL CONSUMO ELÉCTRICO DEL COMPRESOR

4.1 Análisis del compresor del ciclo frigorífico

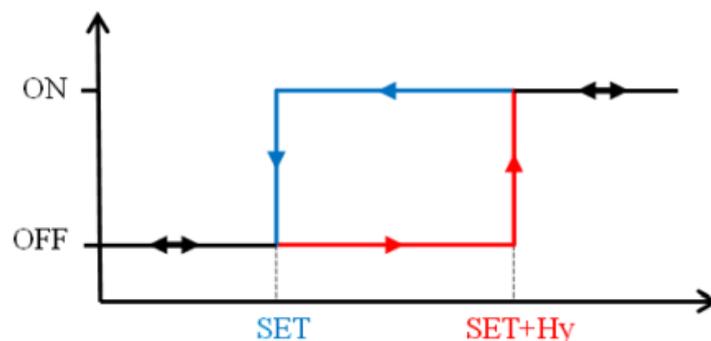
Tal como se ha indicado anteriormente, el compresor del ciclo de refrigeración de 17 kg y tecnología inverter cuenta con dos etapas de compresión, de manera que el R744 fase gas que sale del evaporador entra a la primera etapa de compresión, habrá una inyección de vapor proveniente del tanque flash, y esta mezcla de R744 gas a diferentes temperaturas entrará en la aspiración de la segunda etapa del compresor para descargarlo finalmente hacia el gas cooler. La máxima temperatura del ciclo se alcanza precisamente en la descarga del compresor.

Figura 15. Compresor rotativo hermético.



En cuanto a la lógica de funcionamiento del compresor, se establece una temperatura de consigna para el interior de la cámara. Cuando la temperatura de la cámara es superior a la de consigna (SET) más un diferencial (Hy), se pone en marcha el ciclo frigorífico, y se detiene cuando la temperatura de la cámara es igual a la de consigna.

Figura 16. Lógica de funcionamiento del compresor

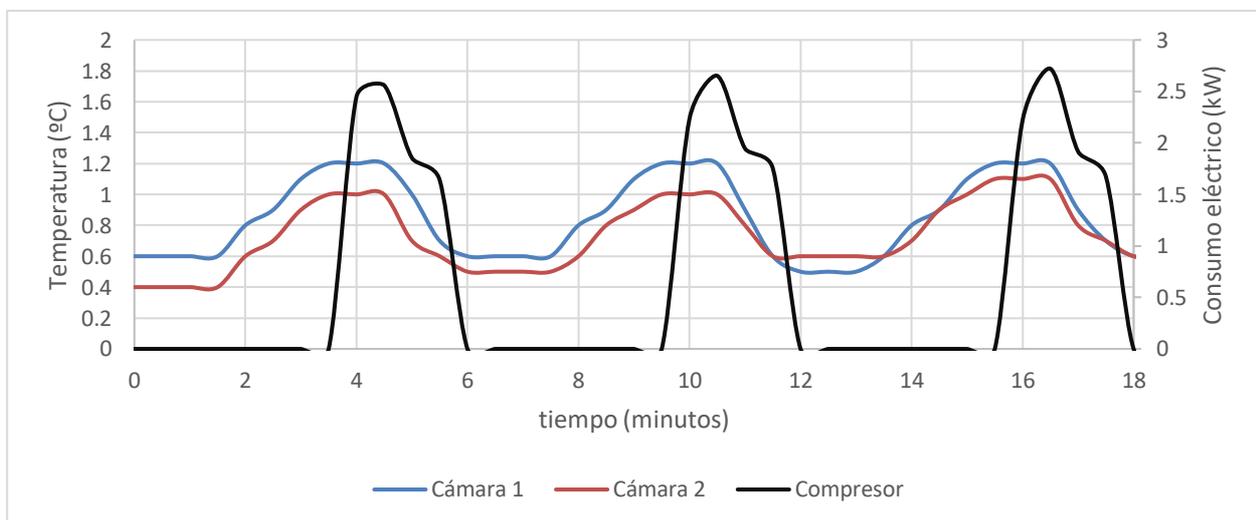


Para proteger el compresor frente a arranques y paradas sucesivas, la regulación incorpora una temporización anti-cortociclo, es decir, habrá un intervalo de seguridad marcado entre parada y arranque en el que el compresor no podrá ponerse en marcha.

Durante el ciclo de enfriamiento, la valvula solenoide se activa siempre que se active el compresor. Si el presostato de baja presión se abre (presión fuera de los límites de funcionamiento de diseño del equipo) la valvula solenoide se activa para aumentar la presión en la aspiración del compresor y así tratar de rearmar el presostato de baja presión para poder continuar con la producción de frío.

Esta lógica de funcionamiento representada de forma básica en la figura 14 se puede observar experimentalmente cuando trabajamos con las cámaras frigoríficas, tal como se comprueba en la figura 15. En esta figura se representa la evolución de las temperaturas de las cámaras y el consumo eléctrico del compresor en función del tiempo cuando la temperatura de consigna es 0°C. Además, este ensayo se llevó a cabo con unas resistencias de 2500 W en el interior de cada cámara que simulan la carga térmica. Así, queda reflejado que el compresor trabaja cuando la temperatura de las cámaras se aleja de la de consigna, y una vez se acerca a ella deja de trabajar. No obstante, hay que tener en cuenta las diferentes alarmas y los intervalos de seguridad para proteger al compresor de las sucesivas puestas en marcha y paradas, pues estos elementos pueden hacer que el compresor no trabaje siempre tal como aparecen graficados en este caso, pero en condiciones normales trabajará así durante el funcionamiento de las cámaras frigoríficas.

Figura 17. Evolución de las temperaturas de las cámaras y del consumo del compresor con SET = 0°C.



Para comprender mejor el funcionamiento del compresor, es interesante representar el consumo eléctrico del compresor y las presiones de las líneas de alta y baja presión del ciclo frigorífico frente al tiempo. Esto se muestra en la figura 16, donde se observa que cuando la presión de condensación y evaporación se acercan, es decir, cuando se está estabilizando el sistema, llega un punto en el que el compresor arranca para mantener las condiciones deseadas. De esta manera, el compresor está continuamente arrancando y parando. Esta representación corresponde al mismo intervalo de tiempo que la ilustración anterior, por lo que las condiciones son las mismas.

Otra alternativa de analizarlo es a través de la representación de la relación de compresión que hay en cada instante de tiempo. Esto se refleja en la figura 17, en la que se muestra que cuando la relación de compresión se acerca a un valor de 1, el compresor se pone en marcha, y cuando se aleja de dicho valor, se para. Además, se observa que el consumo del compresor empieza a disminuir cuando la relación de compresión llega a su máximo en cada intervalo, llegando a valores máximos cercanos a 3 y valores mínimos cercanos a 1,25.

Figura 18. Evolución del consumo eléctrico y de las presiones de evaporación y condensación.

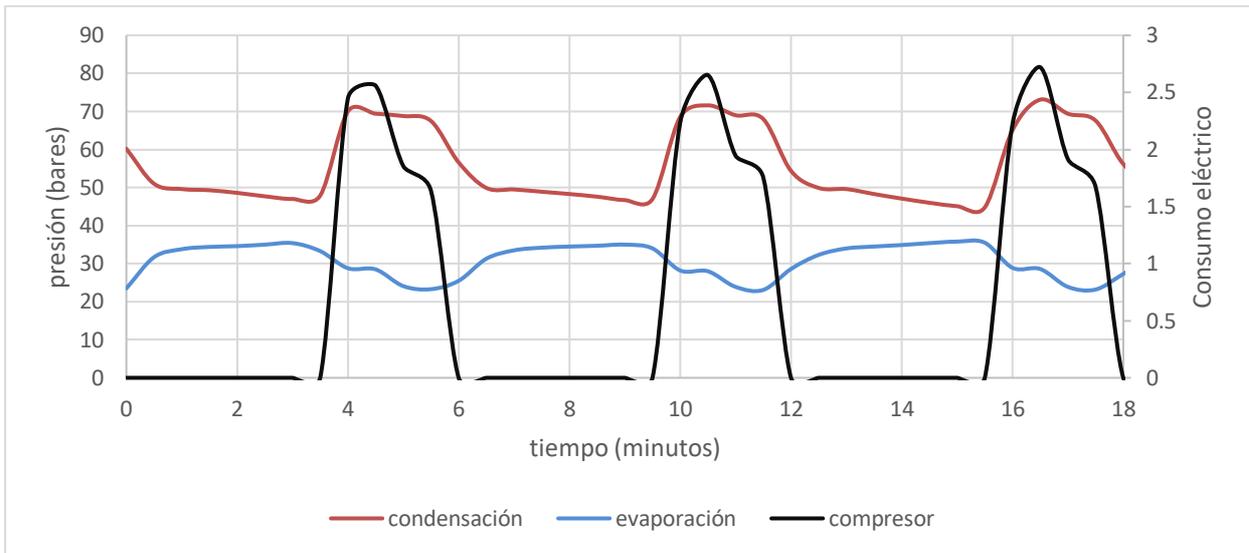
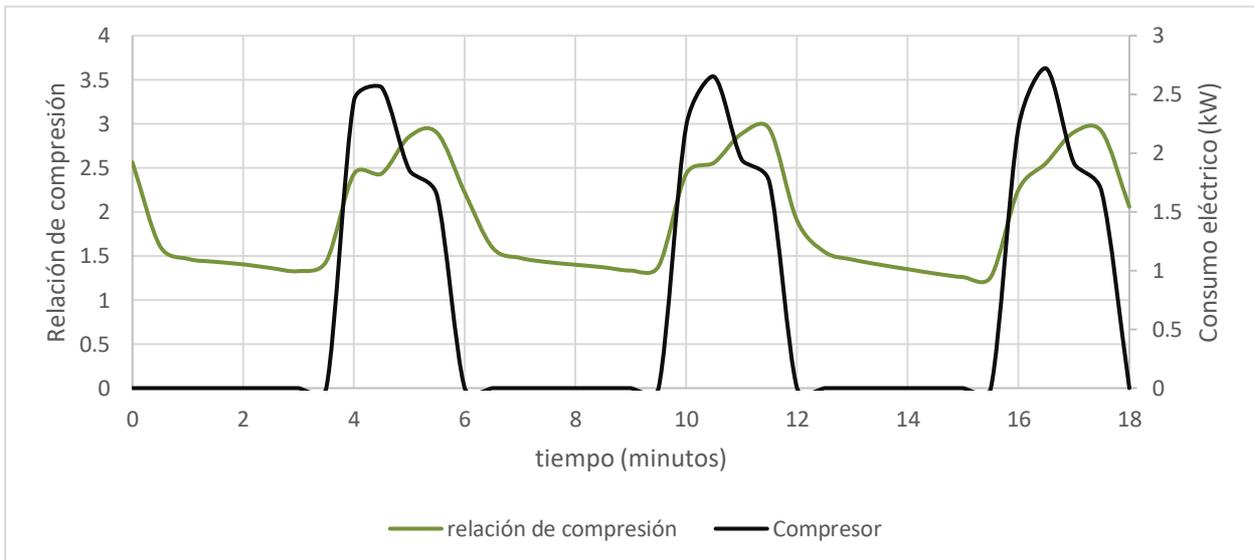


Figura 19. Evolución del consumo eléctrico y de la relación de compresión del compresor.



En el mencionado ensayo se ha llegado a tres instantes en los que se cumplen las siguientes condiciones:

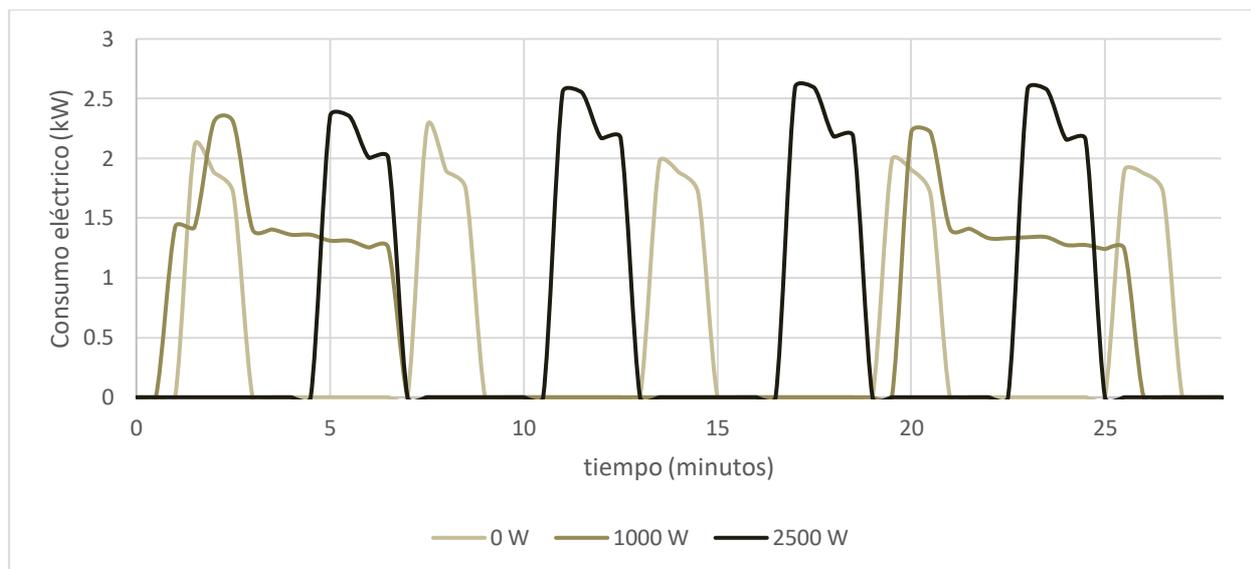
- El compresor consume potencia.
- La válvula de bypass está cerrada.
- La temperatura interior de las cámaras es la de la temperatura de consigna o difiere de ella como máximo en 2°C.

Lo ideal sería que estas condiciones se produjeran de manera continuada durante el máximo tiempo posible, es decir, obtener varios permanentes, pero en los ensayos realizados sólo se llegan a instantes puntuales cada cierto tiempo. La problemática de ello está normalmente ligada con la válvula de bypass, la cual se encuentra abierta prácticamente siempre que el compresor está en funcionamiento.

Estos tres instantes mencionados se dan entre el minuto 5 y 6, entre el minuto 11 y 12 y entre el minuto 17 y 18, en el que el consumo eléctrico del compresor es de 1,639 kW, 1,755 kW y 1,674 kW respectivamente, con presiones de condensación entre 67 y 68 bares, presiones de evaporación cercanas a 23 bares y relaciones de compresión en torno a 2,9.

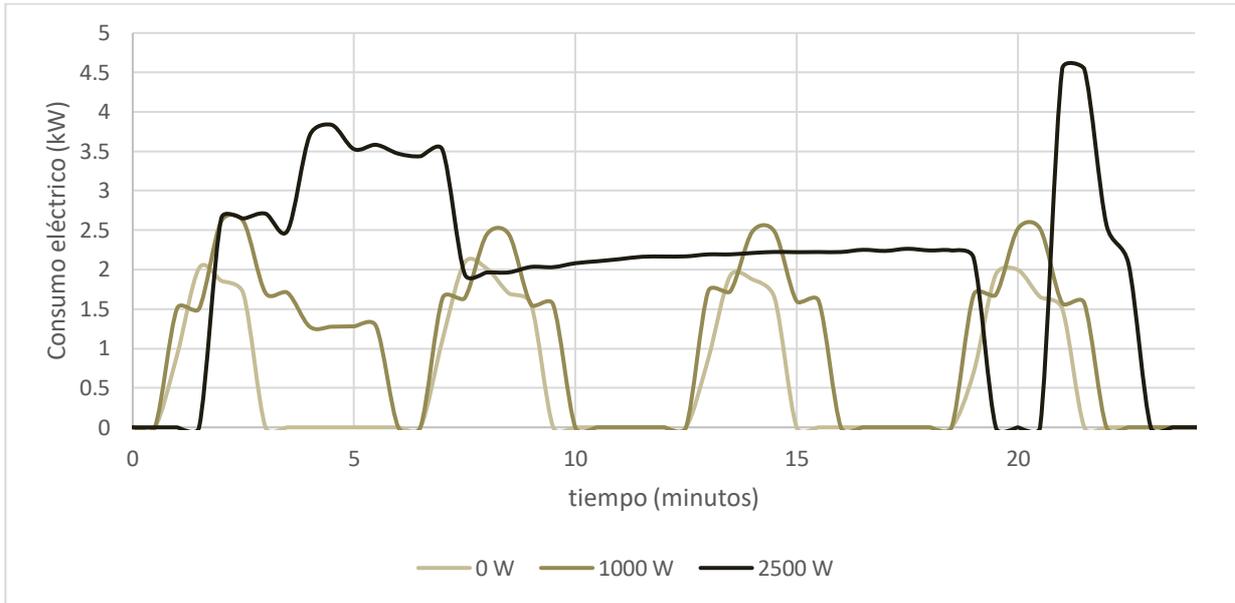
Por otra parte, se han realizado ensayos en los que se varían las resistencias que simulan la carga térmica en el interior de las cámaras. Así, en la figura 18 se grafica la evolución del consumo eléctrico del compresor cuando la carga térmica en el interior de cada cámara es de 2500 W, 1000 W y sin carga térmica (0W). Estos ensayos corresponden a días diferentes con una temperatura de consigna de 0°C para ambas cámaras. Tal como se puede observar, cuanto menor es la carga térmica en el interior de las cámaras, menor es el consumo eléctrico del compresor. Los picos más altos de consumo eléctrico se obtienen cuando la carga térmica del interior de las cámaras es de 2500 W.

Figura 20. Evolución del consumo eléctrico del compresor al variar la carga térmica en el interior de las cámaras con SET 0°C.



Además de estos ensayos con 0°C de consigna, también se ha trabajado con una temperatura de consigna de -5°C como se grafica en la figura 19. En este caso, se observa durante los ensayos que el compresor trabaja sin parar durante más tiempo que en el caso de 0°C de consigna, y el consumo eléctrico del compresor es mayor en este último caso. Nuevamente se observa que el compresor consume más al aumentar la carga térmica en el interior de la cámara. Este análisis lleva a pensar que trabajar con bajas temperaturas conducen a más puntos con las condiciones deseadas descritas anteriormente. Sin embargo, tal y como sucedía en el ensayo anterior, la válvula de bypass está abierta prácticamente siempre que el compresor está consumiendo potencia. De hecho, en estos tres ensayos con SET igual a -5°C no se llega a ningún punto de los deseados cuando se trabaja con una carga térmica interior de 1000 W ni con 2500 W. Únicamente se cumplen las tres condiciones citadas anteriormente en el ensayo sin resistencias térmicas (0 W) en el interior de las cámaras, es decir, ensayando la cámara como si estuviera vacía sin producto en el interior. En este ensayo se obtuvieron consumos cercanos a 1,5 kW durante varios minutos. Además, para los ensayos con SET igual a 0°C, pese a no conseguir muchos puntos deseados, se llegaba a la temperatura de consigna asignada. Por contra, en los ensayos a -5°C no se consigue dicha temperatura en el interior de las cámaras cuando se trabaja con 1000 W y 2500 W de carga térmica. Para el ensayo con 1000 W de carga térmica en el interior de las cámaras se llega a temperaturas mínimas de -1,65°C en ambas cámaras, y para el ensayo con 2500 W de carga térmica en el interior de las cámaras, aunque se llega a una temperatura de -4,3°C para la cámara 1, solo se llega a -2,3°C para la cámara 2.

Figura 21. Evolución del consumo eléctrico del compresor al variar la carga térmica en el interior de las cámaras con SET -5°C



Una vez explicado cómo funciona el compresor y algunas consideraciones sobre los diferentes ensayos experimentales a diferentes temperaturas de consigna y diferentes cargas térmicas en el interior de las cámaras frigoríficas, se comprueba en el siguiente apartado que el modelo teórico utilizado para el cálculo del consumo eléctrico del compresor se corresponde con el consumo real, es decir, se procederá a validar el modelo.

4.2 Validación del consumo eléctrico del compresor

En el modelo teórico del ciclo frigorífico, el consumo eléctrico del compresor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_{el\acute{e}ctrico} = \frac{m_{LP} \cdot (h_2 - h_1) + m_{HP} \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_{em}}$$

Donde:

m_{LP} es el caudal de refrigerante de la línea de baja presión [kg/s].

m_{HP} es el caudal de refrigerante de la línea de alta presión [kg/s].

h_1, h_2 son las entalpías de entrada y salida de refrigerante de la primera etapa de compresión [kJ/kg].

h_3, h_4 son las entalpías de entrada y salida de refrigerante de la segunda etapa de compresión [kJ/kg].

η_{em} es el rendimiento electro-mecánico que se supone de valor constante 0,98.

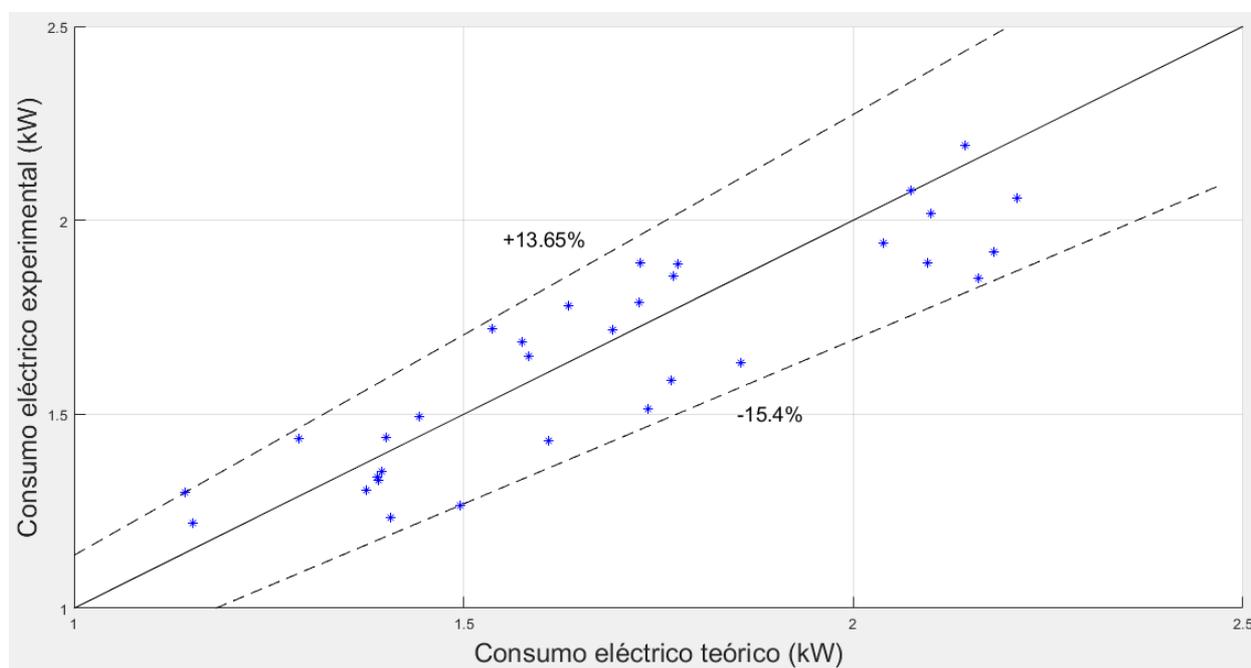
Para la validación del consumo eléctrico, se ha realizado un ensayo experimental con una temperatura de consigna inicial de 5°C y se ha ido bajando el valor de dicha consigna. Además, la carga térmica en el interior de cada cámara frigorífica era de 2500 W. Durante este estudio, se ha medido con un amperímetro la corriente eléctrica que pasa por el compresor en cada instante de tiempo. A través de esta intensidad variable en amperios, de la alimentación de la red eléctrica (230 V) y del factor de potencia se obtiene el consumo eléctrico del compresor real en cada instante mediante la expresión:

$$W_{el\acute{e}ctrico} = V \cdot I \cdot \sqrt{3} \cdot \cos\varphi$$

Una vez comparados los diferentes resultados experimentales y teóricos del ensayo, se observó que existen más valores experimentales registrados que sus correspondientes teóricos, pues hay que tener en cuenta las limitaciones relacionadas con la plataforma kikonex explicadas anteriormente: existen valores reales que kikonex no registra y, los que registra, son una media de valores cada 30 segundos. De este modo, a la hora de representar la evolución del consumo eléctrico del compresor real y teórico, existirá un intervalo de tiempo en el que el compresor consume potencia eléctrica, pero kikonex no lo registra porque la frecuencia del compresor es menor a 80 Hz y, como los datos de kikonex son los que se usan como variables de entrada en el modelo teórico, habrá por lo general más puntos experimentales que teóricos.

Una vez recordadas estas consideraciones, se muestra en la figura 20 la validación del consumo eléctrico del compresor, donde se observa la semejanza entre los resultados obtenidos experimentalmente y los obtenidos con el modelo teórico, con un error relativo máximo del 15,4%.

Figura 22. Validación del consumo eléctrico del compresor.



5 ANÁLISIS DEL GAS COOLER DEL CICLO FRIGORÍFICO. VALIDACIÓN DE LA POTENCIA DEL GAS COOLER

5.1 Análisis del gas cooler del ciclo frigorífico

Tal como se ha explicado con anterioridad, cuando la presión de descarga del compresor es superior a la presión crítica, el ciclo se denomina transcrito y, en lugar de existir un cambio de fase en el intercambiador de calor, lo que ocurre es un enfriamiento de gas en el denominado gas cooler.

En cuanto a la lógica de funcionamiento, la presión del gas cooler se establece a partir de la temperatura exterior a través del siguiente algoritmo:

$$SET = MAX(70; a_0 + T \cdot (a_1 + T \cdot (a_2 + T \cdot (a_3 + T \cdot (a_4 + T \cdot (a_5 + a_6 + T))))))$$

De esta manera, la zona de alta presión tiene un valor mínimo de consigna de 70 bares cuando el ciclo está en funcionamiento, pudiendo llegar al resultado que se obtiene de la ecuación anterior si éste es superior a 70 bares, sin sobrepasar los 102,5 bares. El valor de los coeficientes a_n es confidencial, por lo que no se muestran en este documento.

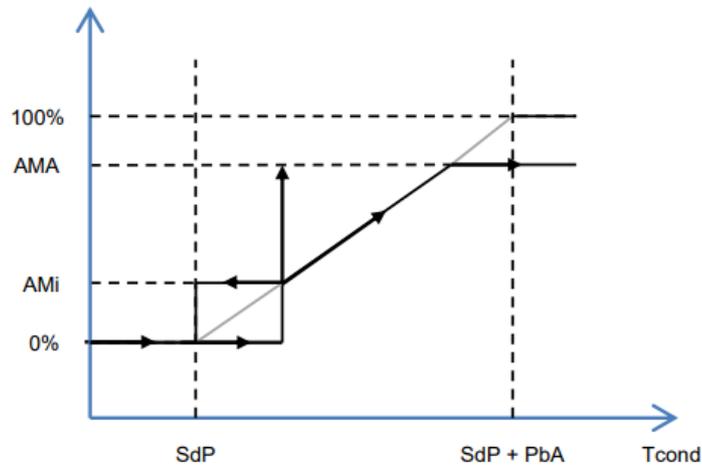
La regulación de los valores de presión máxima se realiza mediante el control de la válvula de alta presión situada a la salida del gas cooler. La presión de la zona alta, como se ha comentado, se sitúa en 70 bares hasta que la temperatura exterior tome un cierto valor que haga ascender dicha presión por encima de los 70 bares hasta un límite de 102,5 bares establecido por el transductor de prevención de alta presión. El equipo dispone de válvulas de seguridad adicionales taradas sobre los valores de prevención de los presostatos.

La temperatura de salida del gas cooler se consigue mediante la regulación de la variación de velocidad de los ventiladores del mismo. Esta variación persigue obtener una diferencia de temperaturas entre la temperatura de salida del gas cooler y la temperatura exterior de 2°C.

La regulación electrónica incorpora un control digital de la temperatura de condensación. El set point de condensación está definido para el valor del parámetro “SdP”, y el parámetro banda proporcional de ventiladores “PbA” establece la banda de temperatura en la que el ventilador varía su velocidad de 0% (temperatura igual a “SdP”) y el 100% (temperatura igual a “SdP” + ”PbA”).

El parámetro “AMi” define el valor mínimo (%) para el cual se quiere que se activen los ventiladores, de forma análoga, el parámetro “AMA” define el valor máximo (%) al que se quiere que trabajen los ventiladores.

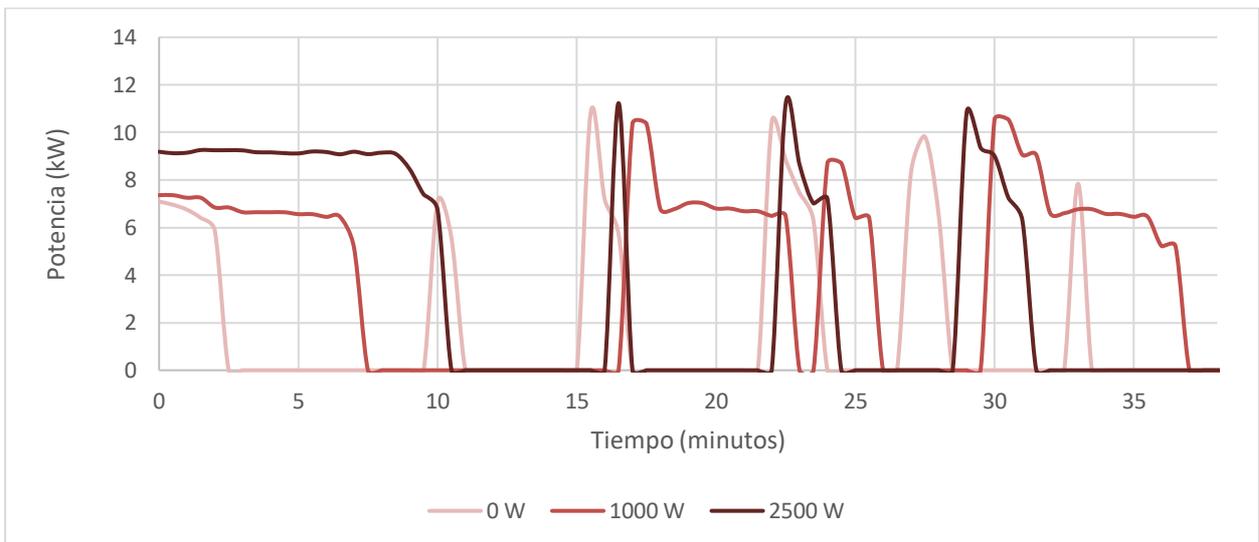
Figura 23. Regulación electrónica de la temperatura de condensación.



De la misma manera que se graficó anteriormente el consumo eléctrico del compresor frente al tiempo, también se mostrará a continuación la potencia del gas cooler que hay en cada instante de tiempo con diferentes temperaturas de consigna.

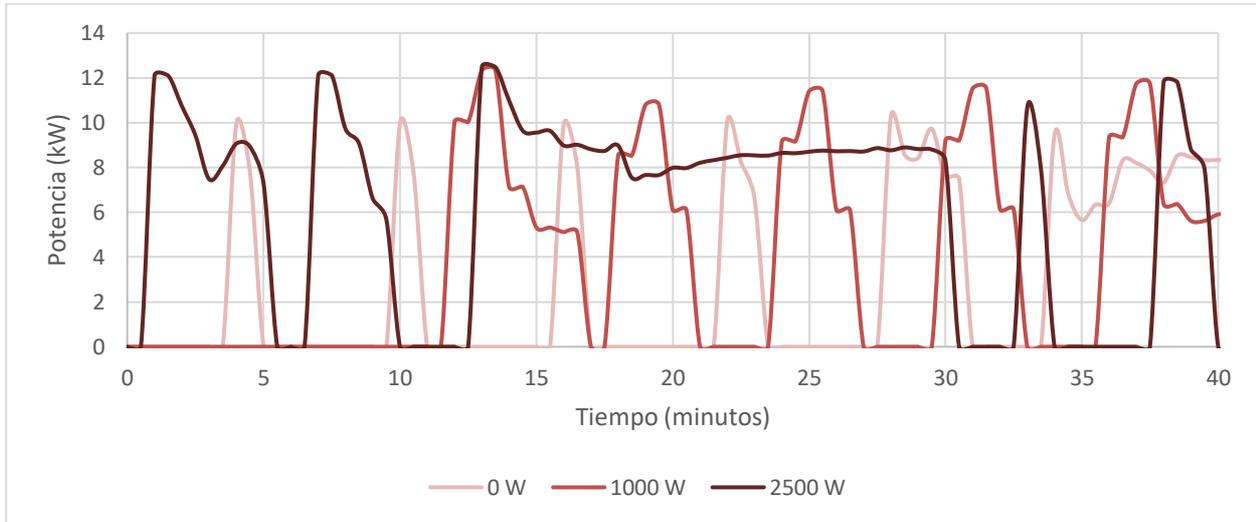
En la figura 22 se muestra un intervalo del ensayo realizado para una temperatura de consigna de 5°C en el que se grafica la evolución temporal de la potencia del gas cooler con diferentes valores de carga térmica simuladas por las resistencias interiores: 0 W (sin resistencias), 1000 W y 2500 W. Se observa que las máximas potencias del gas cooler son mayores cuanto mayor es la carga térmica o se sufre con más tiempo seguido cediendo potencia. Así, se llegan a valores máximos cercanos a los 12 kW para una carga térmica de 2500 W. Además, en los puntos deseados donde el compresor consume potencia, la válvula de bypass está cerrada y se llega a la temperatura de consigna, se alcanzan potencias cedidas por el gas cooler en torno a 6,5 kW.

Figura 24. Evolución de la potencia del gas cooler al variar la carga térmica en el interior de las cámaras con SET = 5°C



De la misma manera, se han puesto en marcha las cámaras frigoríficas con una temperatura de consigna de -5°C y diferentes cargas térmicas. En la figura 23 se muestra la evolución de la potencia del gas cooler en las diferentes condiciones mencionadas. Nuevamente se observa que las máximas potencias cedidas por el gas cooler se obtienen para la máxima carga térmica. Así, se alcanzan valores de 10,28 kW cuando no hay resistencias en el interior (0W), 12,42 kW cuando la carga térmica es de 1000 W y 12,6 kW cuando la carga térmica es de 2500 W.

Figura 25. Evolución de la potencia del gas cooler al variar la carga térmica en el interior de las cámaras con SET = -5°C.



5.2 Validación de la potencia del gas cooler

En el modelo teórico del ciclo frigorífico, el cálculo de la potencia del condensador se realiza a partir del lado del refrigerante:

$$Q_C = m_{HP} \cdot (h_4 - h_5)$$

Donde:

m_{HP} es el caudal de refrigerante de la línea de alta presión [kg/s].

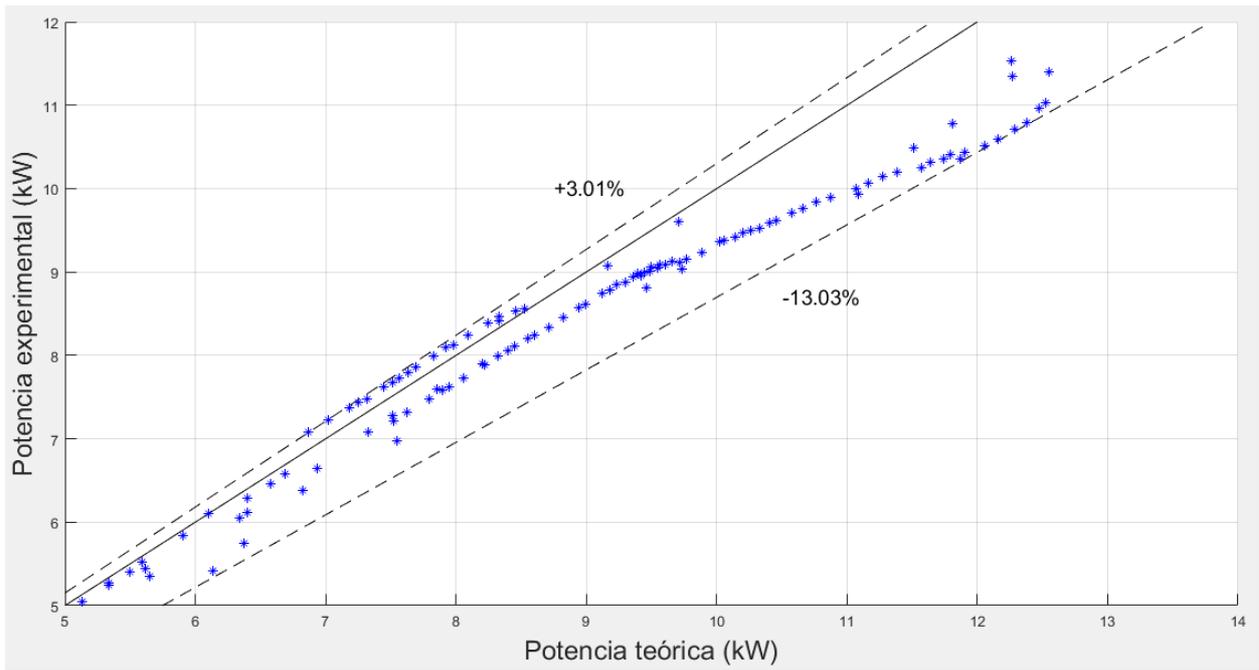
h_4, h_5 son las entalpías de entrada y salida de refrigerante al gas cooler [kJ/kg].

Para la validación de los resultados obtenidos con el modelo teórico, se propone el cálculo de la potencia del gas cooler a partir del método F-DTLM mediante el cálculo del coeficiente global de transferencia a partir de la correlación para banco de tubos con convección forzada y flujo externo perpendicular desarrollada en el anexo C, sabiendo que el área de transferencia del gas cooler es de 16,81 m² y que el caudal de aire es de 3600 m³/h, datos obtenidos del catálogo del fabricante.

En la figura 24 se representa la potencia cedida por el gas cooler teórica frente a la potencia cedida por el gas cooler experimental, con la banda de errores relativos máximos. Se observa que en los picos de potencia es donde más dista el modelo teórico del experimental, mientras que la semejanza por debajo de los 10 kW es notoria. Esto se debe a las limitaciones anteriormente citadas de la plataforma de registro de datos kikonex. Aún así, se observan errores máximos de 13,03%, y solo en puntos aislados, que no representan la tendencia de los puntos obtenidos.

Por último, hay que recalcar que en los puntos deseados mencionados anteriormente (puntos donde el compresor consume potencia, la válvula de bypass está cerrada y la temperatura de las cámaras es la de consigna), el modelo teórico representa fielmente la realidad. Por tanto, los siguientes avances en esta tecnología deben ir encaminados a conseguir dichos puntos durante un intervalo de tiempo más prolongado para obtener permanentes y, en medida de lo posible, mejorar la plataforma kikonex para solventar las dificultades encontradas.

Figura 26. Validación de la potencia cedida por el gas cooler.



6 ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS PÉRDIDAS POR TRANSMISIÓN

6.1 Dimensiones, normativa y método de cálculo

Las cámaras frigoríficas están compuestas por paneles modulares tipo sándwich de poliuretano inyectado de alta densidad (40 kg/m^3) con revestimiento de chapa de acero galvanizado.

La norma UNE-EN 14509 es la norma europea que especifica los requisitos para la fabricación de paneles sándwich aislantes de doble cara metálica. Esta norma incluye los paneles para cámaras frigoríficas.

Según esta norma, el valor de la transmitancia térmica del panel U se obtiene a partir del valor de diseño de la conductividad térmica del material del núcleo, del diseño de las juntas y de los perfiles de las caras. En el anexo D queda reflejado cómo los fabricantes deben calcular este coeficiente.

El catálogo del fabricante nos debe dar un coeficiente global de transferencia según el espesor de aislamiento. Así, se han medido los espesores de las cámaras resultando un espesor de 6,5 cm para la cámara 1 y 8 cm para la cámara 2, valores para los que se toman transmitancias térmicas de $0,35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $0,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ respectivamente.

Por otra parte, las dimensiones interiores de las cámaras medidas son las que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3. Dimensiones interiores de las cámaras frigoríficas

	Cámara 1	Cámara 2
Ancho (m)	2,4	2,25
Profundidad (m)	2	2,25
Alto (m)	2	1,95

De esta manera, se obtiene un área total interior de la cámara 1 de $27,2 \text{ m}^2$ y de $27,675 \text{ m}^2$ para la cámara 2. De este total, el área que le corresponde a cada pared de las cámaras es la siguiente:

Tabla 4. Distribución del área total de las cámaras frigoríficas

	Cámara 1	Cámara 2
Área planta (m^2)	2 x 4,8	2 x 5,063
Área perfil (m^2)	2 x 4	2 x 4,388
Área alzado (m^2)	2 x 4,8	2 x 4,388
Área total (m^2)	27,2	27,675

A partir del área de las paredes, de la transmitancia térmica de los paneles y de la diferencia de temperaturas entre el interior de la cámara y el exterior de ella (o la diferencia de temperaturas entre el interior de la cámara y el suelo en el caso de las pérdidas térmicas por el suelo) se calculan las pérdidas térmicas de las cámaras frigoríficas mediante la siguiente expresión:

$$Q_{transmisión} = Q_{techo} + 2 \cdot Q_{perfil} + 2 \cdot Q_{alzado} + Q_{suelo}$$

Donde:

$$Q_{techo} = U \cdot A_{techo} \cdot (T_{exterior} - T_{cámara})$$

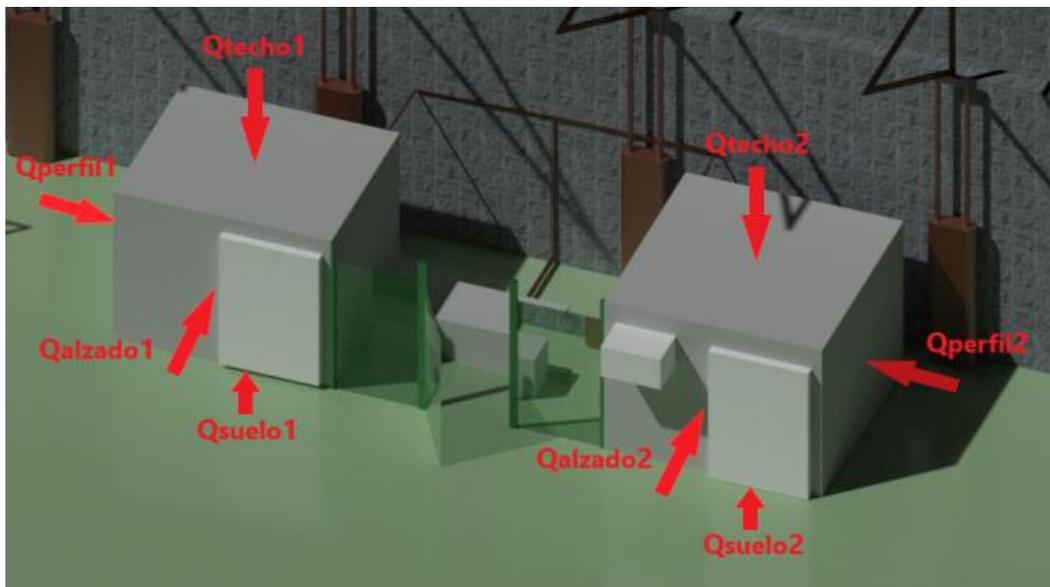
$$Q_{perfil} = U \cdot A_{perfil} \cdot (T_{exterior} - T_{cámara})$$

$$Q_{alzado} = U \cdot A_{alzado} \cdot (T_{exterior} - T_{cámara})$$

$$Q_{suelo} = U \cdot A_{suelo} \cdot (T_{suelo} - T_{cámara})$$

Estos flujos de calor quedan representados en la figura 25.

Figura 27. Pérdidas térmicas por cada pared de las cámaras frigoríficas.



Para el cálculo de las pérdidas térmicas a través del suelo (Q_{suelo1} y Q_{suelo2}), al no tener datos experimentales de este valor, se toma una temperatura del suelo fija de 15°C , valor que se supone a la hora de calcular las cámaras frigoríficas para satisfacer los límites de pérdidas térmicas impuestos según el Real Decreto 552/2019, por el que se aprueba el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.

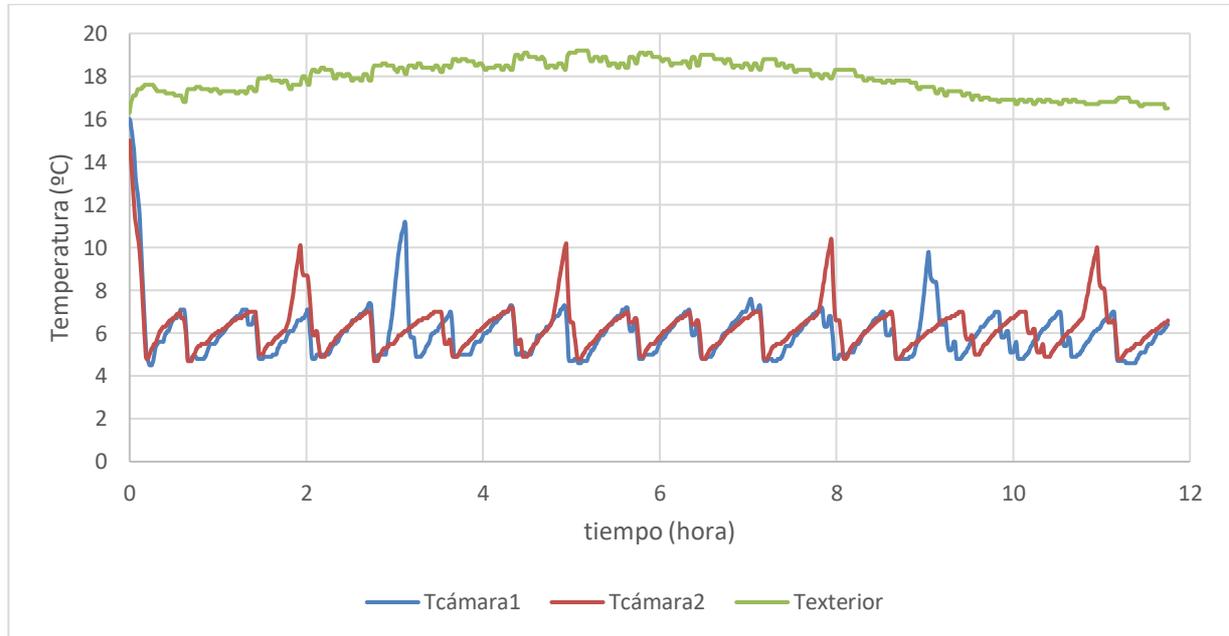
Las pérdidas por transmisión se han determinado a partir de tres experimentos a diferentes temperaturas de consigna de las cámaras frigoríficas: 5°C , 0°C y -5°C . La evolución de temperaturas de las cámaras será diferente en cada caso, y con ello las pérdidas; cuanto menor sea la temperatura de las cámaras, mayores pérdidas por transmisión se obtendrán.

Los fabricantes de componentes de refrigeración, calculan la potencia frigorífica necesaria a partir del producto, de la transmisión de calor (calculada en este apartado), de la ventilación natural y de las cargas referidas a la ocupación de personal, a la iluminación, al desescarche, a los ventiladores y a otras cargas térmicas. Es decir, la suma de la potencia de las resistencias y de las pérdidas por transmisión, además del resto de cargas mencionadas, debe ser igual a la potencia frigorífica del evaporador.

6.2 Análisis experimental de las pérdidas por transmisión

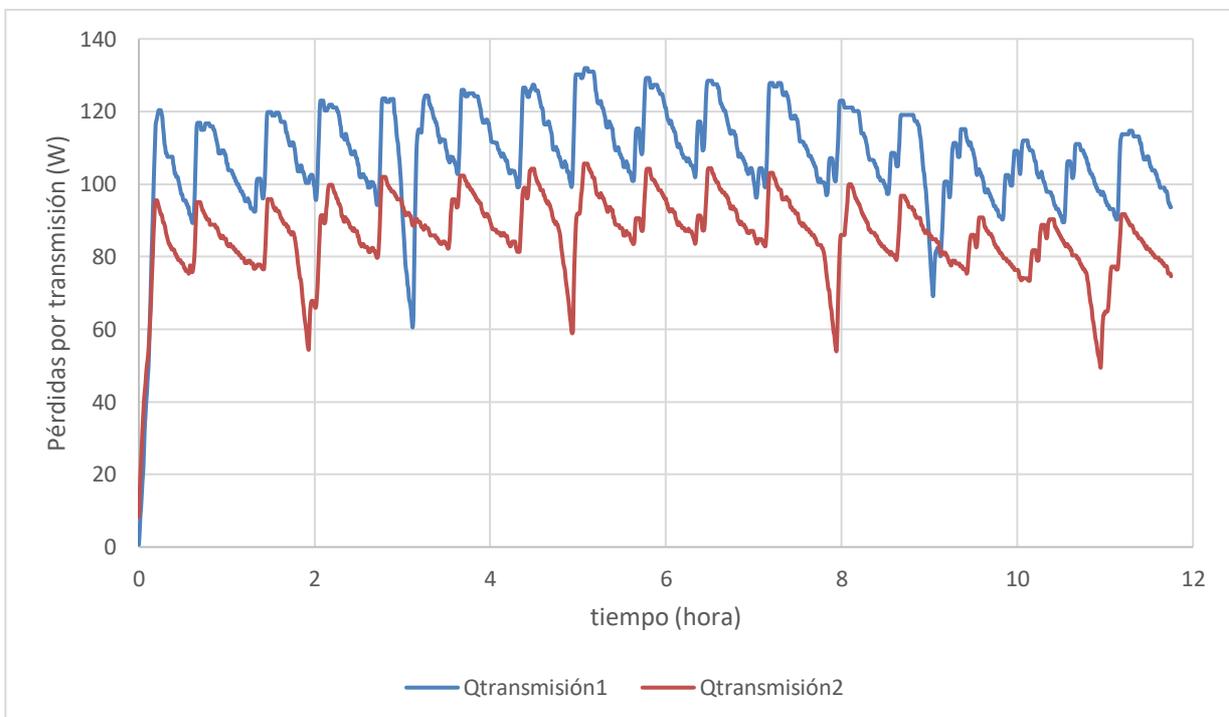
En primer lugar, se grafica la evolución temporal de la temperatura exterior y de la temperatura interior de ambas cámaras cuando la temperatura de consigna que se le fija a las cámaras es de 5°C.

Figura 28. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET 5°C.



A partir de estas temperaturas, tal y como se ha explicado en el apartado anterior, se obtienen las pérdidas por transmisión totales en cada instante de tiempo, representadas en la ilustración 20.

Figura 29. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET 5°C.

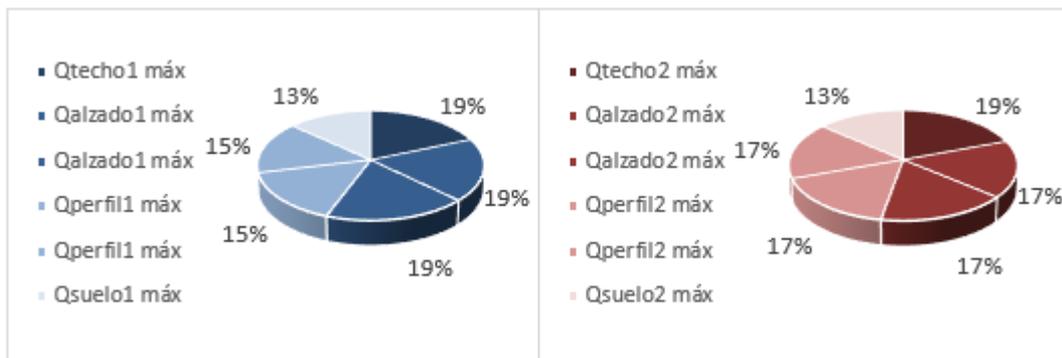


Para este ensayo se obtiene que las máximas pérdidas por transmisión que se obtienen son de 131,936 W para la cámara 1 y 105,631 W para la cámara 2, distribuidas según la tabla 5 y reflejadas en la figura 28 como porcentaje de la máxima total.

Tabla 5. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 5°C.

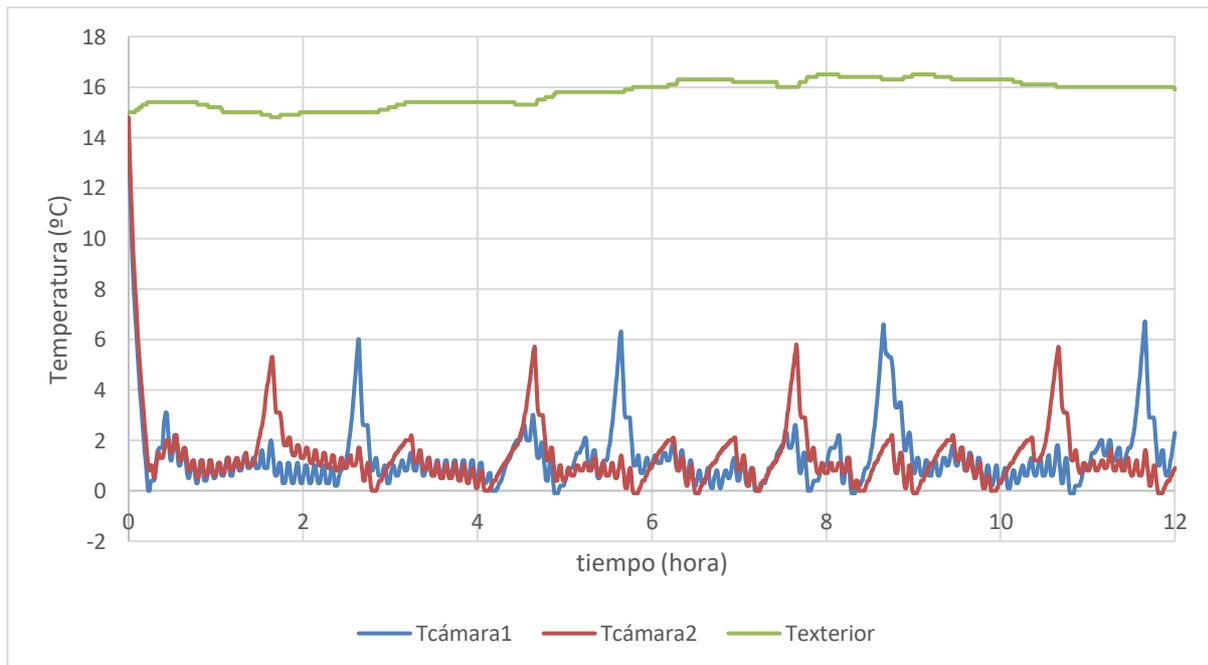
	Cámara 1	Cámara 2
Qtecho máx (W)	24,528	20,412
Qalzado máx (W)	2 x 24,528	2 x 17,69
Qperfil máx (W)	2 x 20,44	2 x 17,69
Qsuelo máx (W)	17,472	14,46
Qtransmisión máx (W)	131,936	105,631

Figura 30. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 5°C.



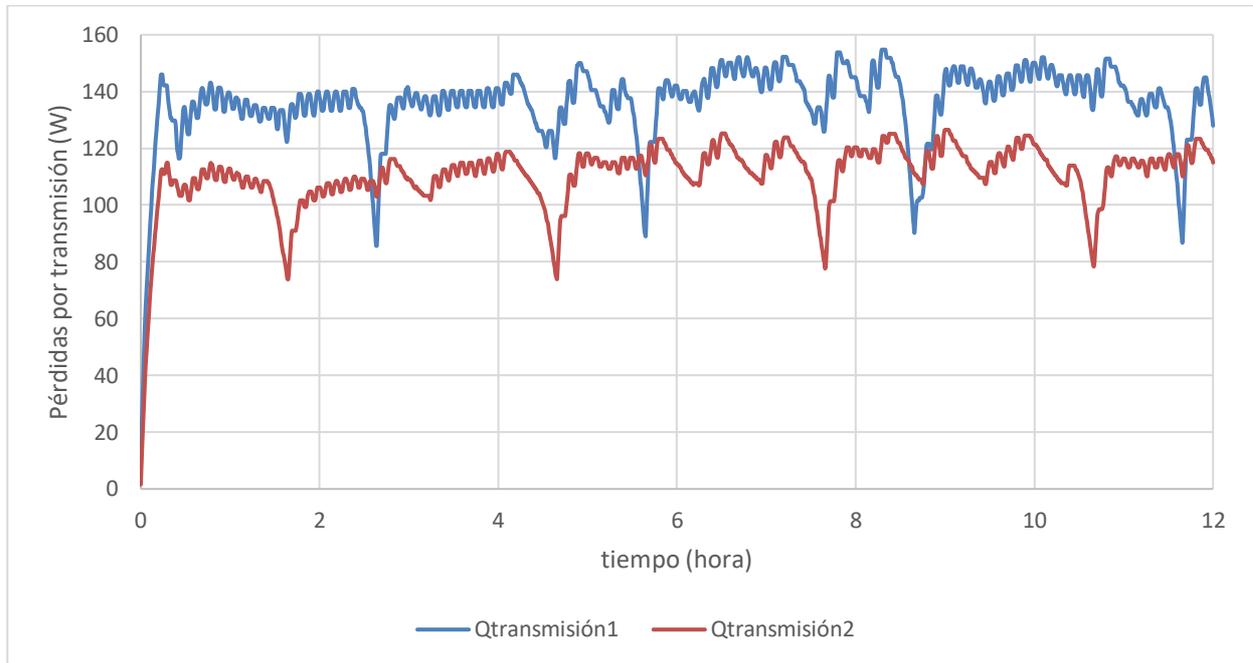
Tal como se ha hecho en el ensayo con temperatura de consigna de 0°C, se representan en la siguiente gráfica la evolución de la temperatura exterior y la evolución de la temperatura interior de cada cámara frigorífica cuando la consigna es 0°C.

Figura 31. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET 0°C.



A partir de estas temperaturas, se obtienen de nuevo las pérdidas por transmisión en cada instante de tiempo, que quedan reflejadas en la figura 30.

Figura 32. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET 0°C.

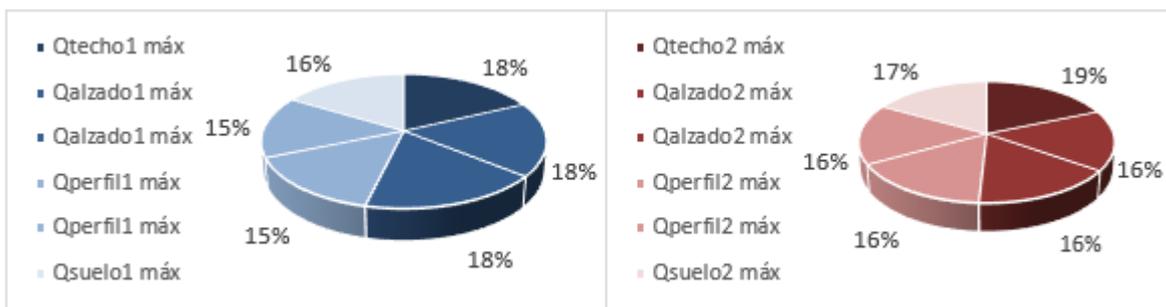


Para este ensayo se obtiene que las máximas pérdidas por transmisión tienen un valor de 154,73 W para la cámara 1 y 126,5 W para la cámara 2, distribuidos según la tabla 6 y la figura 31:

Tabla 6. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 0°C.

	Cámara 1	Cámara 2
Qtecho máx (W)	27,72	23,53
Qalzado máx (W)	2 x 27,72	2 x 20,39
Qperfil máx (W)	2 x 23,1	2 x 20,39
Qsuelo máx (W)	25,37	21,4
Qtransmisión máx (W)	154,73	126,5

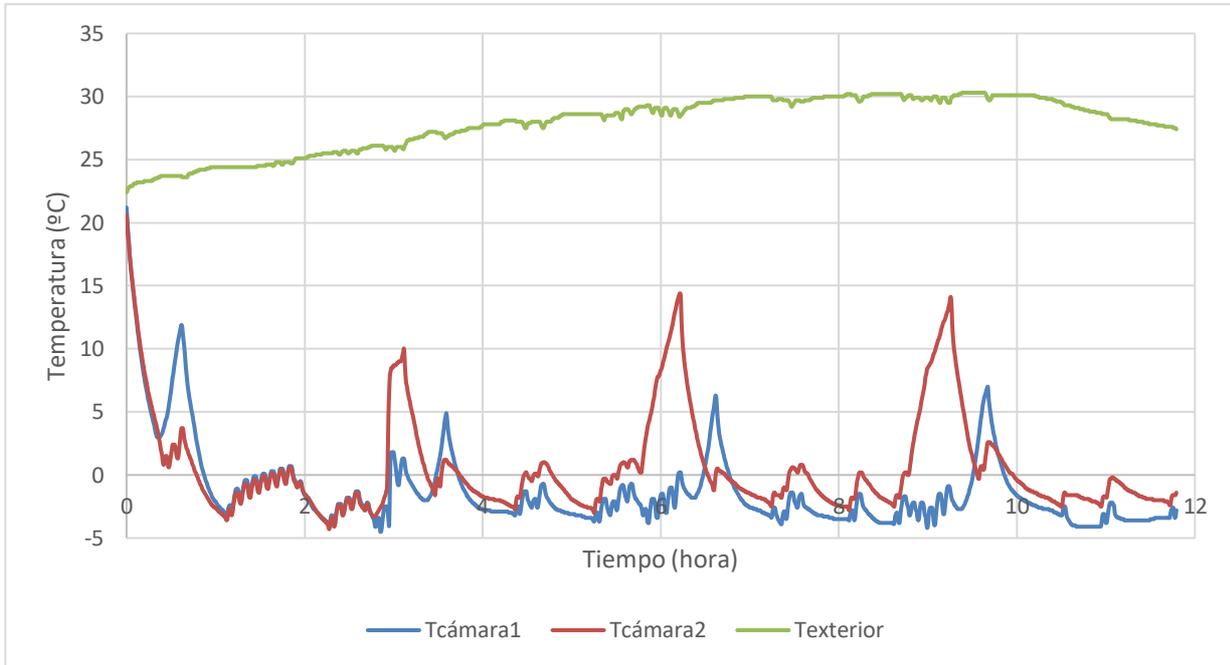
Figura 33. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET 0°C.



Análogamente, se sigue el mismo procedimiento empleado para las consignas de 5°C y 0°C.

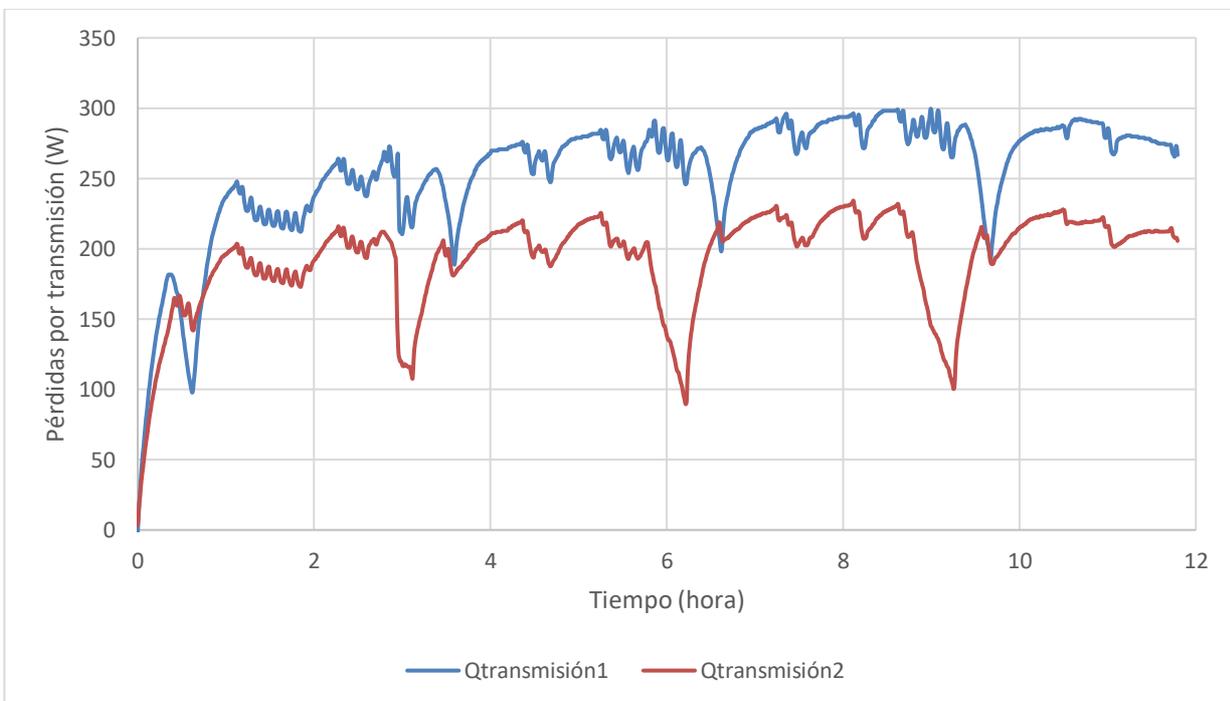
Nuevamente se muestra la evolución de las temperaturas interiores de las cámaras frigoríficas y de la temperatura exterior, en este caso cuando la temperatura de consigna es -5°C.

Figura 34. Evolución de las temperaturas interiores de las cámaras y de la exterior con SET -5°C.



A partir de esta evolución de temperaturas obtenemos la evolución de las pérdidas por transmisión que hay en las cámaras frigoríficas cuando la consigna es -5°C.

Figura 35. Evolución de las pérdidas por transmisión con SET -5°C.

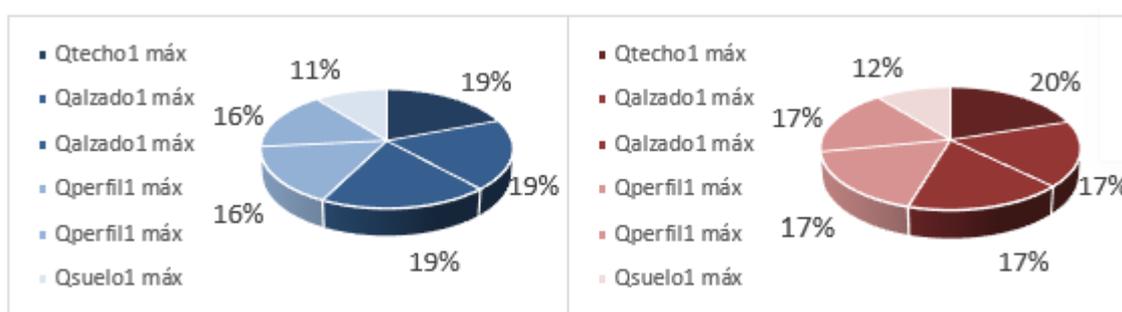


En este ensayo se obtienen unas pérdidas por transmisión máximas de 299,1 W para la cámara 1 y 234,17 W para la cámara 2, que se distribuyen por las paredes de cada cámara de la forma que quedan representadas en la tabla 7 y en la figura 34.

Tabla 7. Distribución de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET -5°C.

	Cámara 1	Cámara 2
Qtecho máx (W)	57,29	46,78
Qalzado máx (W)	2 x 57,29	2 x 40,54
Qperfil máx (W)	2 x 47,74	2 x 40,54
Qsuelo máx (W)	31,75	25,23
Qtransmisión máx (W)	299,1	234,17

Figura 36. Distribución (%) de las pérdidas por transmisión totales máximas con SET -5°C.



Los resultados obtenidos en los tres ensayos conducen a mayores pérdidas de transmisión a medida que disminuyen las temperaturas de consigna del interior de las cámaras frigoríficas. Además, se observa que la cámara 1 siempre tiene máximas mayores que la cámara 2, debido a la diferencia de tamaño de las cámaras frigoríficas.

A modo resumen se ilustra en la tabla 8 las pérdidas por transmisión máximas que tienen lugar en ambas cámaras frigoríficas según las temperaturas de consigna:

Tabla 8. Pérdidas por transmisión máximas.

	Cámara 1	Cámara 2
	Qtransmisión máx (W)	
SET = 5°C	131,936	105,631
SET = 0°C	154,73	126,5
SET = -5°C	299,1	234,17

Como se ha explicado anteriormente, las cámaras frigoríficas son diseñadas (dependiendo del producto y del propósito trabajarán a una temperatura de consigna u otra) de forma que la potencia frigorífica del evaporador necesaria es igual a la suma de las diferentes cargas, en las que se incluyen las resistencias del interior de las cámaras (que pueden ser de 0 kW, 1kW, 1,5kW, 2kW y 2,5kW en cada una de ellas) y las pérdidas por transmisión calculadas y mostradas en la tabla 8.

Por otro lado, es importante mencionar que el Real Decreto 552/2019 antes citado, establece que el aislamiento de las cámaras frigoríficas debe seleccionarse y dimensionarse procurando optimizar los costes de inversión y funcionamiento, minimizando el impacto ambiental. Para garantizar la minimización del impacto ambiental, la densidad del flujo térmico debe ser inferior a 9 W/m² para

servicios positivos y de 8 W/m^2 para cámaras frigoríficas con temperatura negativa. Así, cuando la consigna de las cámaras frigoríficas es de 5°C , se obtienen experimentalmente flujos térmicos máximos de $4,85 \text{ W/m}^2$ para la cámara 1 y $3,82 \text{ W/m}^2$ para la cámara 2; cuando la consigna es de 0°C se obtienen flujos máximos de $5,69 \text{ W/m}^2$ para la cámara 1 y $4,57 \text{ W/m}^2$ para la cámara 2; y, por último, cuando la temperatura de consigna es -5°C , se obtienen flujos térmicos máximos de 11 W/m^2 para la cámara 1 y $8,46 \text{ W/m}^2$ para la cámara 2. No obstante, estas cámaras frigoríficas fueron fabricadas antes de los límites impuestos por el Real Decreto 552/2019, motivo por el que no cumplen estas consideraciones cuando trabajan con temperatura negativa.

7 BIBLIOGRAFÍA

- 410 Gone. (s.f.). Recuperado el 7 de 6 de 2022, de <https://www.carel.com/blog/-/blogs/carbon-dioxide-co2-cycles-in-the-hvac-r-sector>
- Alabdulkarem, A., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2012). Development of CO₂ liquefaction cycles for CO₂ sequestration. *Applied Thermal Engineering*, 33, 144-156. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.027>
- Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants—Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123-1133. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013>
- Calm, J., & Hourahan, G. (2007). Refrigerant data update. *Hpac Engineering*, 79(1), 50-64.
- Calm, J., & Hourahan, G. (2011). Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants. *Proceedings of 23rd international congress of refrigeration (ICR2011), Prague, Czech Republic*, 21-26.
- Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., & Zamboni, L. (2005). Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1250-1258. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.019>
- Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., & Zamboni, L. (2005). Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1250-1258. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.019>
- Ciconkov, R. (2018). Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. *International Journal of Refrigeration*, 86, 441-448. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006>
- Devotta, S., Chelani, A., & Vonsild, A. (2021). Prediction of flammability classifications of refrigerants by artificial neural network and random forest model. *International Journal of Refrigeration*, 131, 947-955. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.07.021>
- Di Nicola, G., Polonara, F., Stryjek, R., & Arteconi, A. (2011). Performance of cascade cycles working with blends of CO₂+ natural refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 34(6), 1436-1445. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.05.004>
- Fernandez, N., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2010). Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles. *International Journal of Refrigeration*, 33(3), 635-644. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.008>
- Heath, E. A. (2017). Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer (Kigali amendment). *International Legal Materials*, 56(1), 193-205. doi:10.1017/ilm.2016.2
- Heredia-Aricapa, Y., Belman-Flores, J., Mota-Babiloni, A., Serrano-Arellano, J., & García-Pabón, J. (2020). Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A. *International Journal of Refrigeration*, 111, 113-123. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012>
- kiconex - Refrigeración Industrial 4.0. (02 de 09 de 2019). *kiconex - Industry 4.0*. Recuperado el 2022 de 05 de 20, de <https://www.kiconex.com/que-es-kiconex/#:%7E:text=kiconex%20es%20un%20sistema%20de,nuestra%20instalaci%C3%B3n%20de,sde%20cualquier%20lugar.>
- Kim, J., Cho, J., & Kim, M. (2008). Cooling performance of several CO₂/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid. *International journal of refrigeration*, 31(5), 800-806. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.11.009>
- Kim, M.-H., Pettersen, J., & Bullard, C. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in energy and combustion science*, 30(2), 119-174. doi:<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>

- Kujak, S. (2017). Flammability and new refrigerant options. *ASHRAE Journal*, 59(5), 16-23.
- Laipradit, P., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., & Aye, L. (2008). Theoretical performance analysis of heat pump water heaters using carbon dioxide as refrigerant. *International Journal of Energy Research*, 32(4), 356-366.
- Lorentzen, G. (1994). Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International journal of refrigeration*, 17(5), 292-301. doi:[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0)
- Lorentzen, G. (1995). The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *International journal of refrigeration*, 18(3), 190-197.
- Lorentzen, G., & Pettersen, J. (1993). A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International journal of refrigeration*, 16(1), 4-12. doi:[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90014-Y](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90014-Y)
- Ma, Y., Liu, Z., & Tian, H. (2013). A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*, 55, 156-172. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.030>
- Maina, P., & Huan, Z. (2015). A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. *South african journal of science*, 111(9-10), 01-10.
- McLinden, M., & Huber, M. (2020). (R) Evolution of refrigerants. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 65(9), 4176-4193. doi:10.1021/acs.jced.0c00338
- Mota-Babiloni, A., Makhnatch, P., & Khodabandeh, R. (2017). Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. *International Journal of Refrigeration*, 82, 288-301. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.06.026>
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., & Peris, B. (2015). Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems. *International journal of refrigeration*, 52, 21-31. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021>
- Nekså, P. (2002). CO2 heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 25(4), 421-427. doi:[https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00033-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00033-0)
- Reilly, J., Prinn, R., Harnisch, J., Fitzmaurice, J., Jacoby, H., Kicklighter, D., . . . Wang, C. (1999). Multi-gas assessment of the Kyoto Protocol. *Nature*, 401(6753), 549-555. doi:<https://doi.org/10.1038/44069>
- Riffat, S., Afonso, C., Oliveira, A., & Reay, D. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17(1), 33-42. doi:[https://doi.org/10.1016/1359-4311\(96\)00030-0](https://doi.org/10.1016/1359-4311(96)00030-0)
- Velders, G., Andersen, S., Daniel, J., Fahey, D., & McFarland, M. (2007). The importance of the Montreal Protocol in protecting climate. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 104(12), 4814-4819. doi:10.1073/pnas.0610328104
- Wu, Y., Kwakkenbos, L., Henry, R., Tao, L., Harb, S., Bourgeault, A., . . . Bhandari, P. (2020). Validation of the COVID-19 Fears Questionnaires for Chronic Medical Conditions: a scleroderma patient-centered intervention network covid-19 cohort study. *Journal of psychosomatic research*, 139, 110271. doi:<https://doi.org/10.1016/j.jpsychores.2020.110271>

ANEXO A: SEGURIDAD DE LOS REFRIGERANTES

La norma 34 de ASHRAE “Designation and Safety Classification of Refrigerants” divide a los refrigerantes según su toxicidad en A (baja toxicidad, valor límite de exposición laboral ≥ 400 ppm) o B (alta toxicidad, valor límite de exposición laboral ≤ 400 ppm), y según su inflamabilidad los separa en:

- Clase 1: sin propagación de llama en el aire a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 60 °C.
- Clase 2L: baja inflamabilidad, con el límite inferior de inflamabilidad inferior por encima de 0,1 kg/m³ a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 23°C, la velocidad de combustión inferior a 0,1 m/s en el aire a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 60°C y el calor de combustión inferior a 19 MJ/kg.
- Clase 2: media inflamabilidad, con el límite inferior de inflamabilidad inferior por encima de 0,1 kg/m³ a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 23°C, la velocidad de combustión superior a 0,1 m/s en el aire a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 60°C y un calor de combustión inferior a 19 MJ/kg.
- Clase 3: alta inflamabilidad, con un límite inferior de inflamabilidad por debajo de 0,1 kg/m³ y calor de combustión superior a 19 MJ/kg.

Por tanto, existen ocho grupos para clasificar los refrigerantes según su seguridad (Calm & Hourahan, Refrigerant data update, 2007) (McLinden & Huber, 2020) (Devotta, Chelani, & Vonsild, 2021).

Tabla 9. Grupos de seguridad de los refrigerantes (Kujak, 2017).

Alta inflamabilidad	A3	B3
Media inflamabilidad	A2	B2
Baja inflamabilidad	A2L	B2L
Sin propagación de llama	A1	B1
	Baja toxicidad	Alta toxicidad

ANEXO B: MODELO TEÓRICO

```
PROCEDURE rendimientos(p_condensacion;p1sat : rendimiento_isentropico;rendimiento_volumetrico)
  IF (p_condensacion>80) and (p_condensacion<100) and (p1sat>12) and (p1sat<51) THEN
    rendimiento_isentropico=0,642165249355978+0,00712358118697669*p_condensacion-
    0,0122257774808761*p1sat-0,0000916172844310611*p_condensacion^2-
    0,000242544975770028*p1sat^2+0,000291298557767358*p_condensacion*p1sat
    rendimiento_volumetrico=0,711744368196337+0,00764854506638594*p_condensacion-
    0,00764433792732273*p1sat-0,0000748979954254451*p_condensacion^2-
    0,0000749572135329079*p1sat^2+0,000149794455026148*p_condensacion*p1sat
  ELSE
    rendimiento_isentropico=0,7
    rendimiento_volumetrico=0,882
  ENDIF
END
```

```
CALL rendimientos(p_condensacion;p1sat : rendimiento_isentropico;rendimiento_volumetrico)
```

```
fluid$='R744'
```

```
"!ciclo"
```

```
T_evaporacion=-10,8 "temperatura de evaporación"
```

```
recalentamiento=0,3-T_evaporacion "temperatura de aspiracion (T1) - T_evaporación"
```

```
p_condensacion=69,3 "presion de condensacion"
```

```
Text=T_SGC-2 "temperatura exterior"
```

```
T_SGC=17,8 "temperatura de salida del gas cooler"
```

```
"!compresor"
```

```
ccentrerev=8
```

```
F=rps
```

```
VD_geom=ccentrerev/1000000*F*3600
```

```
m_ev_geom=VD_geom/3600*rho1
```

```
mLP=m_ev_geom*rendimiento_volumetrico "caudal de baja presión"
```

```
p_intermedia=46,2 "presión intermedia"
```

```
mMP=mHP*x6 "caudal de media presión"
```

```
mHP=(mLP+m_liq_bypasada)/(1-x6) "caudal de alta presión"
```

```
rendimiento_elemec=0,98 "rendimiento electromecanico"
```

```
efectividad_flashtank=0,915 "efectividad del tanque flash"
```

$m_{liq_bypassada}=(m_{LP}-\text{efectividad_flashtank}*m_{LP})/\text{efectividad_flashtank}$

$Hz=0,8*\text{porcentaje_pot_compresor}+80$ "Herzios a los que se mueve el compresor"

$\text{porcentaje_pot_compresor}=1$

$rpm=60*Hz/2$

$rps=rpm/60$

"!propiedades de cada punto del ciclo"

"punto 1sat"

$x_{1sat}=1$

$T_{1sat}=T_{\text{evaporacion}}$

$p_{1sat}=\text{Pressure}(\text{fluid}; T=T_{1sat}; x=x_{1sat})$

$h_{1sat}=\text{enthalpy}(\text{fluid}; T=T_{1sat}; x=x_{1sat})$

$s_{1sat}=\text{entropy}(\text{fluid}; T=T_{1sat}; x=x_{1sat})$

$\rho_{1sat}=\text{density}(\text{fluid}; T=T_{1sat}; x=x_{1sat})$

"punto 1"

$T_1=T_{1sat}+\text{recalentamiento}$

$p_1=p_{1sat}$

$h_1=\text{Enthalpy}(\text{fluid}; T=T_1; P=p_1)$

$s_1=\text{Entropy}(\text{fluid}; T=T_1; P=p_1)$

$\rho_1=\text{Density}(\text{fluid}; T=T_1; P=p_1)$

"punto 2s"

$T_{2s}=\text{Temperature}(\text{fluid}; s=s_{2s}; P=p_{2s})$

$p_{2s}=p_{\text{intermedia}}$

$h_{2s}=\text{Enthalpy}(\text{fluid}; s=s_{2s}; P=p_{2s})$

$s_{2s}=s_1$

$\rho_{2s}=\text{Density}(\text{fluid}; s=s_{2s}; P=p_{2s})$

"punto 2"

$T_2=\text{Temperature}(\text{fluid}; h=h_2; P=p_2)$

$p_2=p_{\text{intermedia}}$

$\text{rendimiento_isentropico}=(h_{2s}-h_1)/(h_2-h_1)$

$s_2=\text{Entropy}(\text{fluid}; h=h_2; P=p_2)$

$\rho_2=\text{Density}(\text{fluid}; h=h_2; P=p_2)$

"punto 7"

$x_7=0$

$T_7 = \text{Temperature}(\text{fluid}; x=x_7; P=p_7)$

$p_7 = p_{\text{intermedia}}$

$h_7 = \text{Enthalpy}(\text{fluid}; x=x_7; P=p_7)$

$s_7 = \text{Entropy}(\text{fluid}; x=x_7; P=p_7)$

$\rho_7 = \text{Density}(\text{fluid}; x=x_7; P=p_7)$

"punto 8"

$T_8 = \text{temperature}(\text{fluid}; h=h_8; P=p_8)$

$p_8 = p_{1\text{sat}}$

$h_8 = h_7$

$s_8 = \text{Entropy}(\text{fluid}; h=h_8; P=p_8)$

$\rho_8 = \text{Density}(\text{fluid}; h=h_8; P=p_8)$

"punto 9"

$x_9=1$

$T_9 = \text{Temperature}(\text{fluid}; x=x_9; P=p_9)$

$p_9 = p_7$

$h_9 = \text{Enthalpy}(\text{fluid}; x=x_9; P=p_9)$

$s_9 = \text{Entropy}(\text{fluid}; x=x_9; P=p_9)$

$\rho_9 = \text{Density}(\text{fluid}; x=x_9; P=p_9)$

"punto 5"

$T_5 = T_{\text{SGC}}$

$p_5 = p_4$

$h_5 = \text{Enthalpy}(\text{fluid}; T=T_5; p=p_5)$

$s_5 = \text{Entropy}(\text{fluid}; T=T_5; p=p_5)$

$\rho_5 = \text{Density}(\text{fluid}; T=T_5; p=p_5)$

"punto 6"

$T_6 = \text{Temperature}(\text{fluid}; h=h_6; P=p_6)$

$p_6 = p_2$

$h_6 = h_5$

$s_6 = \text{Entropy}(\text{fluid}; h=h_6; P=p_6)$

$\rho_6 = \text{Density}(\text{fluid}; h=h_6; P=p_6)$

$x_6 = \text{Quality}(\text{fluid}; h=h_6; P=p_6)$

"punto 3"

$$T3 = \text{Temperature}(\text{fluid}; h=h3; P=p3)$$

$$p3 = p2$$

$$m_{LP} \cdot h2 + m_{MP} \cdot h9 + m_{liq_bypassada} \cdot h7 = m_{HP} \cdot h3$$

$$s3 = \text{Entropy}(\text{fluid}; h=h3; P=p3)$$

$$\rho3 = \text{Density}(\text{fluid}; h=h3; P=p3)$$

"punto 4s"

$$T4s = \text{Temperature}(\text{fluid}; s=s4s; P=p4s)$$

$$p4s = p_{\text{condensacion}}$$

$$h4s = \text{Enthalpy}(\text{fluid}; s=s4s; P=p4s)$$

$$s4s = s3$$

$$\rho4s = \text{Density}(\text{fluid}; s=s4s; P=p4s)$$

"punto 4"

$$\text{rendimiento_isentropico} = (h4s - h3) / (h4 - h3)$$

$$T4 = \text{Temperature}(\text{fluid}; h=h4; P=p4)$$

$$p4 = p4s$$

$$s4 = \text{Entropy}(\text{fluid}; h=h4; P=p4)$$

$$\rho4 = \text{Density}(\text{fluid}; h=h4; P=p4)$$

"!cálculo de la potencia frigorífica, potencia del condensador y eficiencia del ciclo"

"balance de energía en el evaporador"

$$QF = m_{LP} \cdot (h1 - h8)$$

"balance de energía en el condensador"

$$Qc = m_{HP} \cdot (h4 - h5)$$

"potencia consumida por el compresor"

$$Wc = m_{LP} \cdot (h2 - h1) + m_{HP} \cdot (h4 - h3)$$

$$WcA = m_{HP} \cdot (h4 - h3) \text{ "consumo segunda etapa"}$$

$$WcB = m_{LP} \cdot (h2 - h1) \text{ "consumo primera etapa"}$$

"consumo eléctrico"

$$Wele = Wc / \text{rendimiento_elemec}$$

"eficiencia del ciclo"

$$COP = QF / Wc$$

"!cubicaje del compresor"

cc_entradacompresor1=(mLP/(rendimiento_volumetrico*rho1*F))*1000000

cc_entradacompresor2=(mHP/(rendimiento_volumetrico*rho3*F))*1000000

Procedure **rendimientos** (p_{condensacion}; p1sat : rendimiento_{isentropico}; rendimiento_{volumetrico})

If p_{condensacion} > 80 and p_{condensacion} < 100 and p1sat > 12 and p1sat < 51 Then

rendimiento_{isentropico} := 0,6422 + 0,007124 · p_{condensacion} - 0,01223 · p1sat - 0,00009162 · p_{condensacion}
- 0,0002425 · p1sat² + 0,0002913 · p_{condensacion} · p1sat

rendimiento_{volumetrico} := 0,7117 + 0,007649 · p_{condensacion} - 0,007644 · p1sat - 0,0000749
· p_{condensacion}² - 0,00007496 · p1sat² + 0,0001498 · p_{condensacion} · p1sat

Else

rendimiento_{isentropico} := 0,7

rendimiento_{volumetrico} := 0,882

EndIf

End **rendimientos**

Call **rendimientos** [p_{condensacion} ; p1sat : rendimiento_{isentropico} ; rendimiento_{volumetrico}]

fluid\$ = 'R744'

ciclo

T_{evaporacion} = - 10,8 *temperatura de evaporación*

recalentamiento = 0,3 - T_{evaporacion} *temperatura de aspiracion (T1) - T_{evaporacion}*

p_{condensacion} = 69,3 *presion de condensacion*

Text = T_{SGC} - 2 *temperatura exterior*

T_{SGC} = 17,8 *temperatura de salida del gas cooler*

compresor

c_{centrerev} = 8

F = rps

VD_{geom} = $\frac{c_{centrerev}}{1000000} \cdot F \cdot 3600$

m_{ev,geom} = $\frac{VD_{geom}}{3600} \cdot \rho_{ho1}$

$$m_{LP} = m_{ev,geom} \cdot \text{rendimiento}_{volumetrico} \quad \text{caudal de baja presión}$$

$$P_{intermedia} = 46,2 \quad \text{presión intermedia}$$

$$m_{MP} = m_{HP} \cdot x6 \quad \text{caudal de media presión}$$

$$m_{HP} = \frac{m_{LP} + m_{liq,bypasseada}}{1 - x6} \quad \text{caudal de alta presión}$$

$$\text{rendimiento}_{elemec} = 0,98 \quad \text{rendimiento electromecánico}$$

$$\text{efectividad}_{flashtank} = 0,915 \quad \text{efectividad del tanque flash}$$

$$m_{liq,bypasseada} = \frac{m_{LP} - \text{efectividad}_{flashtank} \cdot m_{LP}}{\text{efectividad}_{flashtank}}$$

$$Hz = 0,8 \cdot \text{porcentaje}_{potcompresor} + 80 \quad \text{Herzios a los que se mueve el compresor}$$

$$\text{porcentaje}_{potcompresor} = 1$$

$$\text{rpm} = 60 \cdot \frac{Hz}{2}$$

$$\text{rps} = \frac{\text{rpm}}{60}$$

propiedades de cada punto del ciclo

punto 1sat

$$x_{1sat} = 1$$

$$T_{1sat} = T_{\text{evaporacion}}$$

$$p_{1sat} = P [\text{fluid\$}; T = T_{1sat}; x = x_{1sat}]$$

$$h_{1sat} = h [\text{fluid\$}; T = T_{1sat}; x = x_{1sat}]$$

$$s_{1sat} = s [\text{fluid\$}; T = T_{1sat}; x = x_{1sat}]$$

$$\rho_{1sat} = \rho [\text{fluid\$}; T = T_{1sat}; x = x_{1sat}]$$

punto 1

$$T_1 = T_{1sat} + \text{recalentamiento}$$

$$p_1 = p_{1sat}$$

$$h_1 = h [\text{fluid\$}; T = T_1; P = p_1]$$

$$s_1 = s [\text{fluid\$}; T = T_1; P = p_1]$$

$$\rho_1 = \rho [\text{fluid\$}; T = T_1; P = p_1]$$

punto 2s

$$T_{2s} = T [\text{fluid\$} ; s = s_{2s} ; P = p_{2s}]$$

$$p_{2s} = p_{\text{intermedia}}$$

$$h_{2s} = h [\text{fluid\$} ; s = s_{2s} ; P = p_{2s}]$$

$$s_{2s} = s_1$$

$$\rho_{2s} = r [\text{fluid\$} ; s = s_{2s} ; P = p_{2s}]$$

punto 2

$$T_2 = T [\text{fluid\$} ; h = h_2 ; P = p_2]$$

$$p_2 = p_{\text{intermedia}}$$

$$\text{rendimiento}_{\text{isentropico}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$s_2 = s [\text{fluid\$} ; h = h_2 ; P = p_2]$$

$$\rho_2 = r [\text{fluid\$} ; h = h_2 ; P = p_2]$$

punto 7

$$x_7 = 0$$

$$T_7 = T [\text{fluid\$} ; x = x_7 ; P = p_7]$$

$$p_7 = p_{\text{intermedia}}$$

$$h_7 = h [\text{fluid\$} ; x = x_7 ; P = p_7]$$

$$s_7 = s [\text{fluid\$} ; x = x_7 ; P = p_7]$$

$$\rho_7 = r [\text{fluid\$} ; x = x_7 ; P = p_7]$$

punto 8

$$T_8 = T [\text{fluid\$} ; h = h_8 ; P = p_8]$$

$$p_8 = p_{1\text{sat}}$$

$$h_8 = h_7$$

$$s_8 = s [\text{fluid\$} ; h = h_8 ; P = p_8]$$

$$\rho_8 = r [\text{fluid\$} ; h = h_8 ; P = p_8]$$

punto 9

$$x_9 = 1$$

$$T_9 = T[\text{fluid\$}; x = x_9; P = p_9]$$

$$p_9 = p_7$$

$$h_9 = h[\text{fluid\$}; x = x_9; P = p_9]$$

$$s_9 = s[\text{fluid\$}; x = x_9; P = p_9]$$

$$\rho_9 = r[\text{fluid\$}; x = x_9; P = p_9]$$

punto 5

$$T_5 = T_{SGC}$$

$$p_5 = p_4$$

$$h_5 = h[\text{fluid\$}; T = T_5; P = p_5]$$

$$s_5 = s[\text{fluid\$}; T = T_5; P = p_5]$$

$$\rho_5 = r[\text{fluid\$}; T = T_5; P = p_5]$$

punto 6

$$T_6 = T[\text{fluid\$}; h = h_6; P = p_6]$$

$$p_6 = p_2$$

$$h_6 = h_5$$

$$s_6 = s[\text{fluid\$}; h = h_6; P = p_6]$$

$$\rho_6 = r[\text{fluid\$}; h = h_6; P = p_6]$$

$$x_6 = x[\text{fluid\$}; h = h_6; P = p_6]$$

punto 3

$$T_3 = T[\text{fluid\$}; h = h_3; P = p_3]$$

$$p_3 = p_2$$

$$m_{LP} \cdot h_2 + m_{MP} \cdot h_9 + m_{liq,bypasseada} \cdot h_7 = m_{HP} \cdot h_3$$

$$s_3 = s[\text{fluid\$}; h = h_3; P = p_3]$$

$$\rho_3 = r[\text{fluid\$}; h = h_3; P = p_3]$$

punto 4s

$$T_{4s} = T[\text{fluid\$}; s = s_{4s}; P = p_{4s}]$$

$$p_{4s} = p_{condensacion}$$

$$h_{4s} = h[\text{fluid\$}; s = s_{4s}; P = p_{4s}]$$

$$s_{4s} = s_3$$

$$\rho_{4s} = r[\text{fluid}; s = s_{4s}; P = p_{4s}]$$

punto 4

$$\text{rendimiento}_{\text{isentropico}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$T_4 = T[\text{fluid}; h = h_4; P = p_4]$$

$$p_4 = p_{4s}$$

$$s_4 = s[\text{fluid}; h = h_4; P = p_4]$$

$$\rho_4 = r[\text{fluid}; h = h_4; P = p_4]$$

cálculo de la potencia frigorífica, potencia del condensador y eficiencia del ciclo

balance de energía en el evaporador

$$Q_F = m_{LP} \cdot [h_1 - h_8]$$

balance de energía en el condensador

$$Q_c = m_{HP} \cdot [h_4 - h_5]$$

potencia consumida por el compresor

$$W_c = m_{LP} \cdot [h_2 - h_1] + m_{HP} \cdot [h_4 - h_3]$$

$$W_{cA} = m_{HP} \cdot [h_4 - h_3] \quad \text{consumo segunda etapa}$$

$$W_{cB} = m_{LP} \cdot [h_2 - h_1] \quad \text{consumo primera etapa}$$

consumo eléctrico

$$W_{ele} = \frac{W_c}{\text{rendimiento}_{\text{elemec}}}$$

eficiencia del ciclo

$$\text{COP} = \frac{Q_F}{W_c}$$

cubicaje del compresor

$$CC_{\text{entrada compresor 1}} = \frac{m_{LP}}{\text{rendimiento}_{\text{volumetrico}} \cdot \rho_1 \cdot F} \cdot 1000000$$

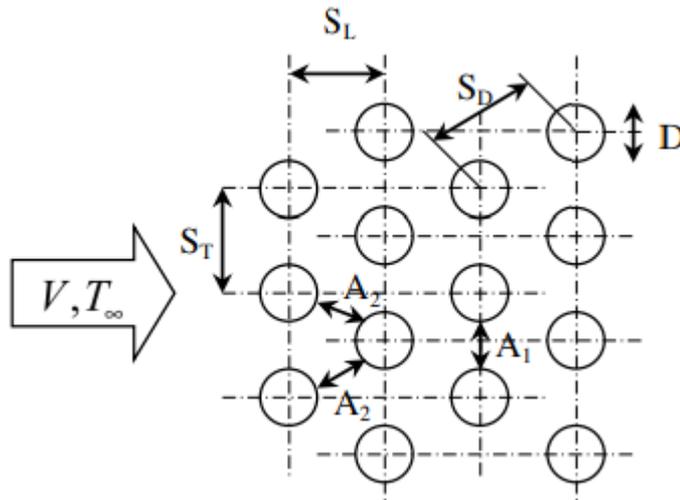
$$CC_{\text{entrada compresor 2}} = \frac{m_{HP}}{\text{rendimiento}_{\text{volumetrico}} \cdot \rho_3 \cdot F} \cdot 1000000$$

ANEXO C: CORRELACIÓN CONVECCIÓN FORZADA, FLUJO EXTERNO PERPENDICULAR, BANCO DE TUBOS

Banco de tubos, flujo perpendicular:

$$Nu_D = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

Configuración cruzada:



Coeficiente C2 de la correlación:

Nº filas	1	2	3	4	5	7	10	13	16
C ₂	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Coeficiente C1 y m de la correlación:

$Re_{D,max}$	C ₁	m
10 – 10 ²	0,9	0,4
10 ² – 10 ³	Considerar como tubos aislados	
10 ³ – 2 · 10 ⁵ ($S_T/S_L < 2$)	0,35 · (S_T/S_L) ^{1/3}	0,6
10 ³ – 2 · 10 ⁵ ($S_T/S_L > 2$)	0,4	0,6
2 · 10 ⁵ – 2 · 10 ⁶	0,022	0,84

ANEXO D: CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA TÉRMICA DE PANELES SÁNDWICH

La norma UNE-EN 14509 es la norma europea que especifica los requisitos para la fabricación de paneles sándwich aislantes de doble cara metálica. Esta norma incluye los paneles para cámaras frigoríficas.

Cuando se determina la transmitancia térmica del panel, se aplican las siguientes condiciones:

- En el ensayo y en los cálculos se deben tener en cuenta el efecto térmico de los perfiles de las cámaras exteriores e interiores.
- En los cálculos se deben tener en cuenta las juntas de unión panel con panel.

La transmitancia térmica (U) del panel se debe determinar mediante un programa informático según la norma EN ISO 10211 o mediante cálculo a partir de la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \frac{t_{ni}}{\lambda_{fi}} + \frac{d_c + \Delta e}{\lambda_{diseño}} + \frac{t_{ne}}{\lambda_{fe}} + R_{se}} + \frac{\Psi}{B}$$

Donde

d_c es el espesor nominal del núcleo (ignorando el espesor de las caras) (m).

t_{ni} es el espesor nominal de la cara interior (m).

t_{ne} es el espesor nominal de la cara exterior (m).

$\lambda_{diseño}$ es la conductividad térmica del diseño del núcleo (W/m·K).

λ_{fi} es la conductividad térmica de diseño de la cara interna (W/m·K).

λ_{fe} es la conductividad térmica de diseño de la cara externa (W/m·K).

Δe es el espesor adicional debido a los perfiles principales (m).

Ψ es la transmitancia térmica lineal de las juntas por metro de longitud del panel (W/m·K).

B es la anchura total del panel (m).

R_{si} es la resistencia de la superficie interior (m²·K/W).

R_{se} es la resistencia de la superficie exterior (m²·K/W).