



UNIVERSITAT
JAUME·I

Universidad Jaume I de Castellón

Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales
Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

Tesis Doctoral

Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a
la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que
utilizan CO₂ como refrigerante

Presentada por:

Jorge Patiño Pérez

Dirigida por:

Dr. D. Ramón Cabello López

Dr. D. Enrique Torrella Alcaraz

Castellón, Mayo 2013

Dedicado a mis padres y hermanos.

“Si buscas resultados distintos, no hagas siempre lo mismo.”

Agradecimientos

Al finalizar un trabajo tan arduo y complejo como es el desarrollo de una tesis Doctoral, es inevitable que te asalte un sentimiento de gratitud hacia aquellas personas que con su dedicación y participación, han contribuido a que este trabajo alcance un desenlace tan satisfactorio. Siento que merecen mi total agradecimiento todos aquellos que han escuchado estoicamente entusiastas explicaciones acerca del funcionamiento de una máquina de frío o de algún fenómeno físico relacionado con ella. Por ello, es para mí un verdadero placer utilizar este espacio para ser justo y consecuente con todos ellos, aunque debo advertir que si alguna de estas personas no se encontrara en las próximas líneas espero que no se sienta ofendido por ello, ya que puede estar seguro de que responde a uno de mis habituales despistes.

En primer lugar, debo agradecer de manera especial y sincera al catedrático Ramón Cabello por brindarme la posibilidad de realizar esta tesis doctoral bajo su dirección. Su apoyo y confianza, junto con su capacidad para dirigir este trabajo ha significado un aporte invaluable, no solamente en el desarrollo de esta tesis, sino también en mi formación como investigador y persona. Quiero expresar también mi más sincero agradecimiento a mi codirector de tesis, el también catedrático Enrique Torrella por su importante papel en el desarrollo de este trabajo.

Me gustaría extender mi sincero agradecimiento al Dr. Daniel Sánchez, por ser uno de los principales artífices de la formación que he adquirido a lo largo de este trabajo, además de agradecer su infinita paciencia, disponibilidad y generosidad para compartir su experiencia y amplio conocimiento, lo cual se ha visto reflejado en los buenos resultados obtenidos en este proyecto. En esta misma línea, me gustaría agradecer la colaboración del Dr. Rodrigo Llopis, agradeciendo sus siempre atentas y rápidas respuestas a las diferentes inquietudes surgidas durante el desarrollo de este trabajo.

Agradecer también la incondicional ayuda del técnico de laboratorio Martín Piñana, su colaboración técnica como su aportación en el plano personal ha sido de gran ayuda durante mis estancias maratonianas en el laboratorio. No puedo olvidarme de los innumerables debates de carácter científico, altamente enriquecedores, que sostuve con mi compi de aventuras, Juan Ginés, a quien dirijo un agradecimiento especial. Especial mención me merece el aporte realizado por mi amigo Carlos Sanz, cuyo esfuerzo y trabajo han facilitado el desarrollo de algunos de los estudios llevados a cabo en el presente documento.

Quisiera hacer extensiva mi gratitud, tanto, a mis compañeros del departamento de Ingeniería Mecánica y construcción como a mis compañeros de Máster y carrera, a quienes debo agradecerles que a pesar de lo difícil del camino, han conseguido que sólo las risas acompañen nuestro trabajo diario. Singular reconocimiento merece el interés mostrado por Iván y Andrés, Diego, Rubén, Vicente y Ramiro; Valeria, Lidón, Vicky, Natalia y Mj; y mis amigos de la colla, ya que, aunque la aportación de cada uno de ellos se aleje del ámbito técnico, con su actitud me han demostrado la importancia del contacto humano para afrontar cualquier reto profesional que se tercie.

Por último, reservo un rincón muy especial a mi familia y cuñadas, especialmente destaco el papel desarrollado por mis abuelos y hermanos, ya que de todos ellos he aprendido valores que se encuentran por encima de cualquier formación académica y que representan las bases de la formación que me hace sentir más orgulloso, que sin ninguna duda es la personal.

Pero mi mayor agradecimiento se lo debo a mis padres, por apoyarme en todas las decisiones que he tomado a lo largo de la vida, hayan sido buenas o malas, y especialmente por enseñarme a luchar por lo que quiero y a terminar lo que he empezado. Sin ellos nunca habría terminado esta Tesis Doctoral.

Resumen

La creciente demanda del confort humano está obligando a la comunidad científica a buscar nuevas técnicas que permitan aprovechar al máximo los recursos disponibles. Gran parte de esta demanda es consumida por sistemas de producción de frío basados en la compresión de vapor, por tanto, constituye uno de los sectores estratégicos a tener en cuenta para contribuir al desarrollo sostenible mediante la optimización energética de las instalaciones frigoríficas. Además de la búsqueda de soluciones eficientes desde un punto de vista energético, la comunidad científica dirige sus esfuerzos en la búsqueda de nuevas sustancias refrigerantes cuyo efecto no sea nocivo para el medio ambiente.

Con el fin de contribuir y fomentar el uso del fluido natural CO₂ como refrigerante, se ha elaborado la presente tesis doctoral que está centrada en estudios teóricos y posterior análisis experimental del funcionamiento de una planta frigorífica de compresión de vapor que emplea CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas. Esta nueva iniciativa permite minimizar al máximo el impacto medioambiental generado por las emisiones de refrigerantes artificiales, aunque requiere de una tecnología completamente nueva debido a las propiedades físicas del propio refrigerante. El objeto de este análisis se centra en continuar buscando aquellas configuraciones que logren mejorar el rendimiento energético de las instalaciones que empleen R744 como refrigerante.

En la presente tesis doctoral se ha efectuado un estudio experimental de una configuración con un sistema de expansión en una única etapa, donde se ha analizado la influencia del aceite en la masa de refrigerante a cargar en la instalación y en el comportamiento de la misma. Este funcionamiento se compara con el comportamiento que adopta un ciclo que cuenta con un sistema de doble etapa de expansión y depósito intermedio entre ambas etapas, que le proporciona la masa que necesita en todo momento. Además, se estudia el comportamiento de la instalación al insertar en ambas configuraciones un IHX. Por otro lado, en este trabajo también se ha llevado a cabo un análisis experimental de la instalación operando en régimen supercrítico frente al modo de operación en régimen subcrítico cuando las condiciones externas lo permiten. De esta forma, se evalúa la posibilidad de operar con ambos sistemas a partir de una instalación dimensionada para operar en régimen supercrítico. El último análisis experimental realizado se basa en la búsqueda de nuevas configuraciones para mejorar el rendimiento energético del equipo, donde se estudia la extracción de vapor en el depósito de acumulación y la posterior inyección ó recompresión en diferentes puntos de la instalación.

Estos análisis experimentales se han complementado con estudios de carácter teórico. El primer estudio teórico se ha basado en el modelado de la instalación frigorífica para analizar la energía calorífica generada en el foco caliente y destinada a activar otras aplicaciones. El segundo estudio ha consistido en el modelado matemático de dos tipos diferentes de intercambiadores de calor, uno de tubo concéntrico y flujo paralelo y otro de flujo cruzado con tubos aleteados externamente.

Resum

La creixent demanda del confort humà està obligant a la comunitat científica a buscar noves tècniques que permeten aprofitar al màxim els recursos disponibles. Gran part d'aquesta demanda és consumida per sistemes de producció de fred basats en la compressió de vapor, per tant, constitueix un dels sectors estratègics a tindre en compte per a contribuir al desenrotllament sostenible per mitjà de l'optimització energètica de les instal·lacions frigorífiques. A més de la busca de solucions eficients des d'un punt de vista energètic, la comunitat científica dirigeix els seus esforços en la busca de noves substàncies refrigerants l'efecte de la qual no siga nociu per al medi ambient.

A fi de contribuir i fomentar l'ús del fluid natural CO₂ com refrigerant, s'ha elaborat la present tesi doctoral que està centrada en estudis teòrics i posterior anàlisi experimental del funcionament d'una planta frigorífica de compressió de vapor que utilitza CO₂ com refrigerant en condicions supercrítiques. Esta nova iniciativa permet minimitzar al màxim l'impacte mediambiental generat per les emissions de refrigerants artificials, encara que requereix d'una tecnologia completament nova a causa de les propietats físiques del propi refrigerant. L'objecte d'aquest anàlisi se centra a continuar buscant aquelles configuracions que aconseguisquen millorar el rendiment energètic de les instal·lacions que empren R744 com refrigerant.

En la present tesi doctoral s'ha efectuat un estudi experimental d'una configuració amb un sistema d'expansió en una única etapa, on s'ha analitzat la influència de l'oli en la massa de refrigerant a carregar en la instal·lació i en el comportament de la mateixa. Aquest funcionament es compara amb el comportament que adopta un cicle que compta amb un sistema de doble etapa d'expansió i depòsit intermedi entre ambdós etapes, que li proporciona la massa que necessita en tot moment. A més, s'estudia el comportament de la instal·lació a l'inserir en ambdós configuracions un IHX. D'altra banda, en aquest treball també s'ha dut a terme un anàlisi experimental de la instal·lació operant en règim supercrític enfront del mode d'operació en règim subcrític quan les condicions externes ho permeten. D'aquesta manera, s'avalua la possibilitat d'operar amb ambdós sistemes a partir d'una instal·lació dimensionada per a operar en règim supercrític. L'últim anàlisi experimental realitzat es basa en la busca de noves configuracions per a millorar el rendiment energètic de l'equip, on s'estudia l'extracció de vapor en el depòsit d'acumulació i la posterior injecció o recompressió en diferents punts de la instal·lació.

Aquests anàlisis experimentals s'han complementat amb estudis de caràcter teòric. El primer estudi teòric s'ha basat en el modelatge de la instal·lació frigorífica per a analitzar l'energia calorífica generada en el focus calent i destinada a activar altres aplicacions. El segon estudi ha consistit en el modelatge matemàtic de dos tipus diferents d'intercanviadors de calor, un de tub concèntric i flux paral·lel i un altre de flux creuat amb tubs aletejats externament.

Summary

The growing demand of human comfort is forcing scientists to look for new techniques to make the most of available resources. Much of this demand is consumed by cold production systems based on vapour compression, therefore, is one of the strategic sectors to consider contributing to sustainable development through energy optimization of refrigeration systems. In addition to finding efficient solutions from the point of view of energy, the scientific community focuses its efforts in the search for new refrigerant substances whose effect is not harmful to the environment.

With the aim of contributing and encouraging the use of natural fluid CO₂ as a refrigerant, it has been developed this doctoral thesis which is focused on theoretical studies and further experimental analysis of vapour compression refrigeration plant operating, that uses CO₂ as a refrigerant in supercritical conditions. This new initiative permits to minimize to the maximum the environmental impact generated by emissions of artificial refrigerants, although it requires a completely new technology due to the physical properties of the refrigerant itself. The purpose of this analysis focuses on continuing looking for those configurations to achieve an improved energy efficiency of facilities that uses R744 as a refrigerant.

In the present doctoral thesis it has been carried out an experimental study of a configuration with an expansion system in a single stage, where it has been analyzed the influence of the oil in the refrigerant mass to load in the installation, and in the behaviour of that mass. This performance is compared with the behaviour that adopts a cycle that has a double-stage expansion system and intermediate tank between the two stages, which provides the mass needed at all times. In addition, it is studied the behaviour of the system by inserting in both configurations one IHX.

Moreover, this work also has conducted an experimental analysis of the installation operating at supercritical regime versus subcritical regime operation mode when it is permitted by external conditions. Thus, it is evaluated the possibility to operate with both systems from an installation dimensioned to operate at supercritical regime. The final experimental analysis conducted is based on the search for new configurations to improve the energy efficiency of the equipment, where it is studied the extraction of vapour in the accumulation tank and the subsequent injection or recompression at different points of the installation.

These experimental analysis have been complemented by theoretical studies. The first theoretical study was based on refrigeration installation modelling to analyze the calorific energy generated in the hot focus and intended to activate other applications. The second study consisted of mathematical modelling of two different types of heat exchangers, a concentric tube and parallel flow one, and a cross flow one with external finned tubes.

Índice



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

ÍNDICE

Página

ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS	21
CAPITULO 1. Introducción.....	29
1.1.-Justificación	29
1.2.- Objeto del proyecto y estructura de la tesis.....	29
1.3.- El CO ₂ como refrigerante en instalaciones de compresión de vapor	31
1.3.1.- Evolución histórica del dióxido de carbono como refrigerante.....	31
1.3.2.- Propiedades del R744 como refrigerante.....	35
1.3.3.- Aplicaciones	42
1.3.4.- Estado del arte del R744 como refrigerante	44
1.3.5.- Compatibilidades	45
1.4.- Descripción de las instalaciones empleadas durante el análisis experimental.....	47
1.4.1.- Instalación de mediana capacidad frigorífica	47
1.4.2.- Sistema de adquisición de datos.....	63
1.4.3.- Circuitos secundarios de regulación	65
1.4.4.- Instalación de pequeña capacidad frigorífica	67
1.5.- Metodología de ensayos	69
1.6.- Referencias bibliográficas	70
CAPITULO 2. Análisis de la recuperación de calor cedida al foco caliente.	77
2.1.- Introducción	77
2.2.- Descripción del modelo	80
2.2.1.- Validación del modelo.....	85
2.3.- Metodología de las simulaciones	87
2.4.- Análisis de la capacidad frigorífica de la instalación.....	88
2.5.- Estudio de recuperación de calor	93
2.5.1.- Estudio de recuperación de la energía calorífica para activar un sistema de absorción/adsorción.....	96

2.5.2.- Estudio de recuperación para calentamiento de agua	117
2.5.3.- Estudio de recuperación para climatización con 4 tubos	125
2.5.4.- Máximo aprovechamiento de la energía calorífica generada	133
2.6.- Conclusiones	140
2.7.- Referencias bibliográficas	143
CAPITULO 3. Análisis de la instalación operando en régimen transcítico frente a la posibilidad de trabajar en régimen subcrítico.....	147
3.1.- Introducción	147
3.2.- Descripción de las configuraciones empleadas para operar en transcítico y subcrítico.	150
3.3.- Análisis experimental.....	151
3.3.1.- Frecuencia del compresor constante	151
3.3.2.- Análisis experimental variando el régimen de giro del compresor.	158
3.4.- Modelo teórico de la instalación operando en régimen subcrítico.....	166
3.4.1.- Descripción del modelo teórico de la instalación operando en régimen subcrítico	167
3.4.2.- Análisis de resultados	176
3.5.- Conclusiones	181
3.6.- Referencias bibliográficas	182
CAPITULO 4. Estudio de la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido.....	185
4.1.- Introducción	185
4.2.- Análisis de la inyección de vapor en varios puntos de la instalación.....	191
4.2.1.- Estudio de la extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador.....	191
4.2.2.- Estudio de extracción de vapor insertando el IHX.....	198
4.3.- Análisis del comportamiento de la instalación al comprimir los vapores extraídos del depósito en un compresor secundario.....	207
4.4.- Conclusiones	215
4.5.- Referencias bibliográficas	216
CAPITULO 5. Comparativa entre una configuración con simple etapa de expansión frente a otra con doble etapa de expansión.....	219
5.1.- Introducción	219
5.2.- Influencia del aceite lubricante con el dióxido de carbono.....	223

5.2.1.- Comparativa de absorción del CO ₂ en lubricantes POE y PAG.....	229
5.2.2.- Estudio de la influencia del volumen de la región de baja presión en la cantidad de masa de refrigerante absorbida por el lubricante POE.....	235
5.3.- Configuración con una etapa de expansión.....	240
5.4.- Análisis del comportamiento de la instalación. Influencia de la masa de refrigerante presente en el circuito.	243
5.4.1.- Procedimiento de carga de la instalación	243
5.4.2.- Análisis de la configuración de simple etapa de expansión.....	247
5.5.- Influencia de la masa durante el comportamiento de la instalación con IHX.	256
5.5.1.- Procedimiento de carga de la instalación	256
5.5.2.- Análisis del comportamiento de la instalación con IHX en condiciones reales de funcionamiento.....	260
5.6.- Comparativa entre sistemas con una única etapa de expansión y doble etapa de expansión.....	277
5.6.1.- Funcionamiento doble etapa de expansión.....	277
5.6.2.- Estudio del sistema de una única etapa de expansión frente al comportamiento del equipo con doble etapa de expansión.....	281
5.7.-Conclusiones	293
5.8.- Referencias bibliográficas	295
CAPITULO 6. Modelado computacional del proceso de evaporación del CO₂ en diferentes intercambiadores de calor.	301
6.1.- Introducción.....	301
6.2.- Modelos matemáticos	304
6.3.- Tipos de modelos	305
6.3.1.- Empíricos o basados en principios físicos	305
6.3.2.- Estocásticos o deterministas.....	305
6.3.3.- Agregados o distribuidos	306
6.3.4.- Estacionarios o dinámicos	306
6.4.- Tipos de intercambiadores de calor	307
6.5.- Antecedentes de los modelos matemáticos	310
6.6.- Metodología de cálculo	311
6.6.1.- Ecuación de conservación de la masa.....	312
6.6.2.- Ecuación de conservación de la energía.....	313

6.6.3.- Ecuaciones de transferencia de calor.....	313
6.6.4.- Caída de presión	314
6.7.- Estructura general del modelo.....	315
6.7.1.- Inicialización de las variables de entrada y salida.....	315
6.7.2.- Criterios de convergencia comunes a los dos intercambiadores	315
6.7.3.- Actualización de las variables de entrada y salida del siguiente volumen de control.....	316
6.7.4.- Finalización del bucle.....	316
6.8.- Correlaciones empleadas para el lado del refrigerante.....	317
6.8.1.- Correlaciones para la zona bifásica	317
6.8.2.- Correlaciones para la zona de vapor recalentado	321
6.9.- Modelado del intercambiador de tubos concéntrico.	323
6.9.1.- Correlaciones para el intercambio térmico con el agua con monoetilenglicol.....	323
6.9.2.- Implementación del modelo físico de estado estacionario.....	325
6.9.3.- Análisis de la Incertidumbre de medida.....	330
6.9.4.- Validación del modelo.....	334
6.10.- Modelado de un intercambiador de tubos aleteados.	339
6.10.1.- Intercambiador de tubo aleteado	339
6.10.2.- Correlaciones para el intercambio térmico con el aire	340
6.10.3.- Implementación del modelo físico de estado estacionario.	344
6.10.4.- Validación del modelo	351
6.11.- Conclusiones.....	355
6.12.- Referencias bibliográficas.....	356
CAPITULO 7. Conclusiones y trabajos futuros.....	363
7.1.- Conclusiones finales.	363
7.2.- Desarrollos futuros.	366

ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 1.- Introducción

Figura 1.1.- Descubridores del CO ₂	31
Figura 1.2.- Pioneros en la utilización del CO ₂ como refrigerante.....	32
Figura 1.3.- Sistemas de refrigeración marinos y refrigerante empleado entre 1940 y 2000, según registro de Lloyds en Londres	33
Figura 1.4.- Valores de ODP y GWP de los refrigerantes más comunes.....	34
Figura 1.5.- Utilización del CO ₂ como refrigerante.....	35
Figura 1.6.- Diagrama logP-h del CO ₂	36
Figura 1.7.- Comparación de presiones de saturación de varios refrigerantes.....	37
Figura 1.8.- Variación de la temperatura con las pérdidas de carga.	38
Figura 1.9.- Densidad en campana de saturación.....	38
Figura 1.10.- Comparación de producciones volumétricas de varios refrigerantes.....	39
Figura 1.11.- Relación entre densidad de líquido y vapor en condiciones de saturación	40
Figura 1.12.- Valores de la tensión superficial en la región transcrítica.....	41
Figura 1.13.- Valores de conductividad térmica en la región transcrítica.....	41
Figura 1.14.- Valores de viscosidad cinemática en la región transcrítica	41
Figura 1.15.- Valores de coeficiente de convección en ebullición para varios refrigerantes en las mismas condiciones Din=6,1mm.	42
Figura 1.16.- Diagrama de fases del CO ₂	42
Figura 1.17.- Esquemas de Sistemas de refrigeración que emplean el CO ₂ como refrigerante.	43
Figura 1.18.- Comparativa entre la instalación inicial y final	47
Figura 1.19.- Componentes instalación frigorífica.....	48
Figura 1.20.- Esquema original de la instalación frigorífica	48
Figura 1.21.- Esquema final de la instalación frigorífica	49
Figura 1.22.- Esquema configuración doble etapa de expansión	54
Figura 1.23.- Ciclo termodinámico configuración doble etapa de expansión	55
Figura 1.24.- Esquema configuración simple etapa de expansión RU.....	55
Figura 1.25.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión RU	56

Figura 1.26.- Esquema configuración doble etapa de expansión con IHX	56
Figura 1.27.- Ciclo termodinámico configuración doble etapa de expansión con IHX.....	57
Figura 1.28.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción de vapor por back-pressure.....	57
Figura 1.29.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección antes del IHX	58
Figura 1.30.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección despues del IHX	58
Figura 1.31.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección en motor	59
Figura 1.32.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción de vapor por compresor secundario	59
Figura 1.33.- Ciclo termodinámico configuración extracción por compresor secundario.....	60
Figura 1.34.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción e inyección despues evaporador.....	60
Figura 1.35.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección despues del evaporador.....	61
Figura 1.36.- Esquema configuración simple etapa de expansión	61
Figura 1.37.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión	62
Figura 1.38.- Esquema configuración simple etapa de expansión con IHX.....	62
Figura 1.39.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión e IHX	63
Figura 1.40.- Acondicionamiento de la señal eléctrica de los transductores.	63
Figura 1.41.- Muestreo de la señal analógica. Tarjeta de adquisición PCI-6221 M	64
Figura 1.42.- Representación gráfica y almacenamiento de datos.....	64
Figura 1.43.- Apariencia de la interfaz gráfica	65
Figura 1.44.- Monitorización de datos y variables	65
Figura 1.45.- Sistema de apoyo térmico (SAT)	66
Figura 1.46.- Instalación frigorífica pequeña potencia.....	67
Figura 1.47.- Cámara climática	67
Figura 1.48.- Esquema configuración simple etapa expansión con capilar	68
Capítulo 2.- Análisis de la recuperación de calor cedida al foco caliente	
Figura 2.1.- Comparativa CO ₂ frente a R134a.	78
Figura 2.2.- Comparativa entre refrigerantes artificiales y los naturales.	78

Figura 2.3.- Esquema del ciclo adoptado en el análisis de recuperación de calor.	80
Figura 2.4.- Diagrama de flujo del estudio de recuperación de calor.	84
Figura 2.5.- Validación del modelo de recuperación de calor.	85
Figura 2.6.- Evolución COP. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	88
Figura 2.7.- Evolución COP. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	88
Figura 2.8.- Evolución COP. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	88
Figura 2.9.- Curvas de presión COP óptimo.	88
Figura 2.10.- Evolución Q_o . $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	89
Figura 2.11.- Evolución Q_o . $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	89
Figura 2.12.- Evolución Q_o . $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	89
Figura 2.13.- Curvas de presión Q_o máximo.	89
Figura 2.14.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	90
Figura 2.15.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	90
Figura 2.16.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	90
Figura 2.17.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	91
Figura 2.18.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	91
Figura 2.19.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	91
Figura 2.20.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{\max}}$. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	91
Figura 2.21.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{\max}}$. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	91
Figura 2.22.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{\max}}$. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	92
Figura 2.23.- Diagrama de flujo del algoritmo de cálculo de las longitud del intercambiador.	94
Figura 2.24.- Validación del algoritmo de cálculo de las longitud del intercambiador.	95
Figura 2.25.- Comparativa entre absorción y adsorción.	97
Figura 2.26.- Esquema de conexión tipo A.	98
Figura 2.27.- Esquema de conexión tipo B.	99
Figura 2.28.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	100
Figura 2.29.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$	100
Figura 2.30.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$	100
Figura 2.31.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p = 0.75^{\circ}\text{C}$. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$	100

Figura 2.32.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^\circ\text{C}$. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	100
Figura 2.33.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^\circ\text{C}$. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	101
Figura 2.34.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	101
Figura 2.35.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	101
Figura 2.36.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	101
Figura 2.37.- Evolución de la potencia calorífica recuperada.	102
Figura 2.38.- Temperatura de recuperación del fluido secundario. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	103
Figura 2.39.- Temperatura de recuperación del fluido secundario. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	103
Figura 2.40.- Temperatura de recuperación del fluido secundario. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	103
Figura 2.41.- Potencia calorífica respecto a la máxima potencia generada. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	103
Figura 2.42.- Potencia calorífica respecto a la máxima potencia generada. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	103
Figura 2.43.- Potencia calorífica respecto a la máxima potencia generada. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	104
Figura 2.44.- Porcentaje de COP respecto al valor de $COP_{\text{óptimo}}$. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	104
Figura 2.45.- Porcentaje de COP respecto al valor de $COP_{\text{óptimo}}$. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	104
Figura 2.46.- Porcentaje de COP respecto al valor de $COP_{\text{óptimo}}$. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	104
Figura 2.47.- Q_{gc} recuperada y disipada. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	105
Figura 2.48.- Q_{gc} recuperada y disipada. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	105
Figura 2.49.- Q_{gc} recuperada y disipada. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	105
Figura 2.50.- Esquema de recuperación de energía calorífica a dos niveles térmicos diferentes.	106
Figura 2.51.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	106
Figura 2.52.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	106
Figura 2.53.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	107
Figura 2.54.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	107
Figura 2.55.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-7^\circ\text{C}$.	107
Figura 2.56.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-13^\circ\text{C}$.	107
Figura 2.57.- Porcentaje de energía calorífica generada en cada uno de los tres intercambiadores.	108
Figura 2.58.- Temperatura de salida del agua en el intercambiador intermedio con una entrada de 45°C (T_{win_r2}).	108
Figura 2.59.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-2^\circ\text{C}$.	109

Figura 2.60.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	109
Figura 2.61.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	109
Figura 2.59.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^{\circ}\text{C}$. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	110
Figura 2.60.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^{\circ}\text{C}$. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	110
Figura 2.61.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^{\circ}\text{C}$. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	110
Figura 2.62.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	110
Figura 2.63.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	110
Figura 2.64.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	111
Figura 2.65.- Evolución de la potencia calorífica recuperada. $T_{win,r1}=60^{\circ}\text{C}$	111
Figura 2.66.- Nivel térmico en el fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación.	112
Figura 2.67.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	112
Figura 2.68.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	112
Figura 2.69.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	113
Figura 2.70.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	113
Figura 2.71.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	113
Figura 2.72.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	113
Figura 2.73.- Distribución de la energía calorífica. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	114
Figura 2.74.- Distribución de la energía calorífica. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	114
Figura 2.75- Distribución de la energía calorífica. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	114
Figura 2.76.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	115
Figura 2.77.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	115
Figura 2.78.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	115
Figura 2.79.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	115
Figura 2.80.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	115
Figura 2.81.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	116
Figura 2.82.- Nivel térmico en el fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación.	116
Figura 2.83.- Esquema de conexión entre la instalación de producción de frío y el sistema de suministro de ACS.	119

Figura 2.84.- Potencia calorífica recuperada frente al caudal de fluido secundario para diferentes condiciones de operación.....	120
Figura 2.85.- Temperatura de salida del fluido secundario en el gas-cooler de recuperación a nivel de térmico de recuperación medio .	121
Figura 2.86.- Evolución de la demanda de ACS en horas para una vivienda unifamiliar de 100 m ² donde habitan 4 personas.	121
Figura 2.87.- Energía necesaria para suplir la demanda de ACS.	122
Figura 2.88.- Energía necesaria para suplir la demanda de ACS.	123
Figura 2.89.- Temperatura del fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación a nivel térmico alto.....	124
Figura 2.90.- Esquema de conexión para un sistema de climatización a cuatro tubos.	125
Figura 2.91.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. To=-2°C.	125
Figura 2.92.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. To=-7°C.	125
Figura 2.93.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. To=-13°C.....	126
Figura 2.94.- Penalización en Q _{gc} respecto a la Q _{gc} con un Ap=0.75°C. To=-2°C.	126
Figura 2.95.- Penalización en Q _{gc} respecto a la Q _{gc} con un Ap=0.75°C. To=-7°C.	126
Figura 2.96.- Penalización en Q _{gc} respecto a la Q _{gc} con un Ap=0.75°C. To=-13°C.....	126
Figura 2.97.- Longitudes de intercambio térmico. To=-2°C.	127
Figura 2.98.- Longitudes de intercambio térmico. To=-7°C.	127
Figura 2.99.- Longitudes de intercambio térmico To=-13°C	127
Figura 2.100.- Evolución de la energía calorífica recuperada con T _{win_r1} =45°C.	128
Figura 2.101.- Evolución de la energía calorífica recuperada con variación flujo másico del fluido secundario. T _{win_r1} =45°C.	129
Figura 2.102.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. To=-2°C.....	130
Figura 2.103.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. To=-7°C.....	130
Figura 2.104.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. To=-13°C	130
Figura 2.105.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q _o máxima. To=-2°C.	131
Figura 2.106.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q _o máxima. To=-7°C.	131
Figura 2.107.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q _o máxima. To=-13°C.	131
Figura 2.108.- COP respecto al valor óptimo. To=-2°C.	132

Figura 2.109.- COP respecto al valor óptimo. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	132
Figura 2.110.- COP respecto al valor óptimo. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	132
Figura 2.111.- Esquema de conexión entre ciclo de compresión de vapor y Rankine.	133
Figura 2.112.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	134
Figura 2.113.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	134
Figura 2.114.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	134
Figura 2.115.- Evolución de la energía calorífica recuperada con variación flujo másico del fluido secundario. $T_{win_r1}=30^{\circ}\text{C}$	135
Figura 2.116.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	136
Figura 2.117.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	136
Figura 2.118- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	136
Figura 2.119.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$	136
Figura 2.120.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$	136
Figura 2.121- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$	137
Figura 2.122.- Esquema de conexión para recuperar toda la energía calorífica generada.	137
Figura 2.123.- Potencia eléctrica generada en el ciclo Rankine.....	139

Capítulo 3.- Análisis de la instalación operando en régimen transcrítico frente a la posibilidad de trabajar en régimen subcrítico

Figura 3.1.- Región donde actúa el CO_2 en la zona de alta presión cuando $T_{gco}>T_{crit}$	148
Figura 3.2.- Región donde actúa el CO_2 en la zona de alta presión cuando $T_{gco}<T_{crit}$	148
Figura 3.3.- Esquema de la Instalación frigorífica actuando en régimen supercrítico mediante control presostático.	150
Figura 3.4.- Esquema de la Instalación frigorífica actuando en régimen subcrítico mediante control termostático.	151
Figura 3.5.- Comparativa entre el modo de expansión presostático y el termostático a un nivel térmico de glicol de 5°C	152
Figura 3.6.- Comparativa entre el modo de expansión presostático y el termostático a un nivel térmico de glicol de 15°C	153
Figura 3.7.- Coeficientes globales de transmisión de calor. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	154
Figura 3.8.- Coeficientes globales de transmisión de calor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	154
Figura 3.9.- Eficiencia en el intercambio térmico. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	156
Figura 3.10.- Eficiencia en el intercambio térmico. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	156
Figura 3.11.- Esquema proceso de disipación en régimen subcrítico.	157

Figura 3.12.- Producción frigorífica con variación de giro en el compresor. T _{gli,in} =5°C, T _{gli,in} =15°C	159
Figura 3.13.- Coeficiente global de transmisión de calor. T _{gli,in} =5°C y T _{gli,in} =15°C	160
Figura 3.14.- Eficiencia de intercambio térmico.	161
Figura 3.15.- Potencia eléctrica consumida por el compresor. Regulación termostática (modo de operación subcrítico).....	162
Figura 3.16.- Potencia eléctrica consumida por el compresor. Regulación presostática (modo de operación supercrítico).....	162
Figura 3.17.- Rendimiento energético de la instalación con variaciones de giro en el compresor.	163
Figura 3.18.- Rendimiento energético de la instalación al variar la presión de gas-cooler y la velocidad de giro del compresor.....	164
Figura 3.19.- Ciclos de compresión de vapor equivalentes.....	166
Figura 3.20.- Descripción del proceso de condensación.....	168
Figura 3.21.- Esquema condensador unidireccional.	168
Figura 3.22.- Esquema condensador unidireccional simplificado.	168
Figura 3.23.- Diagrama de flujo del modelo de condensador.	170
Figura 3.24.- Validación del modelo de condensador.	171
Figura 3.25.- Caudales volumétricos de fluido secundario. T _{gli,in} =5°C.....	177
Figura 3.26.- Longitudes de intercambio térmico. T _{gli,in} =5°C.....	177
Figura 3.27.- Potencia frigorífica absorbida por el refrigerante. T _{gli,in} =5°C.....	179
Figura 3.28.- Rendimiento energético de la instalación. T _{gli,in} =5°C.....	179
Capítulo 4.- Estudio de la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido	
Figura 4.1.- Esquema de extracción de vapor con válvula back-pressure.....	186
Figura 4.2.- Esquema de extracción de vapor. Regulación por aspiración de compresor secundario.	186
Figura 4.3.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador. ..	187
Figura 4.4.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador y con IHX.....	188
Figura 4.5.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del IHX.	188
Figura 4.6.- Esquema de extracción de vapor con inyección en la cámara de compresión. 189	
Figura 4.7.- Esquema de extracción de vapor con compresión de los vapores.	189
Figura 4.8.- Esquema de extracción de vapor en el depósito de acumulación.	191

Figura 4.9.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	192
Figura 4.10.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	193
Figura 4.11.- Título de vapor del caudal resultante de la expansión de los vapores extraídos del depósito.....	193
Figura 4.12.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$	194
Figura 4.13.- Evolución de la potencia eléctrica consumida por el compresor.	195
Figura 4.14.- Evolución del salto entálpico producido en el evaporador.	196
Figura 4.15.- Evolución de la potencia frigorífica.....	196
Figura 4.16.- Evolución del rendimiento energético de la instalación.....	197
Figura 4.17.- Esquema de inyección antes del IHX.....	198
Figura 4.18.- Esquema de inyección después del IHX.	199
Figura 4.19.- Esquema de inyección en la cámara de compresión.....	200
Figura 4.20.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	200
Figura 4.21.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	200
Figura 4.22.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	201
Figura 4.23.- Evolución de los flujos máxicos con la presión del depósito. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	201
Figura 4.24.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	201
Figura 4.25.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	201
Figura 4.26.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	202
Figura 4.27.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	202
Figura 4.28.- Evolución de los consumos eléctricos en el compresor. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	202
Figura 4.29.- Evolución de los consumos eléctricos en el compresor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	203
Figura 4.30.- Evolución de la potencia frigorífica. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	204
Figura 4.31.- Evolución de la potencia frigorífica. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	204
Figura 4.32.- Evolución del COP. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	205
Figura 4.33.- Evolución del COP. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	205
Figura 4.34.- Esquema del sistema de compresión en paralelo.....	207
Figura 4.35.- Comparativa flujos máxicos en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	208

Figura 4.36.- Comparativa flujos máscos en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C	208
Figura 4.37.- Comparativa flujos máscos en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =15°C.....	208
Figura 4.38.- Comparativa flujos máscos en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =15°C.....	208
Figura 4.39.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =5°C	209
Figura 4.40.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C	209
Figura 4.41.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =15°C.....	209
Figura 4.42.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =15°C.....	209
Figura 4.43.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =5°C	210
Figura 4.44.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C	210
Figura 4.45.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =15°C	210
Figura 4.46.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =15°C	210
Figura 4.47.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =5°C	211
Figura 4.48.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C	211
Figura 4.49.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =15°C.....	211
Figura 4.50.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =15°C.....	211
Figura 4.51.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =5°C	212
Figura 4.52.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C	212
Figura 4.53.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =15°C.....	212
Figura 4.54.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =15°C.....	212
Figura 4.55.- Comparativa COP en todas las configuraciones. T _{win} =25°C. T _{gli,in} =5°C.....	213
Figura 4.56.- Comparativa COP en todas las configuraciones. T _{win} =35°C. T _{gli,in} =5°C.....	213

Figura 4.57.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$213

Figura 4.58.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$213

Figura 4.59.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$213

Figura 4.60.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$213

Figura 4.61.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$214

Figura 4.62.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$214

Capítulo 5.- Comparativa entre una configuración con simple etapa de expansión frente a otra con doble etapa de expansión

Figura 5.1.- Configuración Doble etapa de expansión219

Figura 5.2.- Ciclo con una única etapa de expansión220

Figura 5.3.- PAG RENISO ACC 46 – CO₂ mixture.....223

Figura 5.4.- POE RENISO C 55 E – CO₂ mixture.....224

Figura 5.5.- Aerorefrigerador de aceite.225

Figura 5.6.- Potencia frigorífica absorbida. Condiciones: $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$ 226

Figura 5.7.- Evolución de las temperaturas de entrada y salida del aceite del cárter del compresor. Condiciones: $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$ 226

Figura 5.8.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones: $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$ 227

Figura 5.9.- Evolución del caudal másico trasegado por el compresor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$ 228

Figura 5.10.- Evolución del recalentamiento útil. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$...228

Figura 5.11.- Dispositivo para comparar la absorción del refrigerante en los lubricantes .229

Figura 5.12.- Cámara climática230

Figura 5.13- Instrumentos de medida231

Figura 5.14.- Evolución de la temperatura en la cámara climática232

Figura 5.15.- Evolución de la presión de CO₂ en función de las variaciones de temperatura..... 233

Figura 5.16.- Evolución de la temperatura en la cámara climática233

Figura 5.17.- Evolución la presión del CO₂ en el interior del depósito234

Figura 5.18.- Comparativa entre las diferencias de presión respecto a CO₂ puro con los lubricantes PAG y POE.235

Figura 5.19.- Evolución de temperaturas en el interior de la cámara.....236

Figura 5.20.- Evolución de presiones en el CO₂ en el interior del cilindro.237

Figura 5.21.- Evolución de densidad POE RENISO C 55 E.	238
Figura 5.22.- Evolución de Presión CO ₂ puro-Presión CO ₂ medido.....	239
Figura 5.23.- Esquema del ciclo de compresión de vapor para la configuración de simple etapa de expansión.....	240
Figura 5.24.- Evolución de la densidad al finalizar el proceso de enfriamiento con la configuración de doble etapa de expansión.....	241
Figura 5.25.- Evolución del recalentamiento útil durante el proceso de carga de la instalación.....	244
Figura 5.26.- Evolución de la presión de evaporación durante el proceso de carga de la instalación.....	244
Figura 5.27.- Evolución de la potencia frigorífica durante el proceso de carga de la instalación.	245
Figura 5.28.- Evolución de la eficiencia de la instalación durante el proceso de carga.	246
Figura 5.29.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =15°C.....	247
Figura 5.30.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =5°C.	248
Figura 5.31.- Evolución del recalentamiento útil. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =15°C.....	249
Figura 5.32.- Evolución del recalentamiento útil. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =5°C.	249
Figura 5.33.- Evolución de la temperatura de descarga en el compresor. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =15°C.....	250
Figura 5.34.- Evolución de la temperatura de descarga en el compresor. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =5°C.	250
Figura 5.35.- Evolución de potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =15°C.....	251
Figura 5.36.- Evolución de potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =5°C.	252
Figura 5.37.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =15°C.	253
Figura 5.38.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. T _{gli,in} =5°C.....	253
Figura 5.39.- Esquema de la instalación funcionando con expansión simple e intercambiador interno.	256
Figura 5.40.- Evolución del recalentamiento útil durante el proceso de carga de la instalación con IHX.	257
Figura 5.41.- Evolución de la presión de evaporación durante el proceso de carga de la instalación con IHX.	258

Figura 5.42.- Evolución de la potencia frigorífica durante el proceso de carga de la instalación con IHX.....	258
Figura 5.43.- Evolución del COP durante el proceso de carga de la instalación con IHX...	259
Figura 5.44.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	260
Figura 5.45.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	261
Figura 5.46.- Evolución la potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	262
Figura 5.47.- Evolución de la potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	262
Figura 5.48.- Comparativa de presiones óptimas entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga máxima en $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	263
Figura 5.49.- Comparativa de presiones óptimas entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga mínima en $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	263
Figura 5.50.- Comparativa del COP entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga máxima.....	264
Figura 5.51.- Comparativa del COP entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga Mínima.....	264
Figura 5.52.- Comparativa de la presión de evaporación entre el ciclo con IHX y sin IHX.	265
Figura 5.53.- Comparativa de recalentamiento útil entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	266
Figura 5.54.- Comparativa de la temperatura de salida de gas-cooler entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	266
Figura 5.55.- Comparativa de entalpía de entrada en la válvula de expansión entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	267
Figura 5.56.- Comparativa de entalpía de salida en la región de disipación de energía entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	267
Figura 5.57.- Comparativa del recalentamiento del refrigerante en el motor eléctrico del compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	268
Figura 5.58.- Comparativa de la temperatura de descarga del refrigerante en el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	269
Figura 5.59.- Comparativa del caudal másico trasegado por el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	269
Figura 5.60.- Comparativa de la potencia eléctrica consumida por el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	270
Figura 5.61.- Comparativa de la potencia frigorífica absorbida por el evaporador entre el ciclo con IHX y sin IHX.....	271
Figura 5.62.- Cocientes entre los saltos térmicos en el IHX.....	272
Figura 5.63.- Cocientes entre los saltos térmicos en el IHX.....	272
Figura 5.64.- evolución del calor específico.....	273

Figura 5.65.- Comparativa de la eficiencia en el intercambiador intermedio.	274
Figura 5.66.- Comparativa de las principales variables del ciclo entre el funcionamiento con IHX y sin IHX. Condiciones de máxima carga.	275
Figura 5.67.- Comparativa de las principales variables del ciclo entre el funcionamiento con IHX y sin IHX. Condiciones de mínima carga.	276
Figura 5.68.- Comparativa del COP entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gli,in}=15^{\circ}C$	277
Figura 5.69.- Comparativa del COP entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gli,in}=5^{\circ}C$	278
Figura 5.70.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gli,in}=15^{\circ}C$	279
Figura 5.71.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gli,in}=5^{\circ}C$	279
Figura 5.72.- Comparativa de las presiones de gas-cooler donde se alcanza el COP óptimo (P_{COPopt}) y donde la potencia frigorífica es máxima (P_{Qomax}) entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX.	280
Figura 5.73.- Comparativa de las presiones de COP óptimo entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	281
Figura 5.74.- Comparativa de las presiones de evaporación entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	282
Figura 5.75.- Comparativa de las tasas de compresión entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	283
Figura 5.76.- Comparativa del flujo másico trasegado entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	284
Figura 5.77.- Comparativa de la eficiencia de intercambio en el gas-cooler entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	285
Figura 5.78.- Comparativa de la eficiencia de intercambio en el IHX entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	286
Figura 5.79.- Comparativa de la producción frigorífica específica entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	287
Figura 5.80.- Comparativa de la temperatura de descarga entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	288
Figura 5.81.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	289
Figura 5.82.- Comparativa de la potencia eléctrica consumida por el compresor entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	290
Figura 5.83.- Comparativa del COP el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.	291
Figura 5.84.- Variación porcentual del funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión. $T_{gli,in}=15^{\circ}C$	291

Figura 5.85.- Variación porcentual del funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$292

Capítulo 6.- Modulador computacional del proceso de evaporación del CO_2 en diferentes intercambiadores de calor

Figura 6.1.- Clasificación de acuerdo con el mecanismo de transferencia de calor307

Figura 6.2.- Clasificación de acuerdo con la compactación de la superficie307

Figura 6.3.- Clasificación de acuerdo con la construcción del intercambiador de calor.....307

Figura 6.4.- Clasificación de acuerdo con la distribución del flujo.....308

Figura 6.5.- Clasificación de acuerdo con el número de fluidos.....308

Figura 6.6.- Clasificación de acuerdo con el proceso de transferencia.....308

Figura 6.7.- Intercambiador de tubos concéntricos en espiral309

Figura 6.8.- Intercambiador de tubos aleteados309

Figura 6.9.- Patrón de flujo estratificado (S)317

Figura 6.10.- Patrón de flujo estratificado-ondulado (SW)318

Figura 6.11.- Patrón de flujo intermitente (I)318

Figura 6.12.- Patrón de flujo anular (A).....318

Figura 6.13.- Diagrama esquemático de los diferentes patrones de flujo para el R22.....319

Figura 6.14.- Diagrama de flujo de los diferentes patrones de flujo para CO_2 319

Figura 6.15.- Diagrama esquemático de un patrón de flujo bifásico estratificado.319

Figura 6.16.- Diagrama esquemático del espesor de película en la sección del tubo.319

Figura 6.17.- Intercambiador de calor de tubos concéntricos en espiral.....323

Figura 6.18.- Volumen de control tomado en el intercambiador concéntrico.326

Figura 6.19.- Esquema de cálculo del segundo bucle de convergencia.....327

Figura 6.20.- Esquema de cálculo del segundo bucle de convergencia.....328

Figura 6.21.- Algoritmo de cálculo del programa principal segundo bucle de convergencia.....329

Figura 6.22.- Metodología para calcular las incertidumbres de cálculo de la entalpía.331

Figura 6.23.- Incertidumbre en la potencia frigorífica en los dos fluidos.332

Figura 6.24.- Incertidumbre en la potencia frigorífica calculada en el refrigerante en función de la proximidad a la temperatura pseudocítica.333

Figura 6.25.- Error en el balance energético experimental entre ambos fluidos.334

Figura 6.26.- Validación de la temperatura del etilenglicol a la salida del evaporador.335

Figura 6.27.- Validación de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador....	336
Figura 6.28.- Validación de la presión del refrigerante a la salida del evaporador.....	336
Figura 6.29.- Validación de la potencia del etilenglicol en el evaporador.	337
Figura 6.30.- Validación de la potencia del refrigerante en el evaporador.	337
Figura 6.31.- Intercambiador de calor de flujo cruzado. (a) Aletas circulares individuales. (b) Aletas continuas.....	339
Figura 6.32.- Fluido 1 no mezclado. Fluido 2 mezclado	340
Figura 6.33.- Disposición al tresbolillo.....	340
Figura 6.34.- Intercambiador de tubo con aletas herringbone estudiado.....	341
Figura 6.35.- Representación genérica del tipo de aletas herringbone	342
Figura 6.36.- Detalle de los volúmenes de control en cada tubo.....	345
Figura 6.37.- Aproximación hexagonal de la aleta para configuración al tresbolillo.....	347
Figura 6.38.- Aletas anulares equivalentes en una disposición al tresbolillo.....	347
Figura 6.39.- Diagrama de flujo principal.....	349
Figura 6.40.- Diagrama de flujo de los bucles de convergencia	351
Figura 6.40.- Incertidumbres asociadas al cálculo de la potencia frigorífica en el lado del refrigerante.....	352
Figura 6.41.- Validación de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador....	353
Figura 6.42.- Validación de la temperatura del aire a la salida del evaporador.....	353
Figura 6.43.- Validación de la potencia frigorífica absorbida por el refrigerante en el evaporador.	354

ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 1.- Introducción

Tabla 1.1.- Principales propiedades de diferentes refrigerantes	36
Tabla 1.2.- Propiedades diferentes lubricantes	46
Tabla 1.3.- Características del compresor semihermético.	49
Tabla 1.5.- Características de las dos válvulas back-pressure.	49
Tabla 1.4.- Características del compresor semihermético.	50
Tabla 1.4.- Características del gas-cooler.	50
Tabla 1.6.- Características de las válvulas de expansión electrónicas.	50
Tabla 1.7.- Características del evaporador ONDA.	51
Tabla 1.8.- Características del Intercambiador intermedio.	51
Tabla 1.9.- Características del depósito de acumulación.....	51
Tabla 1.10.- Características del depósito antilíquido 1.	52
Tabla 1.11.- Características del depósito antilíquido 2.	52
Tabla 1.12.- Rango de media, rectas de calibración y errores de los elementos de medida.	53

Capítulo 2.- Análisis de la recuperación de calor cedida al foco caliente

Tabla 2.1.- Rango de validación del modelo de recuperación de calor	86
Tabla 2.2.- Potencia calorífica generada en gas-cooler respecto al punto de presión que maximiza la potencia frigorífica.....	135
Tabla 2.3.- Diseño del ciclo Rankine para el acoplamiento con el sistema de compresión de vapor.....	138
Tabla 2.4.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win_r1}=70^{\circ}C$	141
Tabla 2.5.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win_r1}=60^{\circ}C$	141
Tabla 2.6.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win}=45^{\circ}C$	142
Tabla 2.7.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win}=30^{\circ}C$	142

Capítulo 3.- Análisis de la instalación operando en régimen transcrito frente a la posibilidad de trabajar en régimen subcrítico

Tabla 3.1.- Variables más significativas promediados.	164
Tabla 3.2.- Análisis de la transferencia de energía. $T_{win}=25^{\circ}C$	178
Tabla 3.3.- Análisis de la transferencia de energía. $T_{win}=20^{\circ}C$	178
Tabla 3.4.- Análisis de la transferencia de energía. $T_{win}=15^{\circ}C$	178

Capítulo 4.- Estudio de la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido

Tabla 4.1.- Comparativa entre las configuraciones estudiadas206

Capítulo 5.- Comparativa entre una configuración con simple etapa de expansión frente a otra con doble etapa de expansión

Tabla 5.1.- Proporciones volumetricas entre volumen de aceite y volumen total231

Tabla 5.2.- Condiciones para cada ensayo236

Tabla 5.3.- Variación del volumen de aceite en las condiciones de ensayo extremas238

Tabla 5.4.- Condiciones de carga de la instalación.242

Tabla 5.5.- Influencia de la carga en la instalación.....246

Tabla 5.6.- Resumen de las variables principales actuando con defecto de masa respecto a actuar con las condiciones de carga máxima. $T_{gli,in}=15^{\circ}C$254

Tabla 5.7.- Resumen de las variables principales actuando con exceso de masa respecto a actuar con las condiciones de carga mínima. $T_{gli,in}=5^{\circ}C$255

Tabla 5.8.- Influencia de la carga en la instalación con IHX.259

Capítulo 6.- Modulador computacional del proceso de evaporación del CO₂ en diferentes intercambiadores de calor

Tabla 6.1.- Rango de Validación del modelo del evaporador de tubos concéntricos en espiral.338

Tabla 6.2.- Rango de validación del modelo del intercambiador de tubo aleteado.....354

Nomeclatura

A	Área transferencia de calor (m ²)
COP	Eficiencia energética
cp	Calor específico isobárico (kJ·Kg ⁻¹)
D/d	Diámetro (m)
h	Entalpía específica (kJ·Kg ⁻¹)
IHX	Intercambiador intermedio
k	Conductividad térmica (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
L	Longitud (m)
ṁ	Caudal másico de refrigerante (Kg·s ⁻¹)
N	Velocidad de giro del compresor (rpm)
Nu	Número de Nusselt
P	Presión (bar)
Pc	Potencia eléctrica consumida (kW)
Pr	Número de Prandtl
q	Caudal Volumétrico (m ³ ·s ⁻¹)
qo	Producción frigorífica específica (kJ·Kg ⁻¹)
Q	Potencia frigorífica (kW)
Re	Número de Reynolds
ru	Rugosidad (m)
RU	Recalentamiento útil en evaporador (°C)
R	Recalentamiento (°C)
t	Tasa de compresión
xv	Título de vapor
T	Temperatura (°C)
vasp	Volumen específico de aspiración (m ³ ·Kg ⁻¹)
Vg	Caudal volumétrico geométrico (m ³ ·s ⁻¹)
wc	Trabajo específico de compresión (kJ·Kg ⁻¹)
hconv	Coefficiente de convección/película térmica (W·m ⁻² ·K ⁻¹)
HPWH	Heat pump water heater
ORC	Organic Rankine Cycles
ACS	Agua Caliente Sanitaria
Wútil	Trabajo útil en el compresor
Qgc	Potencia calorífica (kW)
GWP	Global Warming Potection
ODP	Ozone depletion Potencial
V	Volumen (m ³)
E	Energía (kJ)
e	Eficiencia térmica (%)
desv	Desviación típica
RMS	Error cuadrático medio
Ap	Approach
Ac	Área de la sección transversal del anillo exterior (m ²)
Ai	Área interior de la sección transversal del tubo (m ²)
Af	Área de transferencia de calor de la aleta equivalente (m ²)
Afr	Área frontal (m ²)
AL	Área de la sección transversal ocupada por fase líquida (m ²)
ALD	Área adimensional de la sección transversal ocupada por fase líquida (m ²)

Ao	Área mínima de flujo libre (m ²)
App	Área de transferencia de calor primaria (m ²)
Aref	Área de transferencia de calor del refrigerante en el tubo longitudinal (m ²)
AV	Área de la sección transversal ocupada por fase vapor (m ²)
AVD	Área adimensional de la sección transversal ocupada por fase vapor.
Di	Diámetro interno del tubo (m)
Dh	Diámetro hidráulico (m)
DH	Diámetro hidráulico definido por Beecher y Fagan (m)
FrL	Número de Froude líquido
FrV,Mori	Número de Froude vapor, calculado por Mori
F	Factor de fricción
G	Densidad de flujo másico total de vapor y líquido (kg/m ² ·s)
Gc	Densidad de flujo másico en el lado del aire basado en el mínimo flujo libre, (kg/m ² ·s)
g	Aceleración de la gravedad, 9.81 m/s ²
hL	Altura vertical de líquido en el tubo (m)
hLD	Altura adimensional vertical de líquido en el tubo
hLV	Calor latente de vaporización (J/kg)
h	Entalpía (kJ/kg)
j	Factor de Colburn.
k	Conductividad térmica (W/m·K)
L	Longitud del tubo (m)
M	Peso molecular (kg/k·mol)
N	Número de filas del evaporador
PD	Altura de la ondulación de la aleta (m)
Pi	Perímetro de interferencia (m)
PiD	Perímetro de interferencia adimensional
PL	Perímetro del tubo mojado por el líquido (m)
pl	Paso longitudinal entre los centros de los tubos (m)
PLD	Perímetro adimensional del tubo mojado por el líquido (m)
Pr	Número de Prandtl
pr	Presión reducida (p/p _{crítica})
pt	Paso tangencial entre los centros de los tubos (m)
PV	Perímetro del tubo en contacto con vapor (m)
PVD	Perímetro adimensional del tubo en contacto con vapor (m)
q	Flujo de calor (W/m ²)
ReDc	Número de Reynolds referido al diámetro Dc
ReLO	Número de Reynolds considerando el flujo total líquido-vapor como líquido
ReM	Número de Reynolds definido para un patrón de flujo nebuloso (mist flow)
ReV	Número de Reynolds para fase vapor
Reδ	Número de Reynolds referido a la película líquida del fluido frigorígeno
S	Factor de supresión de ebullición nucleada
Tsat	Temperatura de saturación (°C)
u	Velocidad promedio (m/s)
ufr	Velocidad frontal (m/s)
WeL	Número de Webber para líquido
WeV	Número de Webber para vapor
Xf	Longitud de la proyección de la aleta (m)
Xv	Título de vapor
Y	Factor de corrección

air	Aire
A	Flujo anular
B	Flujo burbujeante
Fs	Fluido Secundario
TEV	Thermostatic Expansion valve
HPEV	High pressure expansión valve
EEV	Sistema de expansion eléctrico
a_IHX	Inyección antes del Intercambiador intermedio
d_IHX	Inyección después del Intercambiador intermedio
_motor	Inyección en el punto de aspiración de la cámara de compresión
SEP+SET	Sistema de expansión escalonado constituido por una primera etapa con expansión regulada por válvulas back-pressure y una segunda expansión empleando válvulas termostáticas
SET	Sistema de expansión empleando válvulas termostáticas

Símbolos Griegos

Δ	Incremento
ΔP	Caída de presión (bar)
ΔT_{lm}	Incremento de temperatura logarítmico medio (LMTD) ($^{\circ}C$)
ϵ	Error cometido
η_c	Rendimiento de compresión
η_{elec}	Rendimiento eléctrico
η_g	Rendimiento global de compresión
η_{iso}	Rendimiento isentrópico
η_{me}	Rendimiento mecánico-eléctrico
η_{mec}	Rendimiento mecánico
η_v	Rendimiento volumétrico
λ	Calor latente de evaporación ($kJ \cdot Kg^{-1}$)
μ	Viscosidad cinemática ($Pa \cdot s$)
ξ	Factor de fricción
ρ	Densidad (Kg/m^3)
σ	Tensión superficial ($N \cdot m^{-1}$)
Δp	Caída de presión (Pa)
δ	Espesor de la película de líquido (m)
δf	Espesor de la aleta (m)
ϵ_t	Fracción de vapor en la sección transversal del tubo
ϵ_{IA}	Fracción de vapor en la sección transversal del tubo para xIA
θ	Ángulo del perímetro del tubo (rad)
μ	Viscosidad dinámica ($N \cdot s/m^2$)
θ_{dry}	Ángulo seco del perímetro del tubo (rad)
θ_{strat}	Ángulo del perímetro del tubo de flujo estratificado (rad)
θ_{wet}	Ángulo mojado del perímetro del tubo (rad)

Subíndices

amb	Ambiente
asp	Aspiración del compresor
B	Bulk (se refiere a la región interna del refrigerante)
Bif	Región bifásica
Dep	Depósito

Des	Descarga
gli	Mezcla de agua y etilenglicol al 50 % en volumen
gc	Gas-Cooler
a	Alta presión
b	Baja presión
des 1	Descarga del compresor principal
des 2	Descarga del compresor secundario
ref	Refrigerante
O	Evaporador
in	Entrada
o	Salida
liq	Líquido
w	Agua
r1	Recuperación en el gas-cooler a nivel térmico alto
r2	Recuperación en el gas-cooler a nivel térmico medio
d	Gas-cooler de disipación de energía
s	Isoentrópico
Mot	devanado eléctrico del compresor
MU	Menos Útil
COPOpt	Punto de funcionamiento donde el rendimiento energético es óptimo
Qomax	Punto de funcionamiento donde la potencia frigorífica es máxima
Crit	crítico.
cb	Ebullición convectiva.
de	terminación zona seca.
di	comienzo zona seca.
dry	seco
dryout	zona seca
eq	equivalente
f	friccional
H	homogéneo
h	hidráulico
I	Flujo intermitente
IA	Transición de flujo intermitente a anular
i	interfaz líquido-vapor
iD	interfaz en sección transversal
L	Líquido
LD	Líquido en la sección transversal del tubo
LO	Considerando el flujo total vapor-líquido como líquido
LV	Líquido-vapor
M	Flujo nebuloso (Mist)
nb	Ebullición nucleada
tp	Flujo en estado bifásico
V	Vapor
VC	Volumen de control
VD	Vapor en la sección transversal del tubo
Wavy	Flujo ondulado (wavy)
Wet	Perímetro mojado
met	metal
k	Condensación



CAPÍTULO 1

Introducción



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 1. Introducción.

1.1.-Justificación

La demanda del confort humano se incrementa día tras día, obligando a la comunidad científica a buscar nuevas técnicas que permitan aprovechar al máximo los recursos disponibles. El Instituto Internacional de refrigeración en París ha estimado que aproximadamente el 15 % de la electricidad producida en todo el mundo se emplea en refrigeración y aire acondicionado, habiéndose estimado recientemente la energía consumida por los sistemas de aire acondicionado en equipos domésticos y en pequeños comercios, en un 45%. Gran parte de esta demanda es consumida por sistemas de refrigeración basados en la compresión de vapor, por tanto, constituye uno de los sectores estratégicos a tener en cuenta para contribuir al desarrollo sostenible mediante la optimización energética de las instalaciones de refrigeración [1].

La línea de investigación que apuesta por la utilización de refrigerantes naturales como el dióxido de carbono (CO₂) en sistemas de compresión de vapor la inicia el grupo de investigación de ingeniería térmica (GIT) en el año 2005, a raíz de las condiciones impuestas por los de Protocolos de Montreal [2] y Kyoto [3], y por las nuevas reglamentaciones europeas [4]. Esta nueva iniciativa permite minimizar al máximo el impacto medioambiental generado por los refrigerantes artificiales, aunque requiere de una tecnología completamente nueva debido a las propiedades físicas del propio refrigerante [5,6]. El desarrollo de esta tecnología y su implementación en aplicaciones frigoríficas actuales (aire acondicionado, refrigeración... etc), ha derivado en numerosos estudios teóricos / experimentales, centrados en la mejora energética y en el diseño de nuevos elementos [7-13].

Los sistemas que utilizan CO₂ como refrigerante no poseen la misma eficiencia energética que las instalaciones que emplean los llamados refrigerantes artificiales. Este efecto provoca que aunque el efecto directo sea más amigable con el medio ambiente, el mayor consumo eléctrico genere un mayor efecto indirecto [14,15,16]. La búsqueda de un desarrollo sostenible lleva asociado la necesidad de estudiar en profundidad las distintas configuraciones que se pueden emplear con este refrigerante natural y el análisis de dispositivos que permitan incrementar el rendimiento energético de este tipo de instalaciones, hasta alcanzar rendimientos equiparables a las instalaciones que utilizan refrigerantes artificiales.

El análisis efectuado en la vigente tesis doctoral supone una prolongación del trabajo desarrollado por el Dr. Daniel Sánchez García-Vacas, puesto que su tesis doctoral significó el inicio de la línea de investigación que estudia el uso del dióxido de carbono como refrigerante por el grupo de investigación de ingeniería térmica (GIT). El alcance de este trabajo abarca, desde el montaje de los distintos dispositivos que se instalan sobre la instalación base desarrollada por el Dr. Daniel Sánchez, hasta el análisis experimental, modelado y propuestas de mejora de la misma. El desarrollo de cada una de estas partes se realizará de forma más extensa en los posteriores apartados, constituyendo éstos los diferentes capítulos que comprenden el presente documento.

1.2.- Objeto del proyecto y estructura de la tesis

La presente tesis doctoral, se enmarca dentro de la línea de investigación desarrollada por el grupo de investigación GIT, el cual está formado por investigadores y profesores de las universidades Jaume I de Castellón y Politécnica de Valencia, y cuyo objetivo es el uso del CO₂ como refrigerante natural en condiciones supercríticas. Mediante esta tesis, se refuerzan los estudios realizados por la comunidad científica en el campo del CO₂ cuyo enfoque se centra en la mejora de la eficiencia energética de estos ciclos, así como en la reducción del impacto medioambiental introducido por los sistemas actuales de producción de frío.

La motivación principal que mueve a elaborar este trabajo, es la carencia de tesis doctorales que aborden el tema planteado desde una perspectiva experimental. En el ámbito internacional, la mayoría de los trabajos presentados son de carácter teórico, lo que hace que los análisis experimentales y los resultados obtenidos, complementen estos estudios

teóricos. La combinación de ambos estudios, aporta nuevas ideas y enfoques que pueden ser de utilidad en el diseño de instalaciones frigoríficas similares con mayor eficiencia energética. Por otra parte, la experiencia adquirida en el desarrollo de esta instalación frigorífica, permite tratar diversos problemas constructivos y de funcionamiento asociados al desarrollo y puesta en marcha de instalaciones similares.

Teniendo en cuenta estos aspectos, puede concluirse que el objetivo principal de este trabajo de tesis es continuar profundizando en la mejora del rendimiento energético en ciclos de compresión de vapor transcríticos que emplean el R744 como refrigerante. Este objetivo principal pretende alcanzarse dividiéndolo en los siguientes parciales:

- Modificar la instalación base para poder analizar diferentes configuraciones o ciclos, y de esta forma, poder comparar entre sí diversos modos de funcionamiento.
- Realizar la campaña de ensayos necesaria para abordar el análisis experimental de cada una de las configuraciones implementadas.
- Evaluar y Caracterizar del funcionamiento de la instalación frigorífica según las diferentes configuraciones de ciclo, estudiando la incidencia sobre los principales parámetros energéticos que posee la instalación (potencia frigorífica, potencia eléctrica consumida y COP) según las diferentes configuraciones: funcionamiento con/sin intercambiador intermedio, funcionamiento con sistema de extracción de vapor saturado del depósito de acumulación, y funcionamiento con / sin sistema de expansión múltiple escalonada.
- Modelar los equipos de intercambio térmico (evaporador, gas-cooler y condensador) así como el compresor semihermético, con el fin de conseguir un diseño óptimo de estos equipos. Para ello se emplearán modelos físico-experimentales con ecuaciones básicas de transmisión de calor junto a correlaciones experimentales y diagramas de patrones de flujo.

Para conseguir estas metas, el trabajo se ha dividido en los siguientes capítulos:

Capítulo 1: Justificación de los motivos precursores del desarrollo de esta tesis doctoral. Enunciado de los objetivos desarrollados en la misma, así como de la estructura en la cual se divide. Descripción, tanto, de la instalación frigorífica desarrollada como de la metodología de ensayos empleada en la realización de los ensayos experimentales. Finalmente, revisión del estado del arte en la tecnología del CO₂.

Capítulo 2: Integración de los modelos de los distintos equipos para obtener un modelo global de la instalación. El modelo permitirá evaluar el modo de operación de la instalación entre el punto de máximo rendimiento energético y el de máxima producción frigorífica. De este análisis se podrían obtener las expresiones que definan la presión óptima de gas-cooler en cada caso, de forma que estas expresiones puedan ser implementadas en un controlador tipo PID y permitan operar a la instalación en el punto de funcionamiento óptimo. El estudio se completa con un análisis de la energía calorífica cedida al foco caliente y destinada a activar otras aplicaciones, destacando los sistemas de adsorción y absorción, ACS y ciclos orgánicos Rankine. Aprovechar la energía generada en los dos focos térmicos posibilitará aumentar el rendimiento global de la instalación.

Capítulo 3: Análisis de la instalación operando en régimen transcrítico frente al modo de operación en régimen subcrítico cuando las condiciones externas lo permitan. Evaluación de la posibilidad de operar con ambos sistemas a partir de una instalación dimensionada para operar en régimen transcrítico. Estudio teórico de transferencia de calor intercambiada en régimen subcrítico a partir de un modelo del intercambiador de alta presión basado en el análisis por volúmenes de control finitos.

Capítulo 4: Estudio de extracción de vapor en el depósito de acumulación y la posterior inyección en diferentes puntos del sistema. El análisis pretende evaluar el efecto de la inyección a la salida del evaporador en la configuración de doble etapa de expansión y posteriormente estudiar el efecto que provocaría sobre la misma configuración tras incorporar un intercambiador intermedio, analizando el comportamiento del sistema tras realizar la inyección en el punto anterior y posterior al intercambiador intermedio y directamente en la cámara de compresión. El último análisis estudia la extracción de vapor

que se encuentra a presión intermedia en el depósito para ser comprimido por un compresor de menor capacidad e inyectado a la entrada del gas-cooler. Los resultados obtenidos permitirán discernir sobre cuál es el mejor método de inyección analizado en función de los incrementos obtenidos sobre el rendimiento energético de la instalación.

Capítulo 5: Comparativa del ciclo transcrito operando con dos sistemas de expansión diferentes, uno con doble etapa de expansión y otro donde se realiza la expansión en una única etapa. El estudio de la configuración de simple etapa de expansión se realiza a partir de distintas cargas de refrigerante en diferentes condiciones de operación en la instalación, de forma que se analiza la influencia de la masa en el funcionamiento de este tipo de ciclos. Los resultados obtenidos aportarán información sobre la sensibilidad a la carga de refrigerante en los ciclos donde se realiza la expansión en una sola etapa y determinarán qué ciclo presenta mayor rendimiento energético en base a las condiciones exteriores. Estudio del intercambiador intermedio a la salida de gas-cooler en la configuración de expansión simple. Análisis del comportamiento energético y comparativa con la configuración de doble etapa de expansión.

Capítulo 6: Modelado del proceso de evaporación del CO₂ en diferentes intercambiadores de calor a partir de diagramas de patrones de flujo. En este apartado se han modelado dos intercambiadores de dos instalaciones diferentes, un intercambiador de tubos concéntrico que pertenece a una instalación de media potencia frigorífica y un intercambiador de tubo aleteado insertado en el seno de una instalación de baja capacidad frigorífica.

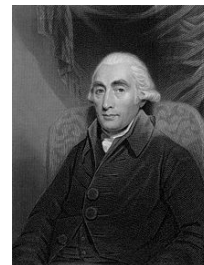
1.3.- El CO₂ como refrigerante en instalaciones de compresión de vapor

1.3.1.- Evolución histórica del dióxido de carbono como refrigerante

El dióxido de carbono, cuya denominación como refrigerante es R744, según el Standard 34-2010 de ASHRAE [17], es un fluido natural, lo que implica que puede encontrarse en la naturaleza sin tener un origen antropogénico. El descubrimiento del CO₂ no tiene un momento claro en la historia, sin embargo, se establece que Jean B. van Helmont fue el descubridor de este gas, puesto que en su libro "Ortus Medicinae" publicado en 1648, se recogían diferentes experiencias encaminadas a demostrar la existencia de sustancias diferentes al aire, el propio van Helmont acuñó el término *gas*, que hasta entonces no había sido usado. En una de estas experiencias constató la existencia de un gas, al que denominó *gas sylvestre*, producido por en la combustión de madera. Este gas es el CO₂. Posteriormente Joseph Black estudió las propiedades del *gas sylvestre*, al cual rebautizó como "fixed air", puesto que era adsorbido "fijado" por los alkalis, en 1756 probó que el dióxido de carbono, estaba presente en la atmósfera y se combinaba con otros elementos para formar compuestos. Observó que este elemento era más denso que el aire y que no era capaz de sustentar la vida animal ni la combustión de una llama.



Jan B. van Helmont
(1579-1644)



Joseph Black
(1728-1799)

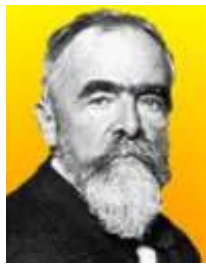
Figura 1.1.- Descubridores del CO₂

Posteriormente, en 1772, Joseph Priestly, publicó el artículo "Impregnating Water with Fixed Air" en el cual describía el proceso de carbonatación artificial del agua, para lo cual, en primer lugar obtenía el dióxido de carbono añadiendo unas gotas de ácido sulfúrico a un trozo de tiza, a continuación el CO₂ generado se disolvía en agua, haciendo pasar la corriente del gas por un recipiente con agua mientras se sometía a agitación, de esta forma se carbonataba el agua.

En 1834, Thilorier consiguió licuar dióxido de carbono por expansión simple, e incluso su solidificación (obteniendo el denominado hielo seco) después de una segunda expansión, no obstante esta experiencia no tuvo eco industrial, aunque sirvió de guía a los desarrollos posteriores. La primera utilización del CO₂ como fluido frigorígeno fue descrita en el año 1850 por Alexander Twining quien lo mencionaba en una patente británica suya. El dióxido de carbono retornó de la mano de Thaddeus S.C. Lowe y de Carl von Linde (el cual también es un precursor de la utilización del amoníaco), el primero en 1869, construyó dos instalaciones frigoríficas utilizando el CO₂ como refrigerante, una en Missouri para la fabricación de hielo y otra para mantener carne congelada en un barco de mercancías, mientras que Von Linde diseñó una máquina frigorífica para F. Krupp en 1882 [18].



Alexander Twining
(1801-1884)



Carl von Linde
(1842-1934)



Thaddeus S.C. Lowe
(1832-1913)

Figura 1.2.- Pioneros en la utilización del CO₂ como refrigerante

En 1886, Franz Windhausen obtuvo la patente para el diseño y fabricación de compresores para CO₂, estas máquinas fueron retomadas por la empresa J. & E. Hall Ltd. y más tarde desarrolladas por Everard Hesketh y Alexander Marcel. Estos compresores se desarrollaron y mejoraron hasta 1950, básicamente para aplicaciones marítimas. En 1897, Sabroe también comenzó con la fabricación de compresores de CO₂, así como del primer frigorífico doméstico que utilizó este fluido.

Debido a que los otros refrigerantes existentes en la época (amoníaco, dióxido de azufre...) eran, bien tóxicos, bien inflamables, a finales del siglo XIX, el CO₂ se utilizaba profusamente, tanto en Europa como en Estados Unidos, como refrigerante, en diversas aplicaciones: almacenes frigoríficos, vitrinas, tiendas de comestibles, neveras, refrigeración de teatros, barcos, trenes y hospitales e incluso para climatización [19,20].

El primer compresor que utilizó el CO₂ en Europa fue construido por C. Linde en 1881, y su puesta en servicio se realizó en 1882. En 1890 se construyó el primer barco de transporte de carne congelada con un equipo de R744.

El dióxido de carbono como fluido frigorígeno fue empleado especialmente en transporte marítimo, durante el último período del siglo XIX y principios del XX (ver figura 1.3). En 1915 existían 29 constructores de compresores en el mercado europeo.

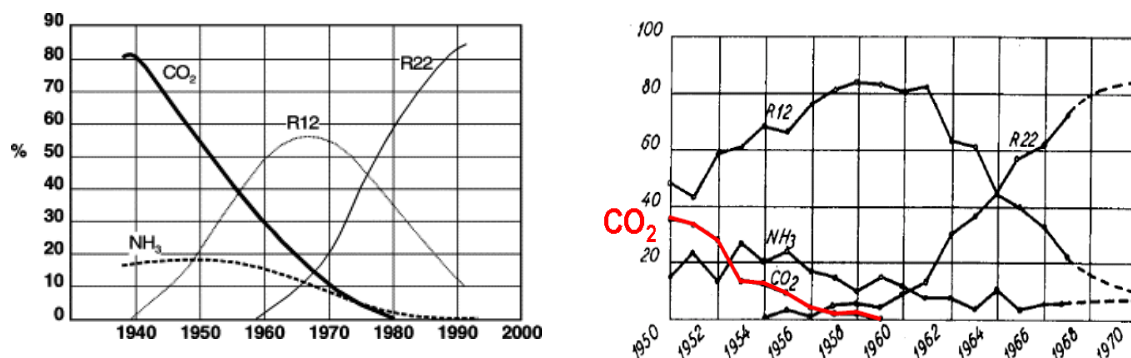


Figura 1.3.- Sistemas de refrigeración marinos y refrigerante empleado entre 1940 y 2000, según registro de Lloyds en Londres [21].

En principio se pensó en los refrigerantes HFC como sustitutos de los CFC y HCFC, los cuales empezaron a distribuirse en el mercado a partir de la década de los noventa. En esa época el tema del calentamiento global empezó a cobrar importancia, de tal manera que en 1997 se estableció el Protocolo de Kioto, el cual ha sido suscrito por 191 países y en el que se establece la reducción de emisiones de gases potenciadores de efecto invernadero (elevados valores de GWP), entre los que se encuentran los HFC, por su enlace carbono flúor.

Existen dos criterios para comprobar el grado de protección de un fluido refrigerante con el medio ambiente. Según sea el potencial de destrucción de ozono (ODP) y el potencial del calentamiento global (GWP), que indica el grado de protección frente al efecto invernadero. El ODP (Ozone Depletion Potencial), es el parámetro adimensional que mide el potencial de agotamiento de la capa de ozono estratosférico de la unidad de masa de una sustancia en relación con la del R-11 que se adopta como unidad, mientras que el GWP (Global Warming Potential) constituye el parámetro que mide el calentamiento global producido por la unidad de una sustancia emitida a la atmósfera, en relación con el efecto de la unidad de masa del dióxido de carbono que se adopta como referencia, en un intervalo de tiempo denominado "Tiempo de Integración". El protocolo de Kyoto (1997) trató íntegramente sobre la reducción de las emisiones de seis gases de efecto invernadero: dióxido de carbono, metano, óxido de nitrógeno, sulfuro hexafluorídrico, HFC y PFC. En la Figura 1.4 puede observarse el impacto que los HFC más comunes tienen sobre el calentamiento global, así la emisión al ambiente de 1 kg de R404A, el refrigerante más empleado en refrigeración comercial (supermercados), equivale a 3900 kg de CO₂ desde el punto de vista de generación de efecto invernadero.

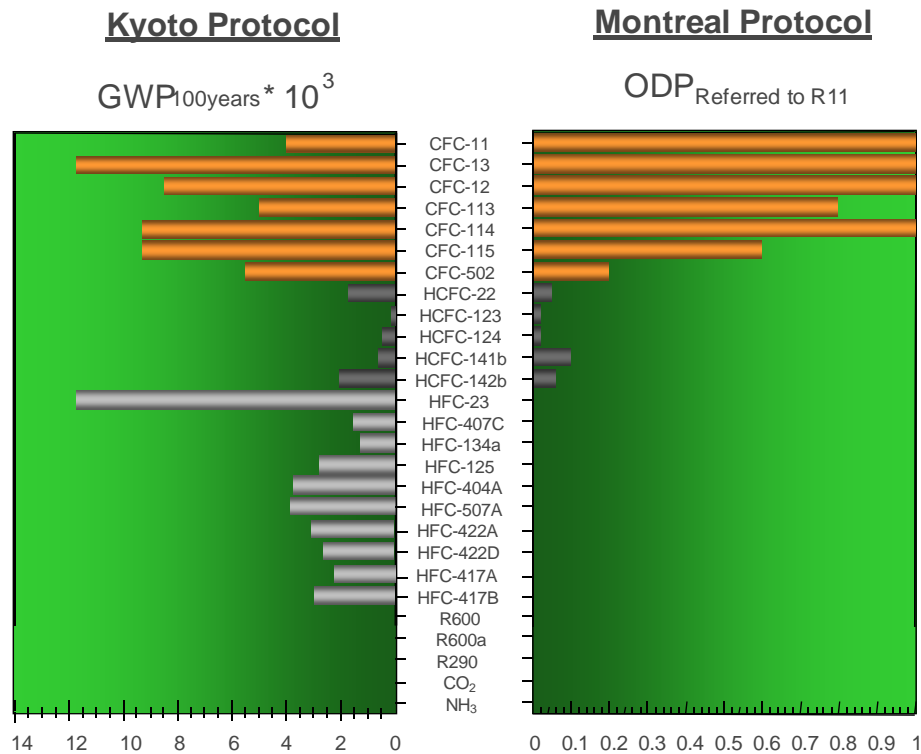


Figura 1.4.- Valores de ODP y GWP de los refrigerantes más comunes

Esto ha provocado que en muchos países, especialmente en Europa, se haya comenzado a restringir el uso e incluso a establecer un proceso de eliminación de los HFC. Los países nórdicos han promovido las iniciativas más agresivas contra la utilización de los HFC. A continuación se citan algunas de las medidas políticas iniciadas por los diferentes países. Dinamarca y Austria han impuesto tasas sobre GWP y prohibiciones desde el año 2007. La normativa Noruega contempla fuertes tasas sobre los HFC aplicadas desde el 1 de enero del 2003. Suiza prohíbe el uso de los HFC en refrigeración desde el 2008, siendo obligatorio el uso de sistemas secundarios de refrigeración y condensación a partir de ciertas potencias. Por último, Suecia restringe el uso de los HFC a no más de 200 kg por instalación, incluyendo tasas sobre estos. Alemania ha propuesto reducir en un 40% las emisiones de CO₂ equivalente para 2020.

La Comisión Europea, por su parte, aprobó en 2006, el Reglamento 842/2006 sobre determinados gases fluorados de efecto invernadero con el objetivo de reducir las emisiones de estos gases recogidos en el Protocolo de Kyoto (dentro de los cuales están los HFC). En este Reglamento se establecían los requisitos y restricciones de los recipientes y equipos, del uso, recuperación, destrucción, etiquetado, transporte y formación de personal relativos a este tipo de gases. Adicionalmente, la Comisión Europea aprobó la Directiva 2006/40 por la que se establece que el refrigerante empleado en el aire acondicionado de vehículos debe tener un valor de GWP₁₀₀ inferior a 150.

Ante este panorama, se perfilan dos familias de refrigerantes con reducido o nulo valor de GWP:

- Naturales, que a su vez se subdividen en orgánicos (hidrocarburos, HC) e inorgánicos (Amoníaco, Agua, Aire y CO₂)
- Artificiales. algunos HFC, como el R152a, R430A, R431A, R440A... y los isómeros fluorados del propeno o hidrofluoroolefinas (HFO).

El desarrollo de estos últimos es bastante reciente, el más conocido es el HFO-1234fy (CH₂=CFCF₃), desarrollado para el aire acondicionado de vehículos en sustitución del HFC-134a y comercializado en 2010 de la mano de Dupont y Honeywell. Proviene de la

fluoración de olefinas, por lo que realmente son también compuestos sintéticos del tipo HFC, sin embargo su GWP es muy bajo (4 aprox.). Este compuesto está formado por una molécula muy compleja, cuyo comportamiento en la atmósfera y cuya toxicidad están todavía siendo investigadas.

Es el profesor Gustav Lorentzen quien plantea volver a utilizar el CO₂ como refrigerante, a partir de su patente de 1990 "Trans-critical vapor compression cycle device" WO 90/07683, y más en concreto en su artículo de 1993 "Revival of carbon dioxide as a refrigerant" [22].

Grandes compañías internacionales como Coca Cola, Tesco, M&S, McDonalds, Nestle, Masterfoods y Unilever reunidas en la asociación *Refrigerant Naturally*, están utilizando refrigerantes naturales, de entre los cuales el CO₂ es uno de los más interesantes puesto que a sus buenas propiedades medioambientales, une la condición de ser no inflamable y no tóxico. Estas propiedades lo convierten en uno de los candidatos más firmes para proclamarse el fluido frigorífico del futuro [23,24,25,26,27]. En la figura 1.5 se esquematiza la historia del CO₂ como refrigerante.

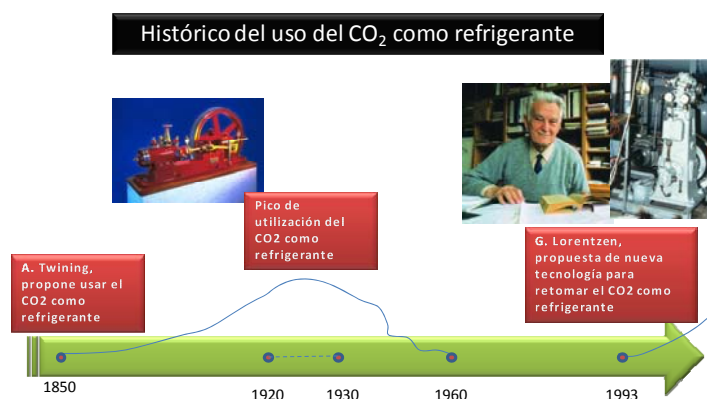


Figura 1.5.- Utilización del CO₂ como refrigerante

Actualmente, los sistemas de refrigeración con CO₂ se encuentran en pleno desarrollo, sobre todo en los países del norte de Europa. Las primeras instalaciones que se han llevado a cabo y que han demostrado que funcionan correctamente se han realizado en supermercados. El objetivo de este capítulo se basa en un estudio sobre la utilización del CO₂ en las instalaciones frigoríficas, analizando las propiedades que lo convierten en una alternativa de futuro respecto a los actuales HFC.

1.3.2.- Propiedades del R744 como refrigerante

El dióxido de carbono o anhídrido carbónico, es una sustancia natural inorgánica que se encuentra en la naturaleza en estado gaseoso con un peso molecular de 44 gr/mol, superior al peso molecular del aire. Estructuralmente, el CO₂ está formado por dos átomos de oxígeno ligados a un átomo de carbono mediante un par de enlaces dobles polares. A pesar de la polaridad de los enlaces, la molécula es apolar debido a su geometría lineal y simétrica.

Desde el punto de vista de seguridad, el CO₂ es incombustible y de acción tóxica ligera o nula. Por ello se considera como un fluido de alta seguridad según la instrucción MI IF 002 y 004 del *Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas*, y como un fluido de clase A1 según ASHRAE. Solamente en concentraciones superiores al 4 % resulta peligroso con tiempos de exposición entre 30 y 60 minutos.

Desde un punto de vista económico, el CO₂ es mucho más barato que cualquiera de los refrigerantes artificiales actuales, ya que es muy abundante y se encuentra muy diversificado en la industria del metal (soldadura MIG), en industria química, en la industria alimentaria (bebidas carbonatadas), como agente extintor, en la producción de nieve carbónica o hielo seco...etc. A diferencia de los refrigerantes artificiales, el CO₂ no requiere recuperación posterior, es decir, puede ser desechado al ambiente ya que se trata de un gas recuperado de éste que posteriormente es devuelto a su origen.

Medioambientalmente hablando, el CO₂ posee un ODP nulo con un GWP igual a la unidad, aunque puede ser considerado inferior a la unidad si se tiene en cuenta que es recuperado de la atmósfera para su posterior uso [28]. La propiedad más característica del CO₂ es su punto crítico (P_c=73,77 bar y T_c=30,98 °C) que obliga a trabajar a elevadas presiones y en la región transcítica cuando la temperatura del foco caliente es superior a 20°C-25°C. Esta característica obliga a que el diseño de las instalaciones sea más robusto y resistente. En la figura 1.6 se muestra el diagrama de presiones - entalpías (logP-h) dentro del rango de utilización del CO₂ en instalaciones frigoríficas.

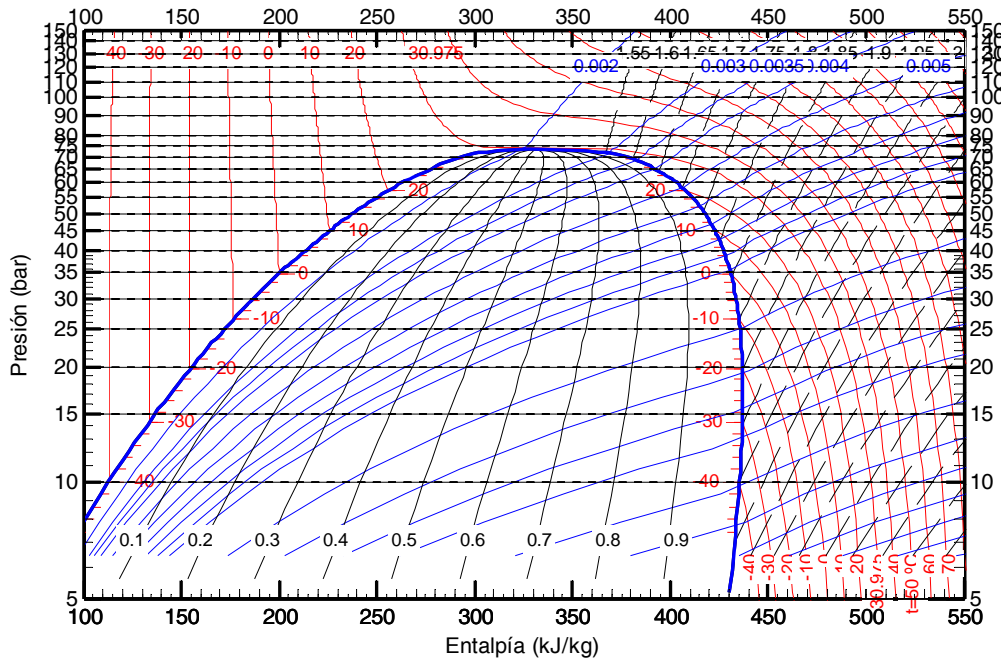


Figura 1.6.- Diagrama logP-h del CO₂

En la tabla 1.1 se presenta una comparación entre las propiedades más características de varios refrigerantes.

	Presión	ρ_v/ρ_l	λ	C_{p_l}	C_{p_v}	κ_l	κ_v	Pr_l	Pr_v	σ	P_{crit}	T_{crit}	Peso Molecular
	(bar)		(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(kJ/kg-K)	(mW/m-K)	(mW/m-K)			(mN/m)	bar	°C	kg/kmol
CO₂	26,487	0,07242	258,62	2,3072	1,5091	122,5	16,96	2,22	1,2335	6,495	73,4	30,978	44
R-22	3,5479	0,01165	212,8	1,1439	0,69938	99,25	8,764	2,78	0,8735	13,21	49,9	96,14	86,47
R-134a	2,006	0,00757	205,96	1,3156	0,85435	96,49	10,66	4,14	0,83079	13,02	40,6	101,06	102,03
R-410A	5,7458	0,01821	232,98	1,474	1,0545	108,9	11,26	2,47	1,1033	10,68	49,0	71,35	72,58
R404A	4,3913	270,387	186,245	1,6126	1,3483	76,99	11,93	3,58	0,8423	9,003	37,3	72,05	97,6
R407C	4,047	0,01364	221,74	1,3843	0,93622	101,3	11,74	3,27	0,8865	12,24	46,3	86,03	86,2
R290	3,4528	0,01409	388,3	2,423	1,6548	111,2	14,65	3,03	0,8088	11,45	42,5	96,7	44,1
R600a	1,0845	0,00509	363,53	2,2309	1,557	102,6	13,36	4,85	0,7716	14,23	36,3	134,66	58,12
R717	2,9071	0,00367	1296,74	4,5636	2,5419	590,1	22,50	1,47	0,9885	36,34	113,3	132,25	17,03

Tabla 1.1 Principales propiedades de diferentes refrigerantes (1),(2)

(1) Referido a vapor saturado a -10°C por defecto,
 (2) Referido a líquido saturado cuando es necesario

La comparación de presiones con otros refrigerantes muestra los elevados valores de trabajo que impone el R744, tanto en la zona de baja presión, como en la zona de alta. Pudiendo alcanzarse valores de hasta 40 bar en la primera y 120 bar en la segunda (este último impuesto por los fabricantes de compresores).

Observamos que la presión para condiciones de vapor saturado del dióxido de carbono es mucho más alta que para el resto de fluidos (figura 1.7), sin embargo la pendiente de esta curva es mucho más plana para este fluido (figura 1.8), por lo cual el cambio de temperaturas debido a pérdidas de carga en evaporador es muy pequeño. Por ejemplo, a 0°C, el cambio en temperaturas asociado a una pérdida de carga de 1 KPa es de 0.01°C, mientras que la misma pérdida de carga con R-410A ó con R-134a produce cambios de 0.04°C y 0.1°C respectivamente, es decir de 4 a 10 veces mayor.

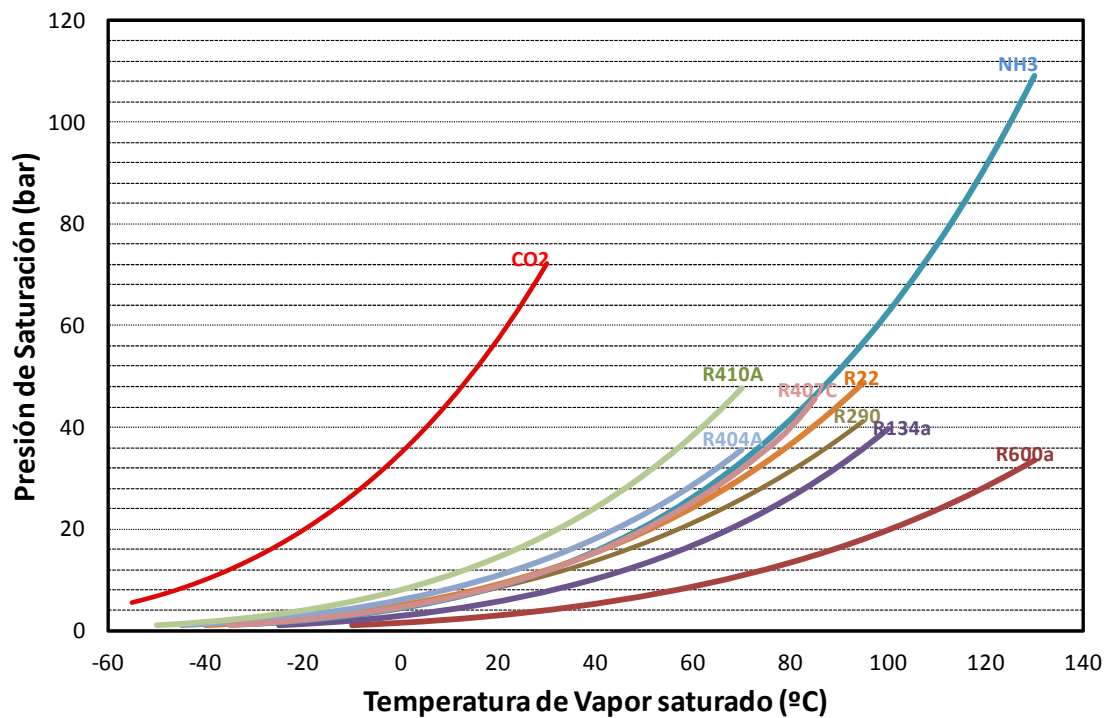


Figura 1.7.- Comparación de presiones de saturación de varios refrigerantes.

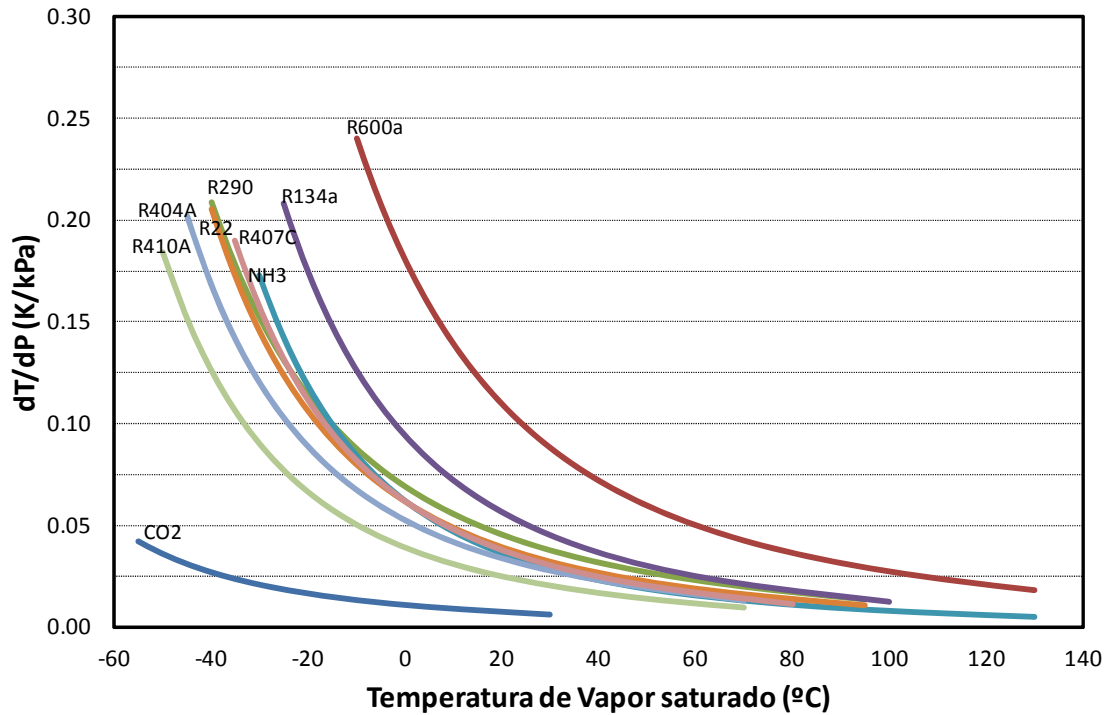


Figura 1.8.- Variación de la temperatura con las pérdidas de carga.

Evidentemente, con los valores observados de calor latente mostrados en el diagrama logP-h (Figura 1.6) y los elevados valores de densidad (Figura 1.9), la producción volumétrica para el dióxido de carbono es muy elevada en comparación con la de los HFC, entre 5 y 8 veces superior si la comparamos con el R22 o con el NH₃, como se muestra en la figura 1.10, lo que implica un menor tamaño de los compresores volumétricos diseñados para operar con el R744, y de otros equipos relacionados con la densidad: tuberías, intercambiadores y depósitos.

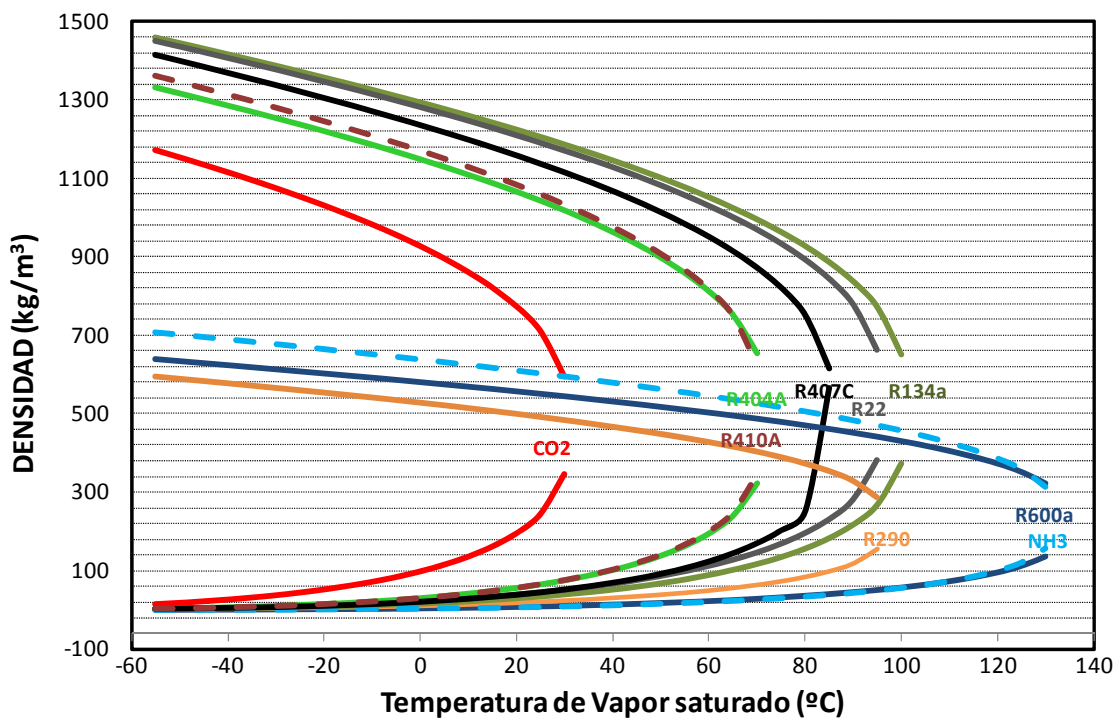


Figura 1.9.- Densidad en campana de saturación.

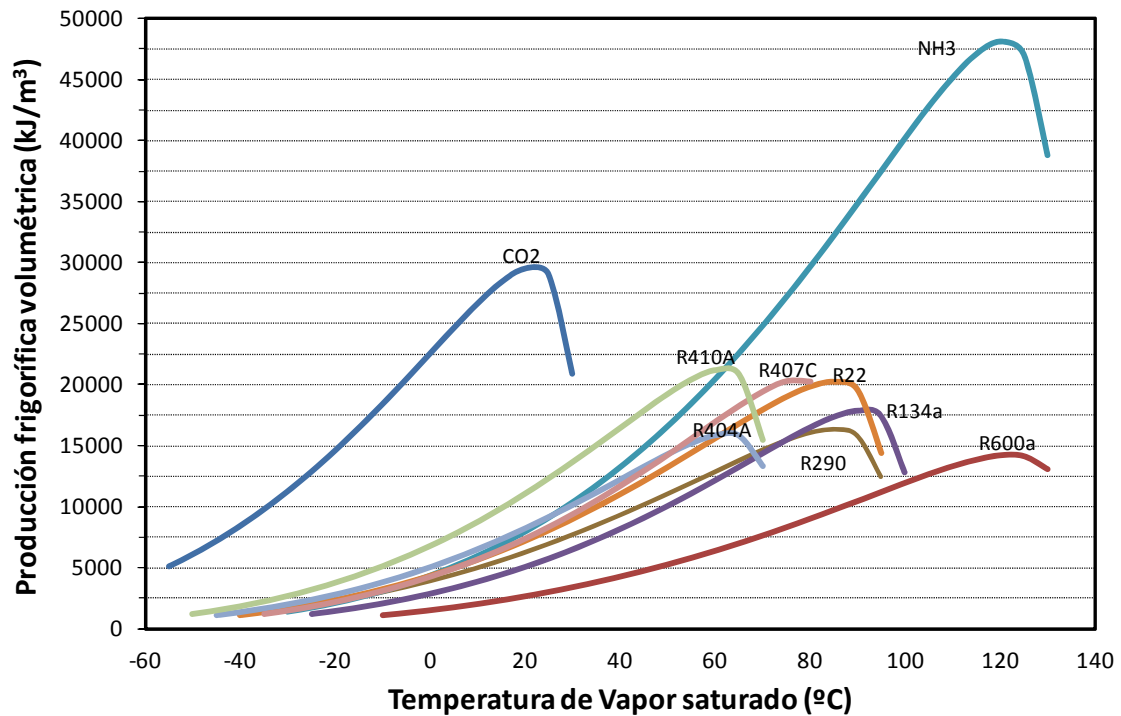


Figura 1.10.- Comparación de producciones volumétricas de varios refrigerantes.

Una de las características más importantes de los fluidos supercríticos es la importante variación con respecto a la temperatura que se obtiene en sus propiedades cerca del punto crítico cuando seguimos una línea isobárica. Tanto más acusada esta variación cuanto más nos acercamos al punto crítico y a la temperatura pseudocrítica (temperatura a la cual el calor específico a presión constante tiene un máximo).

En el caso del CO_2 , el valor de la temperatura pseudocrítica se obtiene mediante la siguiente expresión desarrollada por Liao [29] expuesta en la expresión ec. 1.1.

$$T_{PS} = -122.6 + 6.124P_{GC} - 0.1657P_{GC}^2 + 0.01773P_{GC}^{2.5} - 0.0005608P_{GC}^3 \quad \text{ec. 1.1}$$

La densidad del CO_2 varía fuertemente con la temperatura en las inmediaciones del punto crítico y de la región pseudocrítica, y la proporción entre densidad de líquido y vapor es inferior a la de otros refrigerantes. A 0°C , por ejemplo, la relación densidad de líquido (927 kg/m^3), densidad de vapor (98 kg/m^3) en el CO_2 es de 10, mientras que para el R-410A y el R-134a es de 65 y 89, respectivamente. Las densidades de vapor saturado a 0°C para el R-410A y el R-134a son 31 y 14 kg/m^3 , lo que representa un 32 y un 14% de la densidad de vapor saturado del CO_2 en las mismas condiciones. El bajo ratio de densidades del CO_2 proporciona una distribución más homogénea en la zona bifásica dentro del intercambiador que con otros refrigerantes, lo que favorece la transferencia de calor (ver Figura 1.11).

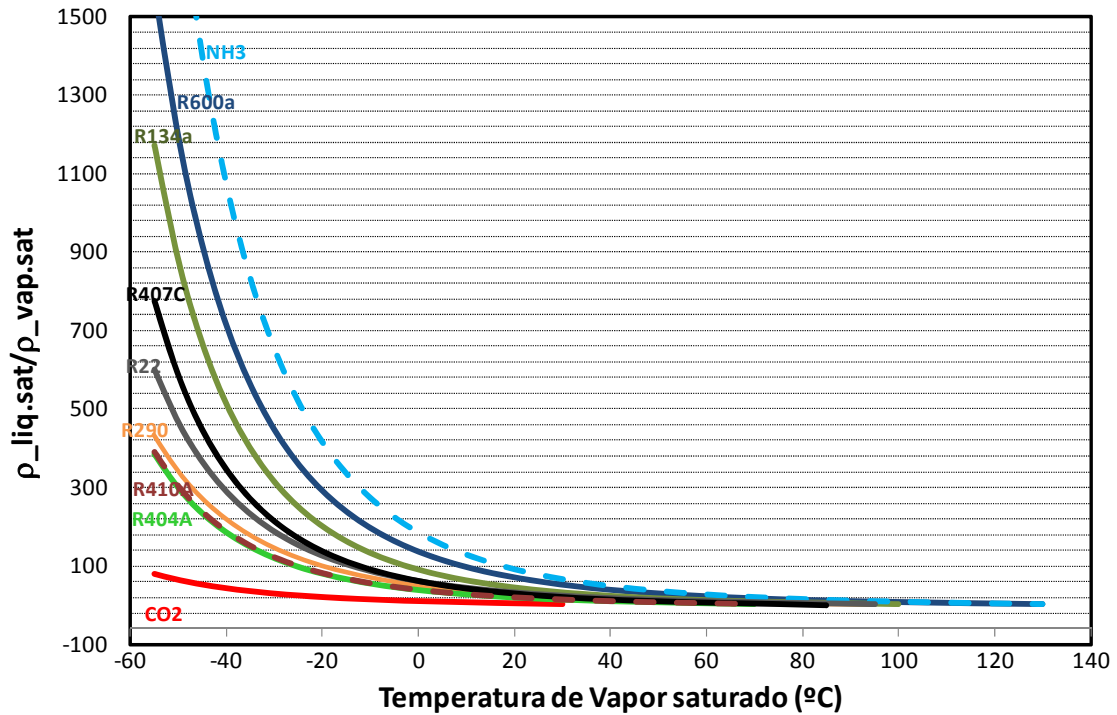


Figura 1.11.- Relación entre densidad de líquido y vapor en condiciones de saturación

En cuanto a los valores correspondientes a tensión superficial, este es un parámetro que influye en el proceso de ebullición nucleada (evaporador) y en las características del flujo bifásico (desde salida de expansor a salida de evaporador), así un valor bajo de la tensión superficial reduce el recalentamiento requerido para la nucleación y aumento de las burbujas de vapor, lo cual afecta positivamente a la transferencia de calor en evaporador. En la figura 1.12 se presentan los valores de la tensión superficial para el líquido en diferentes fluidos, siendo el dióxido de carbono es fluido que presenta menores valores. La tensión superficial desciende con la temperatura y alcanza un valor nulo en el punto crítico.

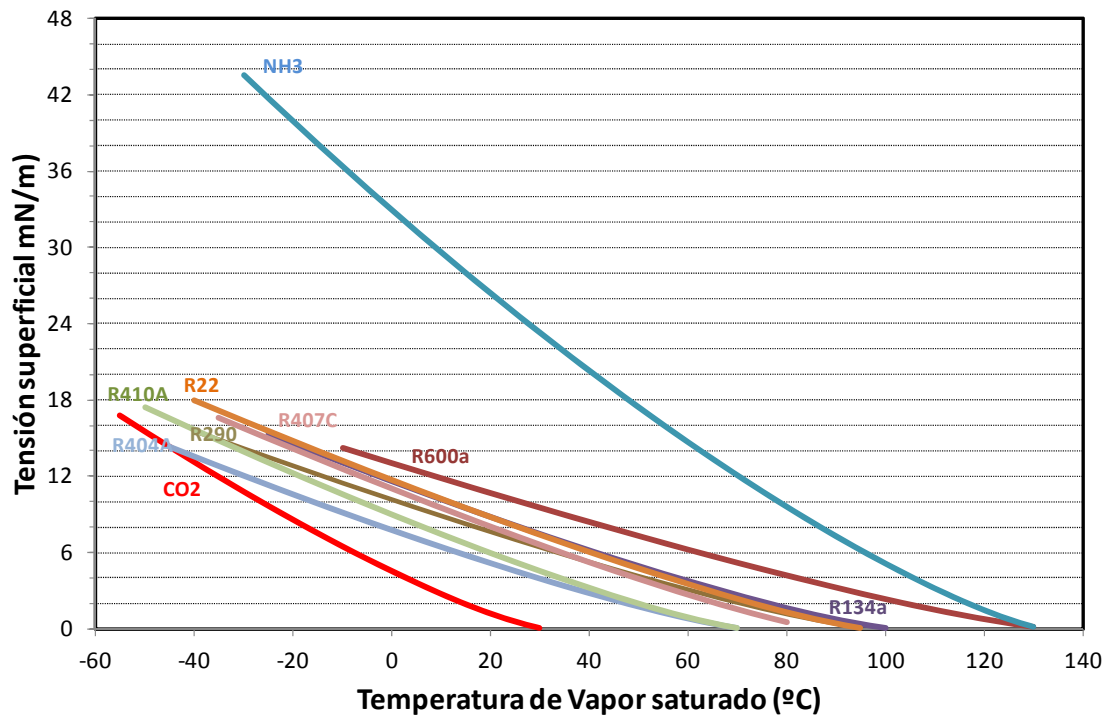


Figura 1.12.- Valores de la tensión superficial en la región transcrítica

Una elevada conductividad térmica es esencial de cara a tener elevados coeficientes de transferencia de calor tanto con flujo monofásico como bifásico. La viscosidad, particularmente en fase líquida, y la relación entre los valores de viscosidad en fases líquida y vapor, son aspectos importantes en cuanto a comportamiento de flujos, coeficientes de transferencia de calor y pérdidas de carga. La conductividad térmica de del líquido saturado CO_2 y del vapor a 0°C son del 20 al 60% mayores que con R-134a respectivamente, mientras que la viscosidad del CO_2 líquido es sólo el 40% de la correspondiente al R-134a, en fase vapor las viscosidades son comparables en ambos fluidos.

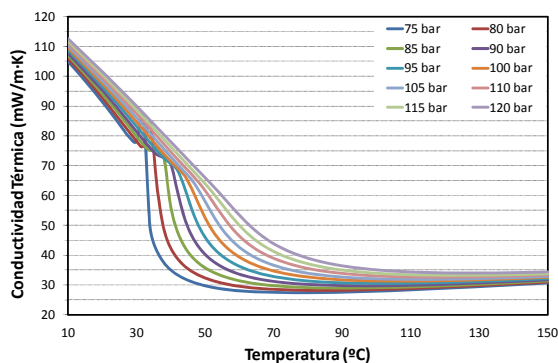


Figura 1.13.- Valores de conductividad térmica en la región transcrítica

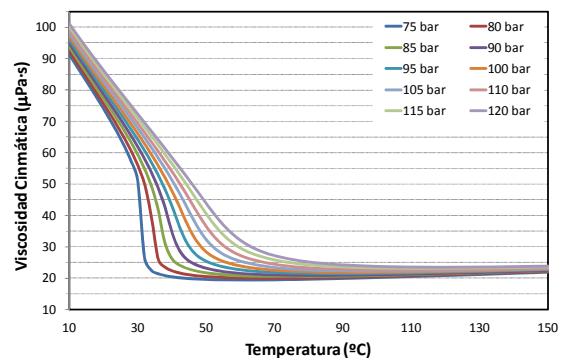


Figura 1.14.- Valores de viscosidad cinemática en la región transcrítica

En resumen las propiedades termofísicas y de transporte del CO_2 son favorables, frente a otros fluidos refrigerantes, en el aspecto que concierne a transferencia de calor y pérdidas de carga. En la figura 1.15 [30], puede observarse cómo las propiedades del dióxido de carbono provocan que sus coeficientes de transmisión de calor en ebullición sean superiores a los de otros refrigerantes del tipo HFC y HCFC.

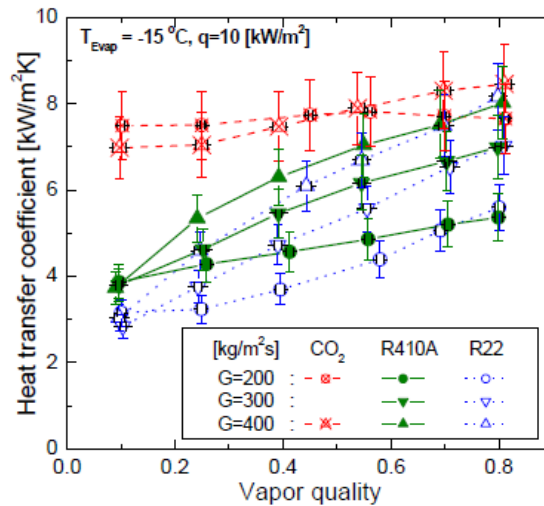


Figura 1.15.- Valores de coeficiente de convección en ebullición para varios refrigerantes en las mismas condiciones $D_{in}=6,1\text{mm}$.

1.3.3.- Aplicaciones

El dióxido de carbono se emplea como refrigerante en métodos de producción de frío por compresión de vapor, tanto compresión simple como múltiple (directa e indirecta), e incluso como fluido secundario.

Como se observa en la Figura 1.16, la zona bifásica líquido-vapor del CO_2 , comprendida entre el punto triple y el punto crítico, oscila en un rango de presiones entre los 0,5 y los 7,377 MPa, correspondiendo a unas temperaturas de 216,59K (- 56,56 °C) y 304,128 K (30,978°C), respectivamente. Este rango permite que el dióxido de carbono sea utilizado en todos los rangos de temperatura posibles dentro de la producción de frío: climatización, refrigeración y congelación, con la única excepción de la criogenia.

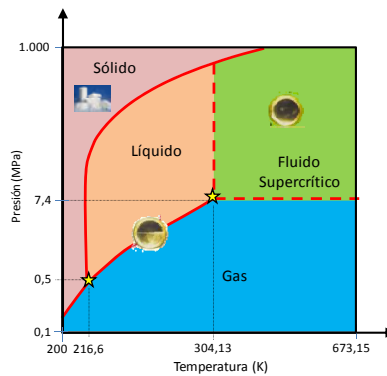


Figura 1.16.- Diagrama de fases del CO_2

Dada la temperatura crítica, si el nivel térmico del foco caliente es superior a dicha temperatura crítica, la instalación frigorífica operará en régimen supercrítico, mientras que si es inferior podrá operar en régimen subcrítico.

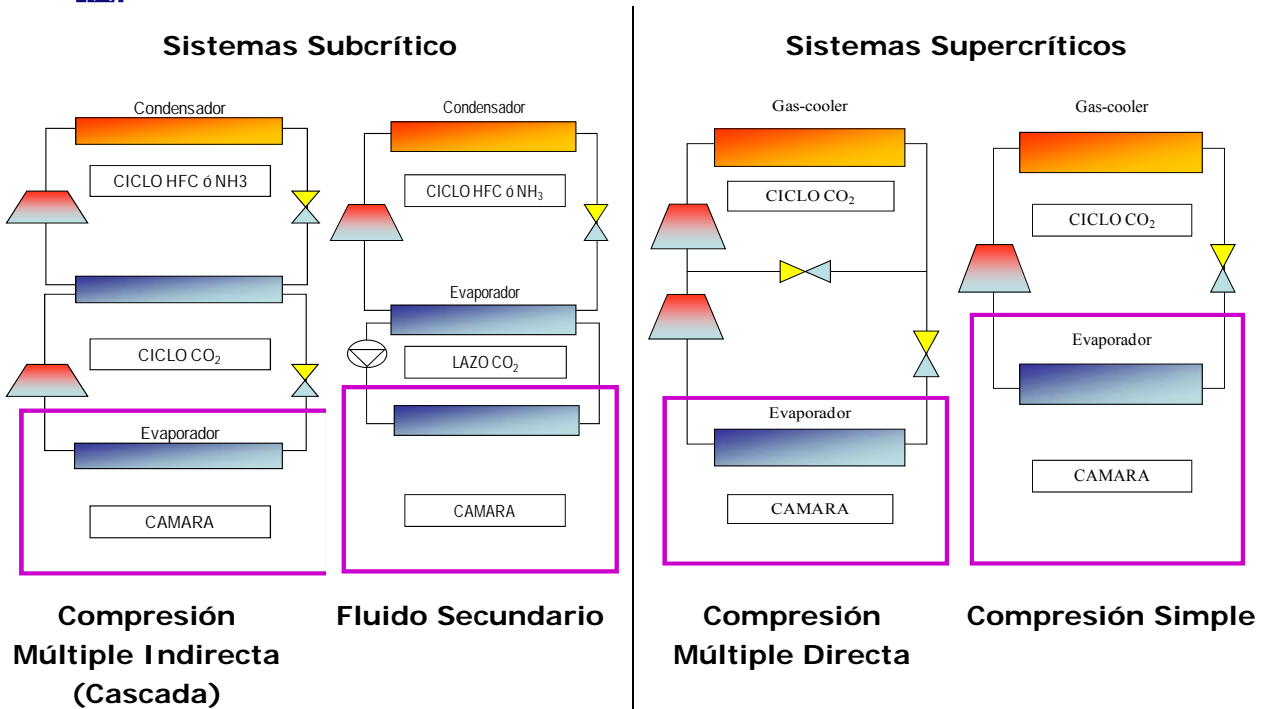


Figura 1.17.- Esquemas de Sistemas de refrigeración que emplean el CO₂ como refrigerante.

-Si el funcionamiento es en régimen subcrítico el CO₂ se empleará como:

- Refrigerante primario (baja temperatura) en cascada con otros refrigerantes: Amoniaco, R404A ó R134a, bien en aplicaciones industriales, bien en aplicaciones de refrigeración comercial.

Fluido secundario CO₂

-Si el funcionamiento es en régimen supercrítico el CO₂ se empleará como [31]:

- Bomba de calor para calentamiento de agua a nivel residencial e industrial.
- Aire acondicionado de automóviles (en desarrollo)
- Bomba de calor para Climatización residencial (en desarrollo)
- Enfriadoras de agua para aplicaciones residenciales e industriales.
- Transporte refrigerado
- Refrigeración comercial (supermercados)
- Bomba de calor para secado de ropa a nivel residencial y comercial.
- Enfriadores de bebidas y vitrinas para helados (en desarrollo)
- Combinación con Ciclos Orgánicos Rankine (en desarrollo).
- Combinación con Máquinas de Absorción (en desarrollo)
- Combinación con Máquinas de Adsorción (en desarrollo)

1.3.4.- Estado del arte del R744 como refrigerante

Tal y como se ha comentado anteriormente, los problemas asociados a los refrigerantes artificiales han puesto de manifiesto la necesidad de encontrar nuevas sustancias capaces de reducir o eliminar el impacto medioambiental, cumpliendo al mismo tiempo con los requisitos exigidos a los refrigerantes. La vuelta a los refrigerantes naturales, permite solucionar los problemas de compatibilidad medioambiental, pero requiere una labor científica importante para poder adaptar los equipos existentes o diseñarlos acorde con las propiedades termofísicas de estas sustancias.

La recuperación del CO₂ como refrigerante, tiene su origen entre otros, en el profesor Gustav Lorentzen quien promovió el uso de éste en aplicaciones de transporte y refrigeración comercial [32], empleando para ello ciclos subcríticos y supercríticos. Posteriormente, muchos han sido los grupos de investigación que han iniciado sus investigaciones en el campo del CO₂, en vistas a mejorar el rendimiento de los ciclos supercríticos y subcríticos. Así se pueden destacar los grupos de investigación de la universidad de Pádova y Salerno en Italia [33, 34], la universidad KTH en Suecia [35], el Instituto Tecnológico en Noruega (NTH) [36], el grupo de investigación independiente SINTEF en Noruega [37], la universidad de Illinois (ACRC) en Estados Unidos [38], la universidad de ciencias y tecnología en Hong Kong [39], y el instituto nacional de estándares y tecnología (NIST) [40].

A nivel nacional, cabe destacar los grupos de investigación de la Universidad de Vigo [41], dedicada al campo de la refrigeración en cascada con CO₂ y amoniaco (NH₃) (ciclos subcríticos de CO₂), la Universidad de Santiago de Compostela [42], centrada en al estudio de lubricantes en CO₂ (propiedades, compatibilidad...), la Universidad Politécnica de Cataluña [43], dedicada al estudio de compresores herméticos para CO₂, y la Universidad Jaime I, centrada en el análisis de ciclos supercríticos de CO₂ [44].

Los trabajos publicados por los anteriores grupos de investigación abarcan el campo experimental y el campo teórico, siendo este último el que mayor número de publicaciones posee debido a la dificultad que entraña la construcción y el manejo de una instalación de CO₂ en condiciones transcíticas. Así se tienen estudios centrados en el análisis de funcionamiento completo de la instalación para bombas de calor [45,46,47], sistemas comerciales de refrigeración [48-50, 51, 52], sistemas de aire acondicionado en automoción [53-58] y equipos de aire acondicionado [59, 60]. En cada uno de ellos se intenta buscar siempre la máxima eficiencia de la instalación, por lo que muchos estudios se centran en el análisis de la presión óptima [61, 81 - 83], o en el uso de intercambiadores intermedios [65, 66 - 68]. Otros estudios se introducen en el diseño y análisis de componentes con el fin de mejorar los procesos de transferencia de calor en intercambiadores [69, 70], reducir las pérdidas energéticas durante los procesos de compresión [71, 72] y mejorar los sistemas de expansión [73, 74]. En este apartado se incluyen los estudios teóricos y experimentales sobre los coeficientes de transferencia de calor en condiciones supercríticas, enfocados hacia el rediseño y análisis de funcionamiento de intercambiadores de calor en la región supercrítica.

Desde el punto de vista de lubricantes, existen diversos estudios donde se demuestra la idoneidad del PAG como lubricante frente al POE [75]. Otros estudios muestran la influencia del aceite en los coeficientes de transferencia de calor para alta y baja presión [76], advirtiendo un rápido descenso en los mismos a causa de la cantidad de aceite disuelta.

A nivel comercial, muchas empresas fabricantes de elementos para equipos de refrigeración, han abierto nuevas líneas destinadas a la tecnología del CO₂. Así empresas como Danfoss, Dorin, Bock, Sanyo, Bitzer, Frascold, Coppeland y Embraco, entre otras, han desarrollado nuevos compresores semiherméticos y herméticos, capaces de soportar las altas presiones de trabajo que suponen los ciclos subcríticos y supercríticos de CO₂. Otras compañías como Onda, Obrist, Alfa Laval, Kaori, SWEP se han centrado en el desarrollo de intercambiadores de calor como el gas-cooler, el evaporador o el intercambiador intermedio. En cuanto a sistemas de expansión se pueden destacar las válvulas de expansión electrónicas de Egelhof, Saginomiya o Danfoss. Otras empresas trabajando en el campo del CO₂ son Fuchs, en el campo de lubricantes, y Temprite o ESK Schultze, en el campo de separadores de aceite, entre otras. En cualquier caso, muchos de los elementos instalados han sido importados de otros campos, como es el caso de la industria petroquímica y oleohidráulica.

La revisión de los grupos de investigación y trabajos publicados realizada en este apartado, supone una parte representativa de las publicaciones y de los investigadores dedicados a este tema. Del mismo modo, puesto que se trata de una tecnología en pleno desarrollo, se espera que con el tiempo surjan nuevas empresas dedicadas a esta tecnología, abaratando así los costes de los elementos y aumentando la calidad y el diseño de los mismos. Por ello, el resumen realizado en este apartado, solo pretende mostrar la panorámica actual en el campo del CO₂ como refrigerante, sin entrar en detalle en las diferentes líneas de investigación actual ni en las empresas que están empezando a incorporar esta tecnología.

1.3.5.- Compatibilidades

En este apartado se describen algunas de las compatibilidades que presenta este refrigerante con algunos de los materiales empleados en los equipos de refrigeración [77]

Metales

- Aluminio: Satisfactoria
- Bronce: Satisfactoria
- Cobre: Satisfactoria
- Aceros Ferríticos (p.e. Aceros Carbono): Satisfactoria pero riesgo de corrosión en presencia de CO y/o humedad. Fragilidad a Bajas temperaturas.
- Aceros Inoxidables: Satisfactoria

Plásticos

- Politetrafluoroetileno (PTFE): Satisfactoria
- Policlorotrifluoroetileno (PCTFE): Satisfactoria
- Polifloruro de Vinilideno (PVDF) (KYNAR™): Satisfactoria
- Poliamida (PA) (NYLON™): Satisfactoria
- Polipropileno (PP): Satisfactoria

Elastómeros

- Goma de peroil (isopreno - isopreno) (IIR): No recomendado, hinchazón significativa.
- Goma de nitrilo (NBR): No recomendado, hinchazón significativa y significativa pérdida de masa por extracción o reacción química.
- Cloropreno (CR): No recomendado, hinchazón significativa y significativa pérdida de masa por extracción o reacción química.
- Clorofluorocarbonos (FKM) (VITON™): No recomendado, hinchazón significativa y significativa pérdida de masa por extracción o reacción química.
- Silicona (Q): Aceptable pero alta tasa de permeación.
- Etileno - Propileno (EPDM): Aceptable pero hinchazón importante y significativa pérdida de masa por extracción o reacción química.

Lubricantes

Tipo de Lubricante	PAO <i>Polyalfaolefin (Synthetic Mineral Oil)</i>	POE <i>Polyol Ester Oil</i>	PAG <i>polyalkylene glycol</i>
Solubilidad	Baja (inmiscible)	Alta (miscible)	Limitada
Higroscopía	Baja	Alta afinidad con agua	Muy Alta afinidad con agua.
Viscosidad	-	Alta	Baja, similar a la de los HFC, e concreto a la usada con el R134a
Método Separación del Aceite	Sistemas especiales. Se requiere Alta filtración: Filtración coalescente multietapa, ó filtros de carbón activo	Ningún requisito especial (sistemas similares a los usados con los HCFC / HFC)	Ningún requisito especial (sistemas similares a los usados con los HCFC / HFC)
Sistema de Retorno del Aceite	Sistemas especiales. Retorno desde parte inferior de depósito a baja temperatura (densidad del aceite inferior a la del CO ₂ al contrario que el NH ₃)	Sistemas sencillos (similares a los usados con HCFC / HFC)	Sistemas sencillos (similares a los usados con HCFC / HFC)
Aspectos a mejorar	Sistemas de separación y retor de aceite. Acumulación de aceite a largo plazo en puntos críticos, por ejemplo evaporadores.	Alta afinidad con agua Estabilidad a largo plazo del aceite. Se requiere alta pureza del aceite	Alta afinidad con agua Estabilidad a largo plazo del aceite. Se requiere alta pureza del aceite

Tabla 1.2.- Propiedades diferentes lubricantes

1.4.- Descripción de las instalaciones empleadas durante el análisis experimental

Para cumplir con los objetivos establecidos en el capítulo anterior se han empleado dos tipos de instalaciones de compresión de vapor diferentes. El análisis experimental y la búsqueda de nuevas configuraciones para mejorar el rendimiento energético en los equipos de compresión de vapor que emplean CO₂ como refrigerante, se ha abordado a partir de la instalación experimental diseñada por el grupo de investigación GIT y que sirvió al Dr. Daniel Sánchez para la realización de su tesis doctoral. Esta instalación presenta una capacidad frigorífica mediana, proporcionando potencias frigoríficas comprendidas entre 6 y 13 kW. Sobre esta instalación se han realizado las modificaciones necesarias para analizar las configuraciones objeto de estudio en este trabajo. Además de esta instalación, que se describirá en el apartado 1.4.1 del presente capítulo, se ha empleado otra de pequeña potencia para corroborar el modelo del intercambiador de tubo aleteado que se expone en el capítulo 6.

El montaje y puesta en marcha de las instalaciones empleadas para tratar la parte experimental de esta tesis, se ha realizado de forma íntegra en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Jaume I de Castellón, en el seno del Grupo de Ingeniería Térmica (GIT). Los equipos secundarios empleados para la simulación de los focos frío y caliente en los intercambiadores gas-cooler y evaporador, de la instalación de mediana potencia en la que se centra prácticamente la totalidad del análisis desarrollado en este trabajo, también han sido desarrollados por el propio grupo de investigación [78,79,80].

La monitorización de la instalación se llevó a cabo mediante técnicas de medida y adquisición similares a las empleadas en otras instalaciones del laboratorio. Para ello se ha empleado un equipo de adquisición de la compañía *National Instruments* conectado a un ordenador personal con el software *LabView*, el cual permite visualizar en tiempo real el funcionamiento de la instalación, almacenando, a su vez, los datos adquiridos. A partir de estos datos, se ha analizado el comportamiento de la instalación, así como la validación de los modelos desarrollados en esta tesis.

1.4.1.- Instalación de mediana capacidad frigorífica

Como se ha comentado inicialmente, la instalación descrita en este apartado constituye la base del estudio realizado en el actual trabajo de investigación, resaltando que dicho trabajo representa la continuidad del trabajo iniciado por el Dr. Daniel Sánchez dentro de la línea de investigación que propone el estudio del CO₂ como refrigerante.

En la figura 1.18 se muestra el aspecto real de la instalación al inicio del presente trabajo y el aspecto que presenta al finalizar el mismo, donde se puede apreciar las diferentes diferencias, fruto de las nuevas configuraciones desarrolladas durante el estudio de las nuevas configuraciones ensayadas.



Figura 1.18.- Comparativa entre la instalación inicial y final

En la figura 1.19 se presentan los componentes que constituyen la instalación frigorífica de forma individual, junto a los dispositivos de medida empleados que aportarán la información necesaria para analizar el comportamiento de la instalación frigorífica.

Componentes Instalación frigorífica

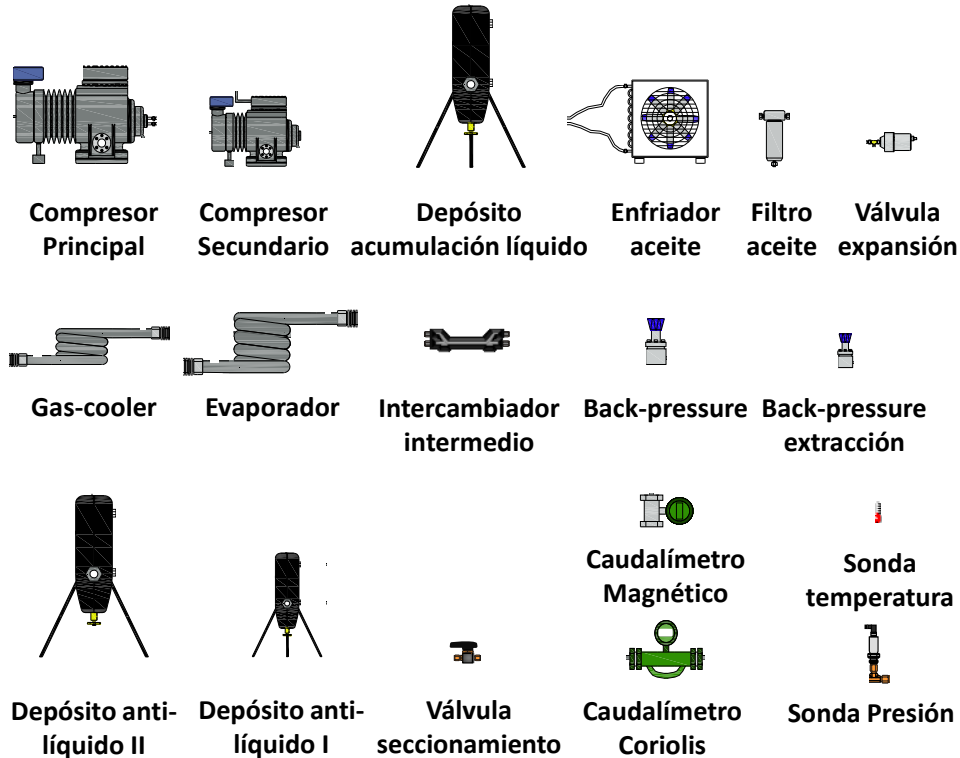


Figura 1.19.- Componentes instalación frigorífica

En la figura 1.20 se presenta el esquema de la instalación al comienzo del trabajo desarrollado en este documento.

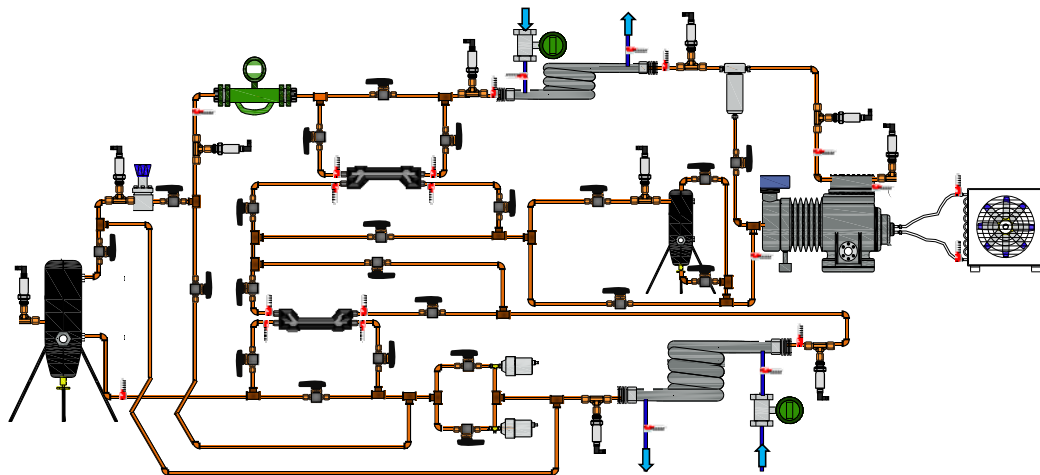


Figura 1.20.- Esquema original de la instalación frigorífica

La integración de las todas las configuraciones que serán objeto de estudio en esta tesis, da como resultado el esquema mostrado en la Figura 1.21, donde se han incluido los elementos principales y otros elementos indispensables para el correcto funcionamiento de la instalación frigorífica.

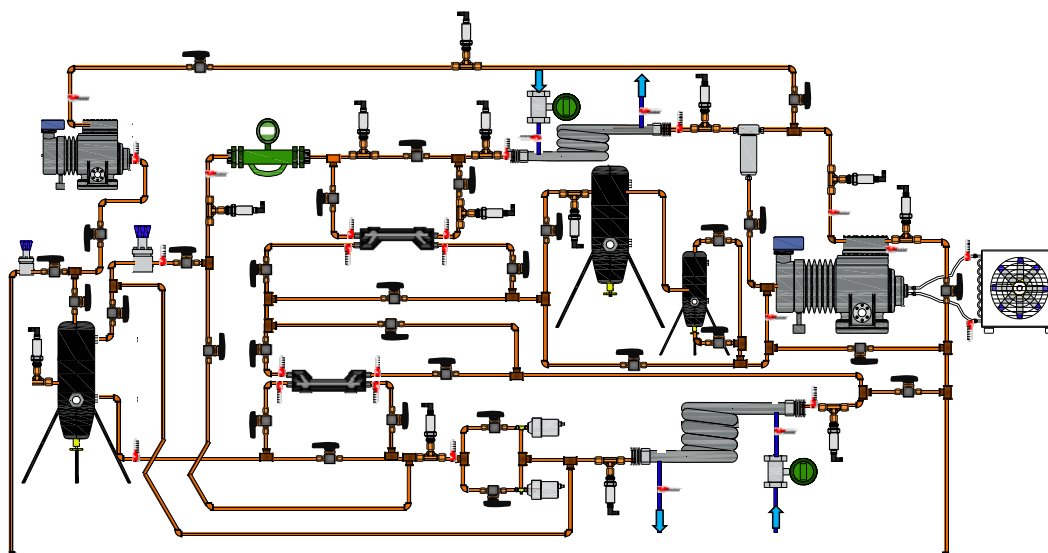


Figura 1.21.- Esquema final de la instalación frigorífica

Las diferencias entre ambos esquemas radican en los componentes añadidos a la instalación original, destacando la instalación de una línea de extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido, compuesta por una válvula back-pressure conectada en paralelo con un compresor de baja potencia. Además, se han colocado tres líneas donde se inyecta el vapor extraído del depósito de acumulación de líquido y un segundo depósito anti-líquido conectado en serie con el depósito anti-líquido original.

A continuación se presenta una relación de los equipos principales que integran la instalación, así como de los sensores empleados para su monitorización.

Compresor semihermético

Fabricante:	Dorin
Modelo comercial	TCS34C/4-D
Potencia Nominal:	4 kW
Tensión de alimentación:	400V (50hz)
Caudal Volumétrico:	3.5 m ³ /h
Número de pistones:	2
Carrera:	22 mm
Diámetro:	34 mm
Peso:	123 kg
Lubricante:	POE (1.8 kg)



Tabla 1.3.- Características del compresor semihermético.

Back-pressure

	Modelo 1	Modelo 2
Fabricante:	RHPS	RHPS
Modelo Comercial:	BSHB4-02-7-N	BSN2-02-3-N
Presión máxima:	400 bar	400 bar
Rango de regulación:	0 - 150 bar	0 - 100 bar
Material cuerpo:	Acero Inox. AISI 316L	Acero Inox. AISI 316L
Material asiento:	Nitrilo	Nitrilo



Tabla 1.5.- Características de las dos válvulas back-pressure.

Compresor semihermético 2

Fabricante:	Dorín
Modelo comercial	CD150M
Potencia Nominal:	2 kW
Tensión de alimentación:	400V (50hz)
Caudal Volumétrico desplazado:	1.12 m ³ /h
Número de pistones:	2
Carrera:	10 mm
Diámetro:	34 mm
Peso:	71 kg
Lubricante:	POE (1.3 kg)



Tabla 1.4.- Características del compresor semihermético.

Gas-cooler

Fabricante:	ONDA S.p.a.
Modelo:	WVCI33 WT66 (-4) – G (K5) – 3000 / CII
Potencia nominal:	25 kW

zona Refrigerante

Longitud:	3m
Diámetro exterior:	5/16" (7.94 mm)
Número de tubos:	7
Material:	Cobre
Presión máxima:	160 bar

Zona Agua

Diámetro exterior:	1" (25.4 mm)
Número de tubos:	1
Material:	Acero
Presión máxima:	44 bar
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)



Tabla 1.4.- Características del gas-cooler.

Válvulas de expansión electrónicas

Fabricante:	EGELHOF
Modelo de la válvula:	RTC-C SL 1.6/1.4
Modelo del controlador:	MPS 21-C.1
Rango de regulación:	-40 – 60 °C
Presión máxima (entrada):	140 bar
Presión máxima (salida):	55 bar
Presión máxima (parado):	80 bar
Avance:	0.0025 mm/paso
Material:	Acero Inox. y latón
Fabricante:	EGELHOF

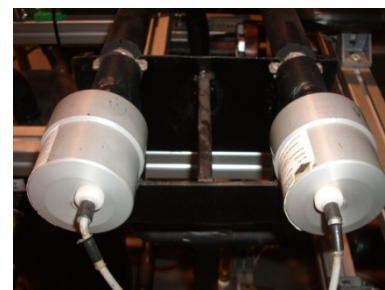


Tabla 1.6.- Características de las válvulas de expansión electrónicas.

Evaporador


Fabricante:	ONDA Spa	
Modelo:	VCI33WT66(-8)-G (K5)/CR	
Potencia nominal:	15 kW	
zona Refrigerante		
Longitud:	6m	
Diámetro:	5/16" (7.94 mm)	
Número de tubos:	7	
Material:	Cobre	
Presión máxima:	160 bar	
Zona Agua y monoetilenglicol		
Diámetro:	1"	
Número de tubos:	1	
Material:	Acero	
Presión máxima:	44 bar	
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)	

Tabla 1.7.- Características del evaporador ONDA.

Intercambiadores Intermedios


Fabricante:	PACKLESS IND.	
Modelo:	HXR-75	
Longitud:	280 mm	
Diámetro interior:	12 mm	
Diámetro exterior:	30 mm	
Número de tubos:	1	
Material:	Cobre	
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)	
Fabricante:	PACKLESS IND.	
Modelo:	HXR-75	

Tabla 1.8.- Características del Intercambiador intermedio.

Depósito de acumulación


Capacidad:	13.4 Litros	
Material:	Acero al carbono	
Espesor de pared:	8 mm	
Diámetro exterior:	420 mm	
Longitud:	1000mm	
Presión máxima en pruebas de ensayo:	153 bar durante 45 minutos.	

Tabla 1.9.- Características del depósito de acumulación.

Depósito antilíquido 1

Capacidad:	5 Litros
Material:	Acero al carbono
Espesor de pared:	8 mm
Diámetro exterior:	370 mm
Longitud:	450mm

Presión máxima en pruebas de ensayo: en 153 bar durante 45 minutos.



Tabla 1.10.- Características del depósito antilíquido 1.

Depósito antilíquido 2

Capacidad:	13.4 Litros
Material:	Acero al carbono
Espesor de pared:	8 mm
Diámetro exterior:	420 mm
Longitud:	1000mm

Presión máxima en pruebas de ensayo: 153 bar durante 45 minutos.



Tabla 1.11.- Características del depósito antilíquido 2.

La medición de magnitudes mecánicas, térmicas, eléctricas y químicas se realiza empleando dispositivos denominados sensores y transductores. El sensor es sensible a los cambios de la magnitud a medir, como una temperatura, una posición o una concentración química. El transductor convierte estas mediciones en señales eléctricas de tensión o intensidad, que pueden alimentar a instrumentos de lectura, registro o control de las magnitudes medidas. El registro de las mediciones se realiza mediante los elementos expuestos en la tabla 1.12 que representan todos los dispositivos de medida con los que esta equipada la instalación de compresión de vapor.










Descripción	Cantidad	Tipo	Rango	Ubicación	Calibración	Error de medida
Sensores de Temperatura						
	18	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Circuito refrigerante	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
	4	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Circuitos secundarios	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
	1	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Ambiente	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
	1	Termopar tipo T de inmersión	-40 °C 125 °C	Circuito refrigerante	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
Sensores de Presión						
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 160 bar	Descarga compresor	a = 10020.46942 b = -39.24652	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 160 bar	Entrada gas-cooler	a = 10019.48163 b = -39.41064	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Salida gas-cooler	a = 16.01595 b = 0.49444	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Entrada back pressure	a = 16.00479 b = 0.34615	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Salida back pressure	a = 16.01795 b = 0.17836	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Depósito acumulación	a = 16.04855 b = 0.30696	± 0.96 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Entrada evaporador	a = 3750.56120 b = -14.10487	± 0.48 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Salida evaporador	a = 3750.88465 b = -14.09276	± 0.48 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Entrada compresor	a = 3751.01380 b = -14.12667	± 0.48 bar
	1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Aspiración	a = 3751.86259 b = -14.13754	± 0.48 bar
Caudalímetros						
	1	Caudalímetro Coriolis 4 – 20 mA	0 kg/s 1.38 kg/s	Circuito de refrigerante	a = 46.87501 b = -0.18750	± 0.1 % lectura
	1	Caudalímetro Magnético 4 – 20 mA	0 m3/h 3.534 m3/h	Circuito secundario evaporador	a = 220.88201 b = -0.88352	± 0.25 % lectura
	1	Caudalímetro Magnético 4 – 20 mA	0 m3/h 3.332 m3/h	Circuito secundario gas-cooler	a = 208.25123 b = -0.83314	± 0.25 % lectura
Otros sensores						
	1	Vatímetro digital 4 – 20 mA	0 kW 6 kW	Después del variador de frecuencia	a = 375 b = -1.5	± 0.5 % lectura
	1	Velocidad de giro 0 – 10 V	550 rpm 1750 rpm	Variador de frecuencia	a = 174.3 b = 0	± 1.3 % lectura

Tabla 1.12.– Rango de media, rectas de calibración y errores de los elementos de medida.

1.4.1.1.- Configuraciones ensayadas en la instalación frigorífica

El mayor reto que presenta el CO₂ a la hora de ser empleado en instalaciones frigoríficas, radica fundamentalmente en su inusual comportamiento en la zona de alta presión. El CO₂ posee una temperatura crítica baja (30.98 °C) y una presión crítica elevada (73.77 bar), lo que supone por una parte, que no es posible condensar con temperaturas superiores a los 31 °C, y por otra, que la presión de trabajo en el ciclo será elevada. Debido a este comportamiento, la región de trabajo del ciclo es la zona supercrítica donde no existe condensación, y las variables presión y temperatura son independientes. En estas condiciones, es necesario el uso de un dispositivo capaz de regular la presión y mantenerla en un valor fijo. Este dispositivo recibe el nombre de válvula de expansión presostática o *back-pressure* porque mantiene la presión aguas arriba de la válvula en un valor constante fijado a voluntad. Cabe destacar que en este tipo de instalaciones la presión de alta viene determinada por la cantidad de masa de refrigerante almacenada en esta zona, por lo que la válvula expandirá o retendrá más o menos masa de refrigerante en función de la presión tarada.

El análisis experimental se inicia con la comparativa entre dos configuraciones ligeramente diferentes, cuyo enfoque se centra en comparar las diferencias entre disipar la energía en la región supercrítica ó mediante un proceso de condensación. Este estudio se muestra en el capítulo 3, empleando para su análisis las configuraciones mostradas en las figuras 1.22 y 1.24. En la figura 1.22 se presenta un esquema de una configuración con doble etapa de expansión y un depósito de acumulación de líquido entre ambas etapas de expansión. La primera etapa de expansión la realiza una *back-pressure* encargada de gobernar la presión en la región de disipación de energía a un valor constante, mientras que la segunda etapa realiza un conjunto de válvulas electrónicas que regulan la expansión mediante el control sobre el recalentamiento útil a la salida del evaporador.

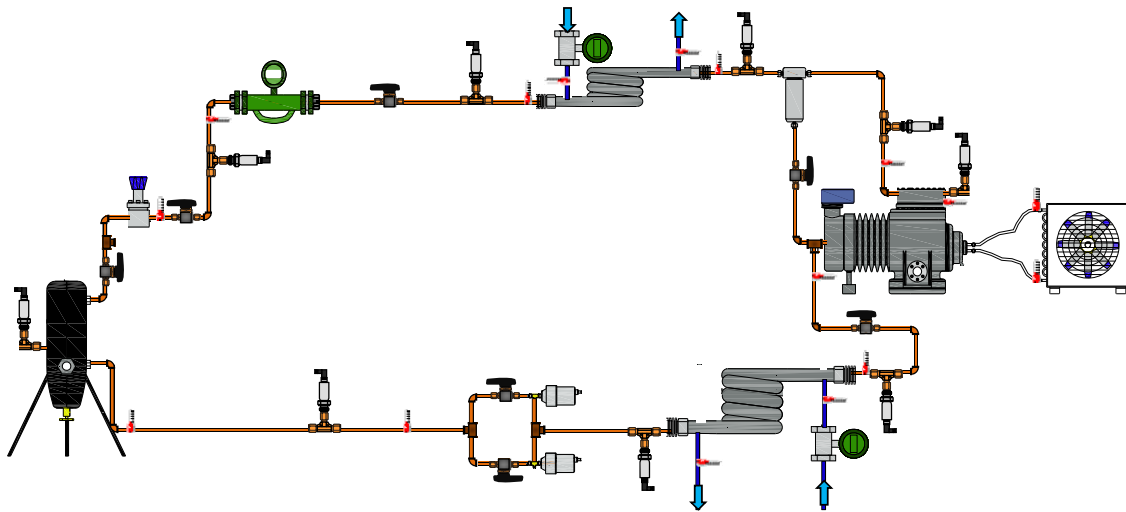


Figura 1.22.- Esquema configuración doble etapa de expansión

Esta configuración permite compensar los excesos o defectos de masa de refrigerante en la instalación a través del depósito de acumulación intermedio, cuya presión queda fijada por las condiciones de saturación en su interior.

En la figura 1.23 se presenta el ciclo que describe la configuración de doble etapa de expansión mostrada en el esquema de la figura 1.22.

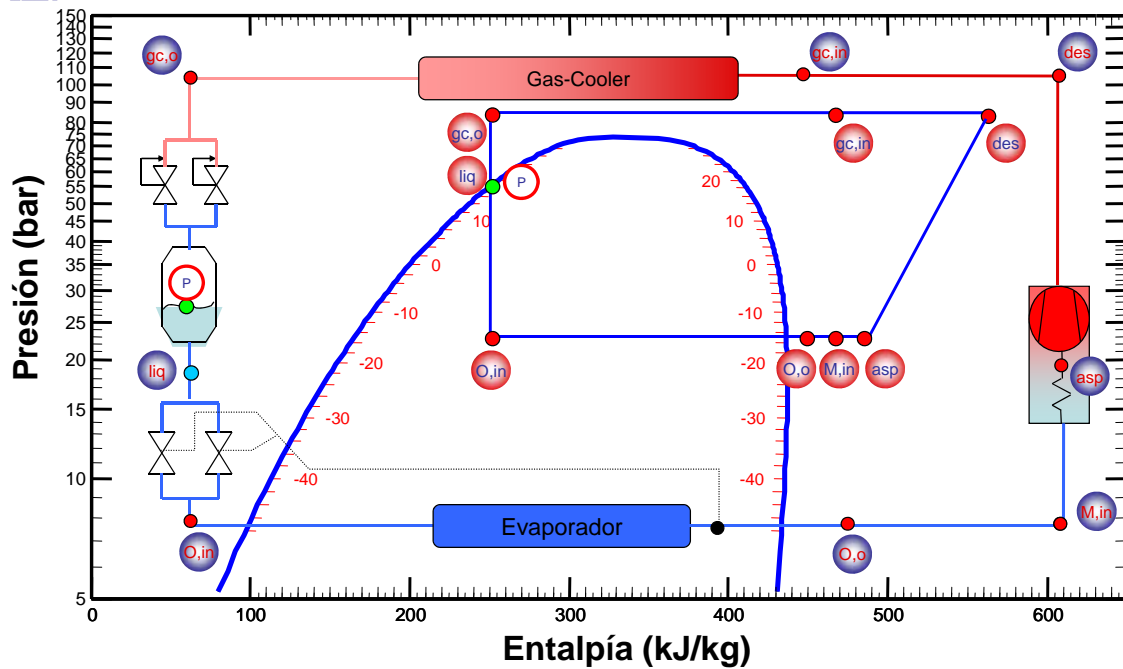


Figura 1.23.- Ciclo termodinámico configuración doble etapa de expansión

Para poder realizar los ensayos correspondientes al modo de disipación de energía en la región subcrítica, es necesario by-pasear la primera etapa de expansión expuesta en la configuración mostrada en la figura 1.22, por lo que la instalación dispone de un único sistema de expansión regulado a partir del control sobre el recalentamiento útil. El depósito de acumulación de líquido se mantiene para compensar las posibles variaciones de la masa de refrigerante al modificar el punto de funcionamiento. En la figura 1.24 se presenta el esquema con una única etapa de expansión gobernada a partir del control del recalentamiento útil, y un depósito de acumulación de líquido a la salida del condensador.

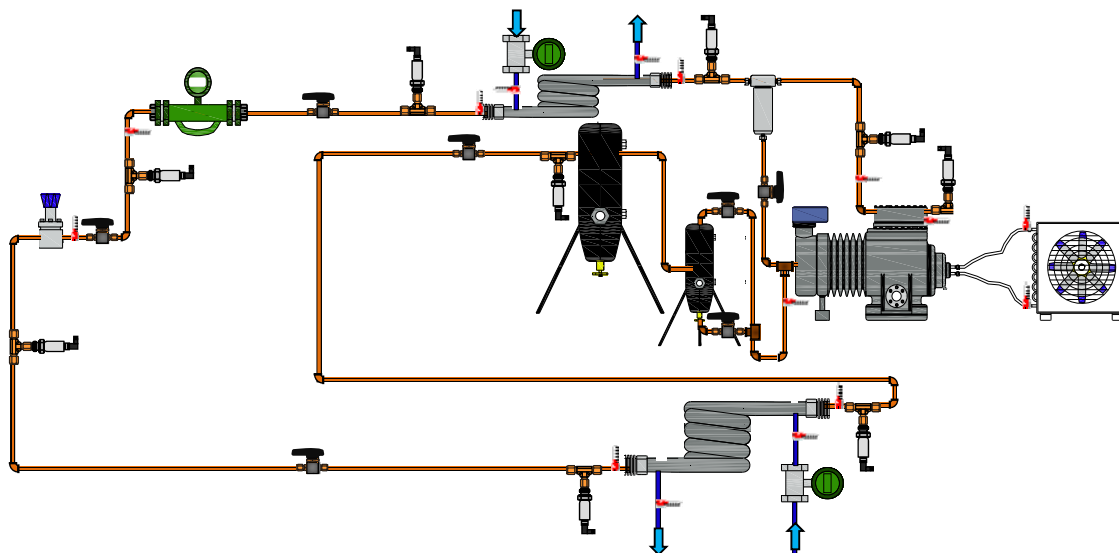


Figura 1.24.- Esquema configuración simple etapa de expansión RU

La comparativa entre las configuraciones mostradas en las figuras 1.22 y 1.24 pretende poner de manifiesto las diferencias en las propiedades de intercambio térmico entre la región supercrítica y la región subcrítica. Cabe destacar que el gas-cooler está dimensionado para disipar energía en la región supercrítica, por lo que la superficie de intercambio provocará que la eficiencia térmica se reduzca al disipar energía en la región subcrítica. En la figura 1.25 se expone el ciclo termodinámico descrito por la configuración de la figura 1.24.

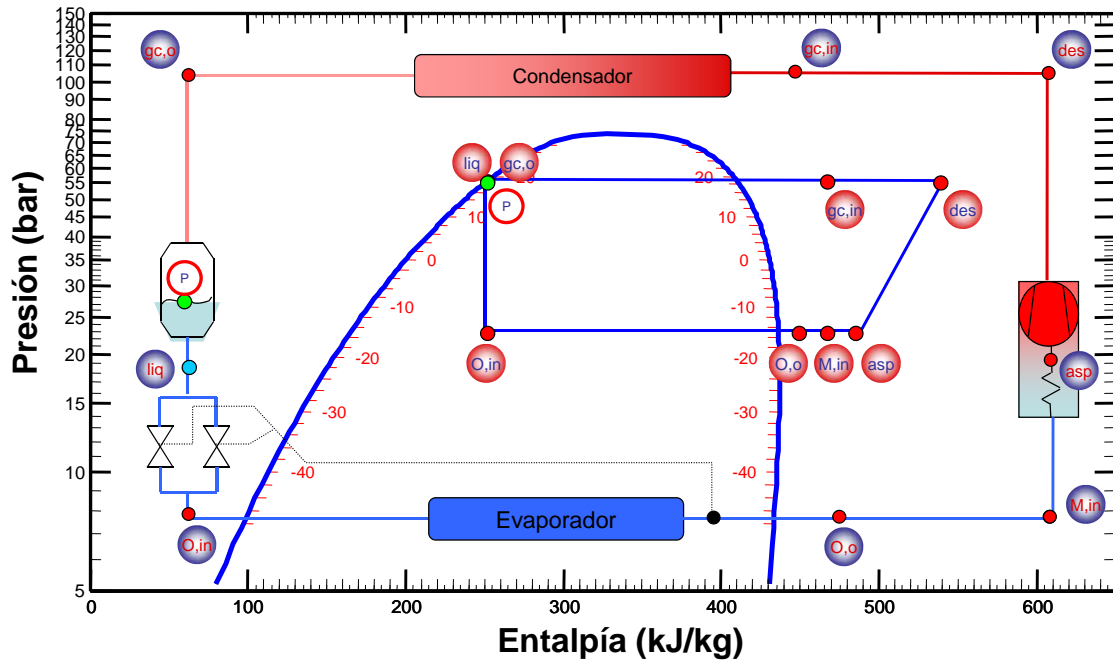


Figura 1.25.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión RU

Una de las modificaciones más comunes que permite mejorar la eficiencia de la configuración con doble etapa de expansión mostrada en la figura 1.22, suele ser la inserción de un intercambiador de calor que comunice térmicamente la salida de refrigerante del gas-cooler, con la salida de refrigerante del evaporador, como muestran los estudios realizados por Daniel Sánchez [80]. Este intercambiador suele denominarse intercambiador interno (IHX) y permite incrementar el salto entálpico en el evaporador a costa de aumentar la temperatura del punto de aspiración, y en consecuencia, el trabajo específico de compresión y la temperatura de descarga. Esta configuración sirve de referencia para analizar el efecto que producen las distintas configuraciones empleadas en el estudio de extracción de vapor del depósito de acumulación de líquido, ya que es la configuración que mayor rendimiento energético ha proporcionado hasta este momento. Este estudio se muestra en el capítulo 4. En la figura 1.26 se presenta una configuración con doble etapa de expansión e intercambiador intermedio, y en la figura 1.27 el ciclo termodinámico descrito.

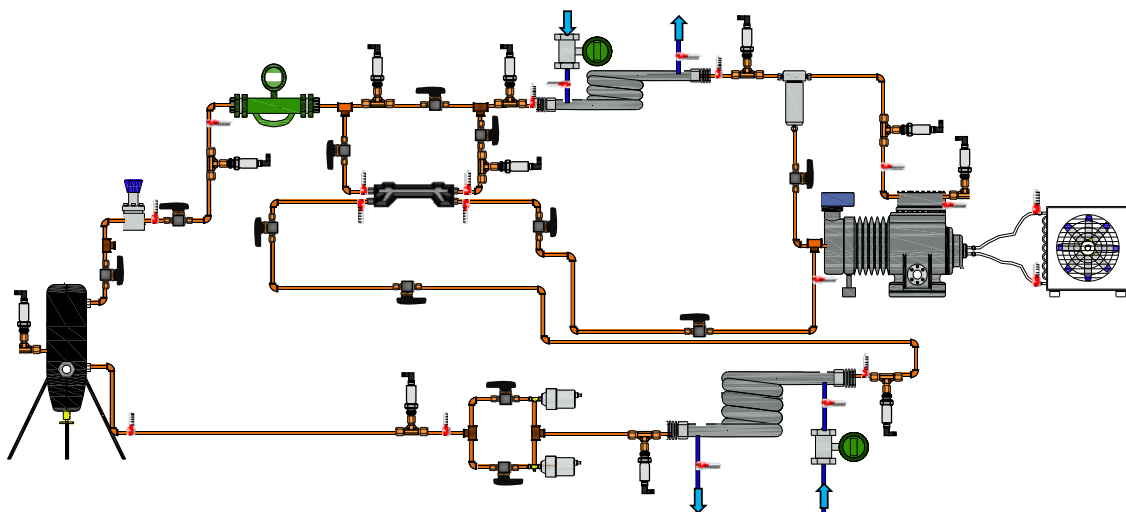


Figura 1.26.- Esquema configuración doble etapa de expansión con IHX

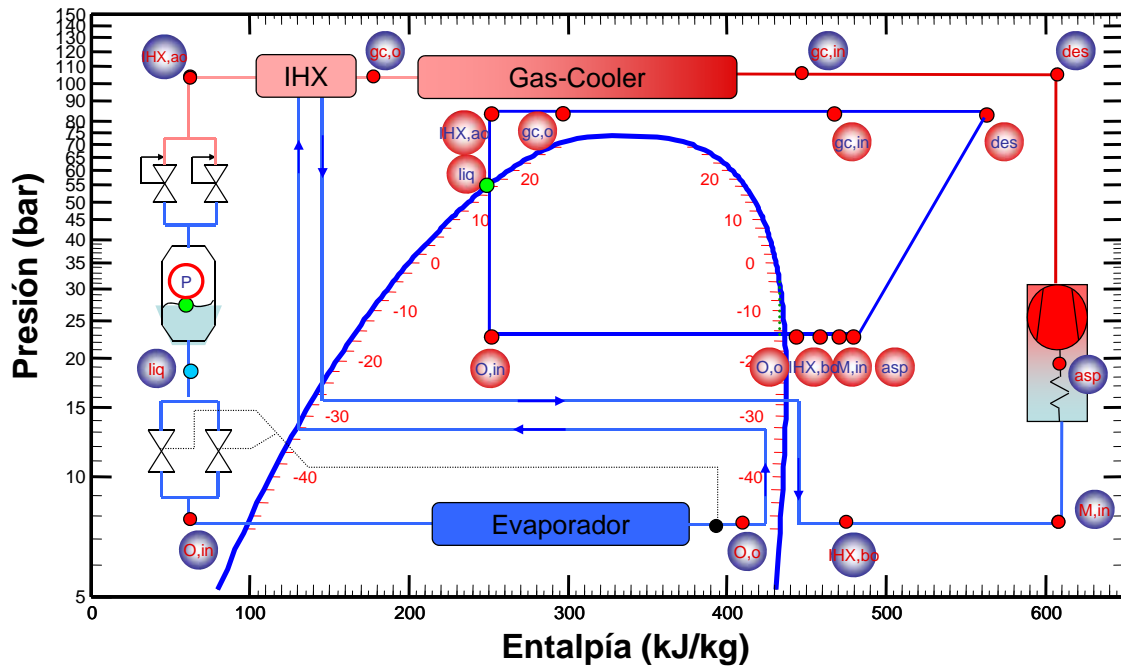


Figura 1.27.- Ciclo termodinámico configuración doble etapa de expansión con IHX

Tomando como referencia el ciclo mostrado en la Figura 1.26, es posible definir una nueva configuración, en la cual, la presión del depósito pueda ser modificada en vistas a mejorar la eficiencia de la instalación frigorífica. Para ello se ha dispuesto una válvula de expansión presostática que permite extraer vapor saturado del depósito de acumulación, para, posteriormente, expandir dichos vapores e inyectar dicha corriente en algunos puntos del circuito. Mediante esta configuración, se consigue aumentar el salto entálpico en el evaporador, reduciéndose al mismo tiempo la temperatura de aspiración del compresor y el flujo másico de refrigerante que circula por el evaporador. En la figura 1.28 se muestra una configuración donde se extrae vapor del depósito de acumulación mediante la acción de una back-pressure y se inyecta posteriormente en tres puntos del circuito: salida del evaporador y del IHX, y en la cámara de aspiración del compresor.

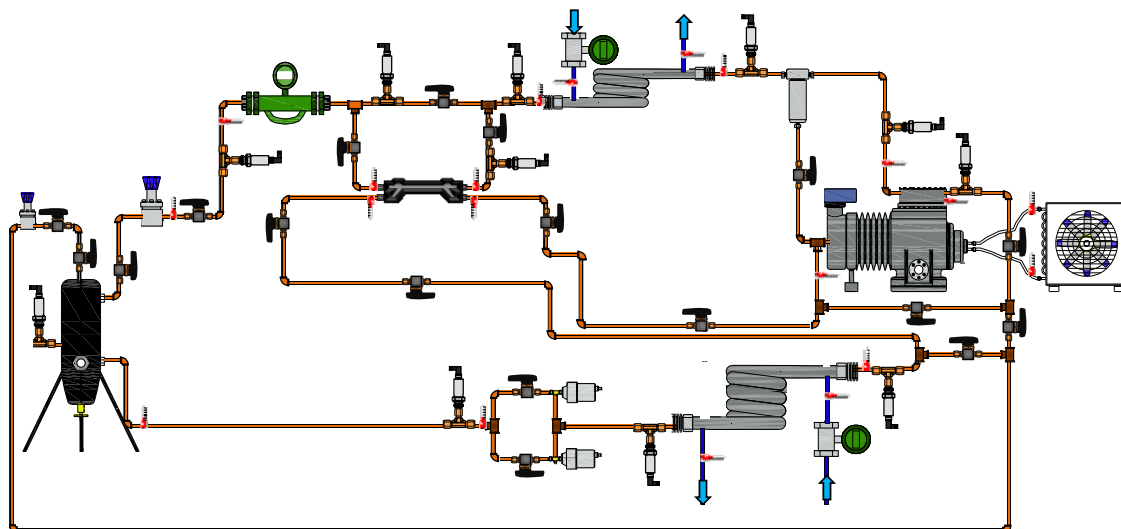


Figura 1.28.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción de vapor por back-pressure

En las figuras [1.29-1.31] se muestran los ciclos termodinámicos descritos en cada una de las tres configuraciones donde se extrae vapor del depósito de acumulación de líquido.

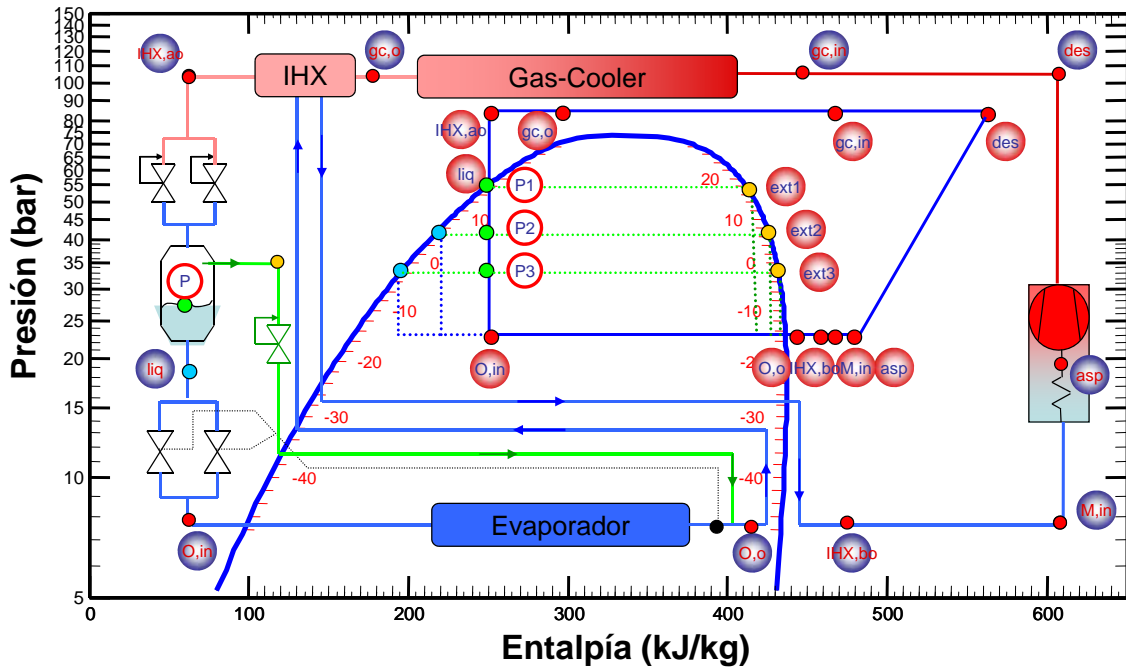


Figura 1.29.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección antes del IHX

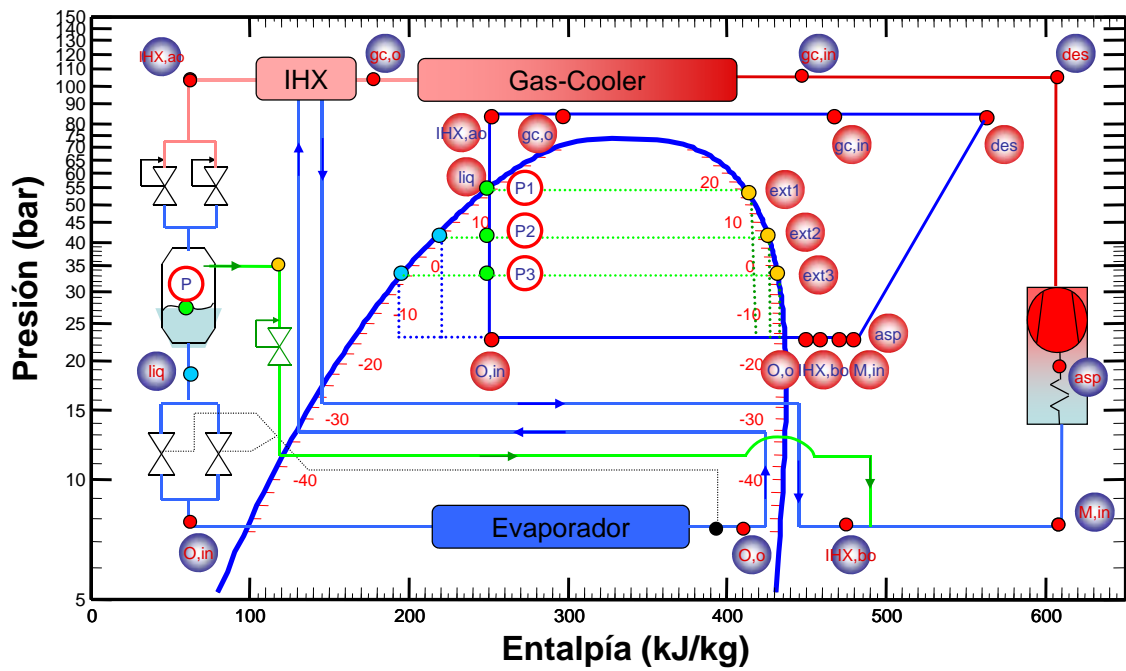


Figura 1.30.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección después del IHX

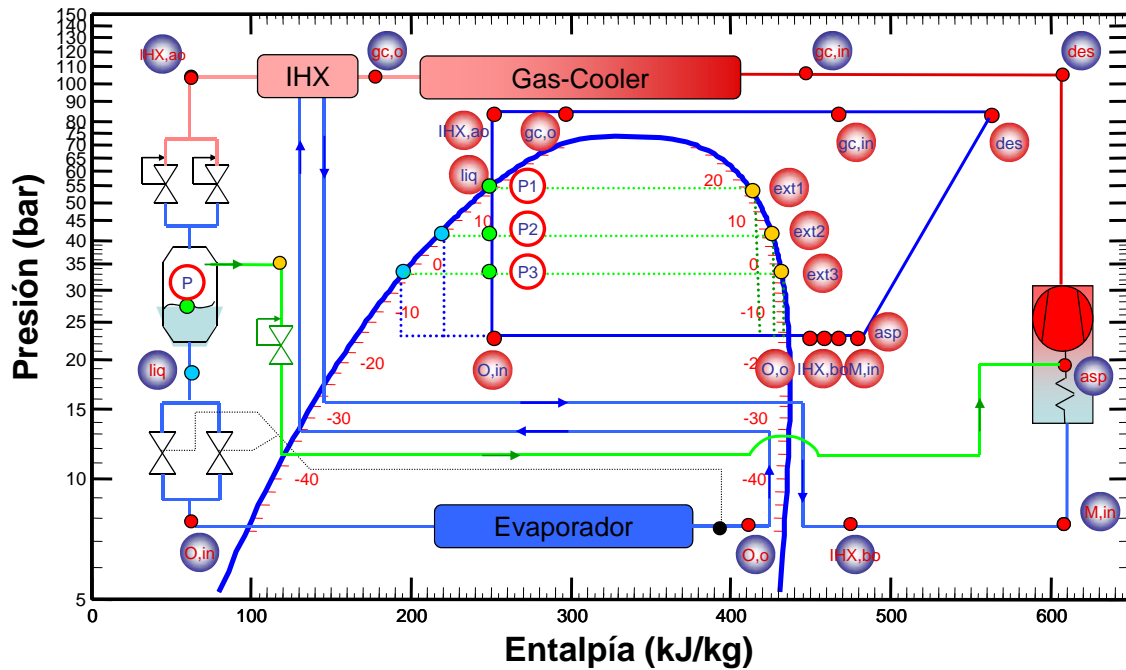


Figura 1.31.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección en motor

Además de regular la cantidad de masa extraída del depósito de acumulación mediante la expansión realizada por una válvula back-pressure, se plantea otra posibilidad, regular la presión en el depósito mediante el efecto de succión que provoca la aspiración de un compresor secundario. Esta masa succionada por el compresor secundario se descarga en la parte de alta presión, consiguiendo que parte del flujo másico trasegado por la instalación se comprima con menor tasa. En la figura 1.32 se muestra la configuración de extracción mediante un compresor secundario.

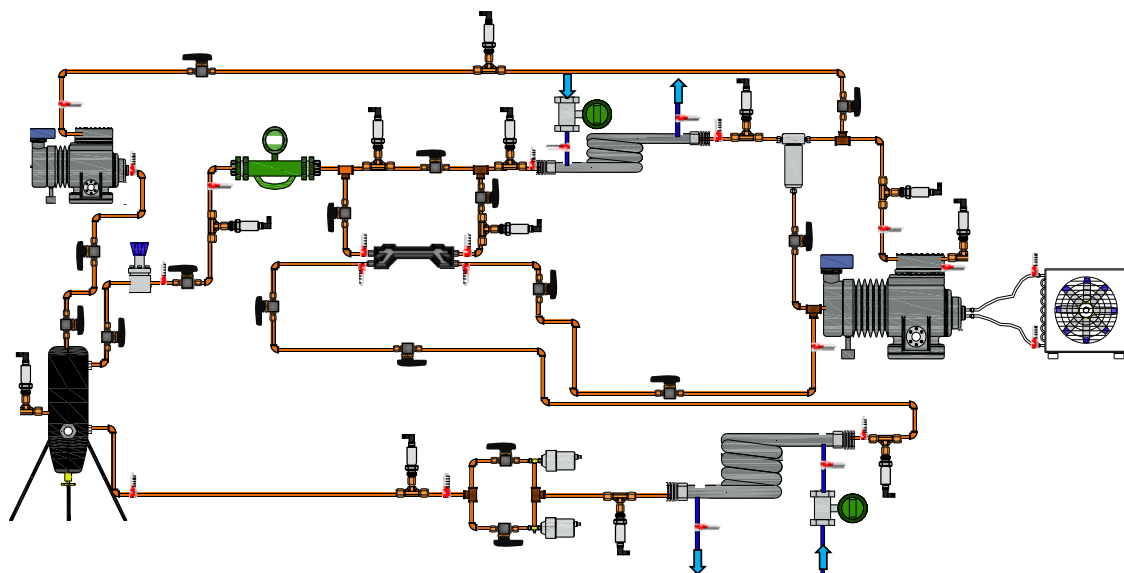


Figura 1.32.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción de vapor por compresor secundario

El ciclo termodinámico descrito por la configuración 1.32 se presenta en la figura 1.33.

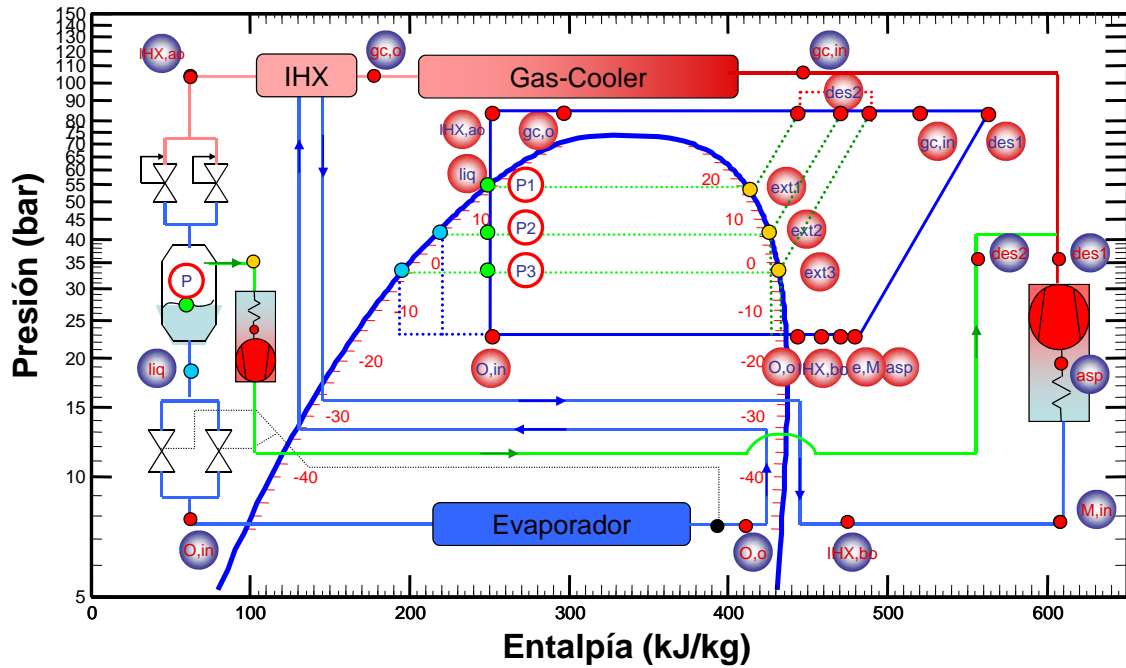


Figura 1.33.- Ciclo termodinámico configuración extracción por compresor secundario

Todas las configuraciones donde se analiza la extracción de masa en el depósito de acumulación se realizan con la inserción del IHX en el ciclo base de doble etapa de expansión, puesto que la idea inicial se centra en mejorar la eficiencia energética de aquellas configuraciones que presenten el máximo COP. Sin embargo, se considera interesante cuantificar el efecto que produce la extracción de vapor al ciclo que opera con doble etapa de expansión sin IHX. Por este motivo, también se ensaya en el capítulo 4 la extracción de vapor y la posterior inyección del vapor expandido a la salida del evaporador, obediendo el ciclo al esquema mostrado en la figura 1.34 y describiendo el ciclo termodinámico expuesto en la figura 1.35.

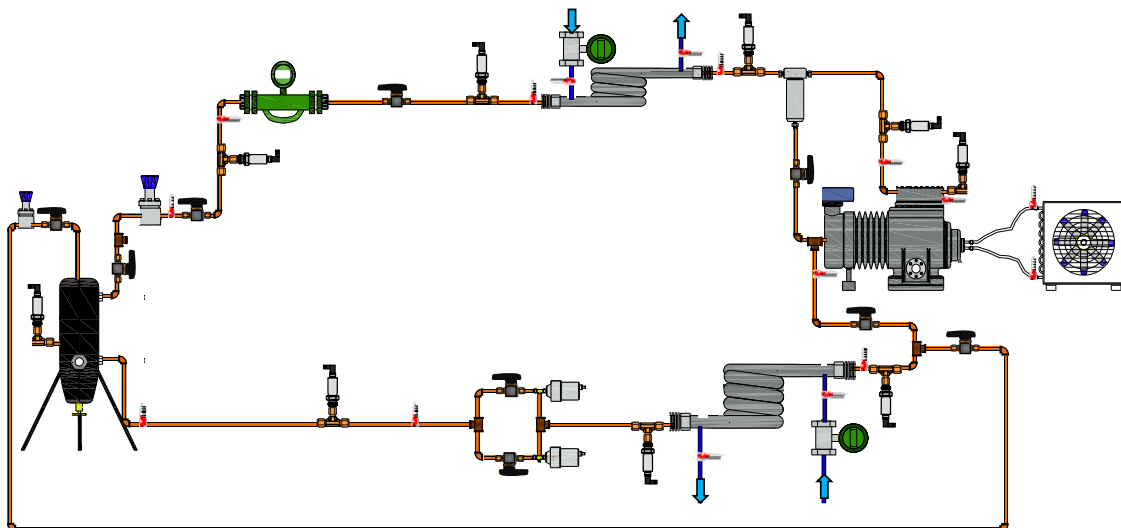


Figura 1.34.- Esquema configuración doble etapa de expansión con extracción e inyección despues evaporador

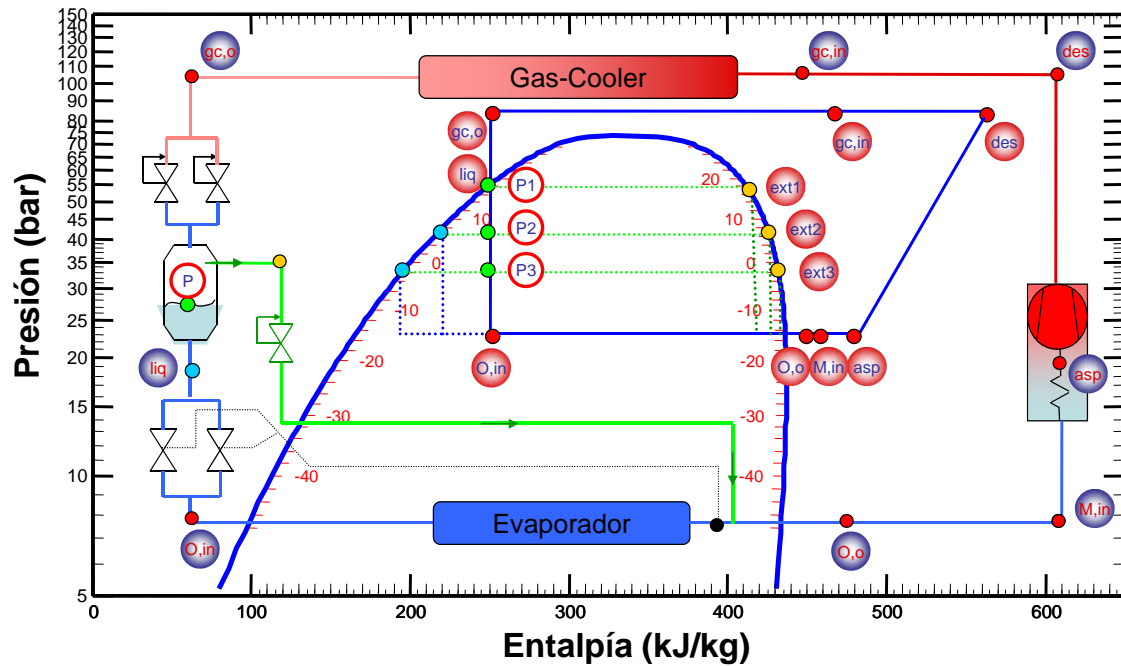


Figura 1.35.- Ciclo termodinámico configuración extracción con inyección después del evaporador

La principal ventaja que presenta la configuración con doble etapa de expansión radica en el control de todas las presiones del ciclo, ya que la presión de alta queda definida mediante la válvula de expansión presostática, mientras que la presión de evaporación se encuentra restringida por el control del recalentamiento útil en el evaporador. Del mismo modo, esta configuración permite compensar los excesos o defectos de masa de refrigerante en la instalación a través del depósito de acumulación intermedio, como se ha comentado anteriormente. Sin embargo, el incremento del coste económico que supone contar con dispositivos de regulación genera la necesidad de analizar configuraciones más sencillas, de forma que se puedan abaratar los costes de inversión iniciales. Por este motivo, se compara en el capítulo 5, el comportamiento de la instalación frigorífica entre las configuraciones de doble etapa de expansión y la configuración más simple que puede implantarse en condiciones supercríticas del CO_2 , una configuración con una única etapa de expansión, cuyo esquema se muestra en la figura 1.36.

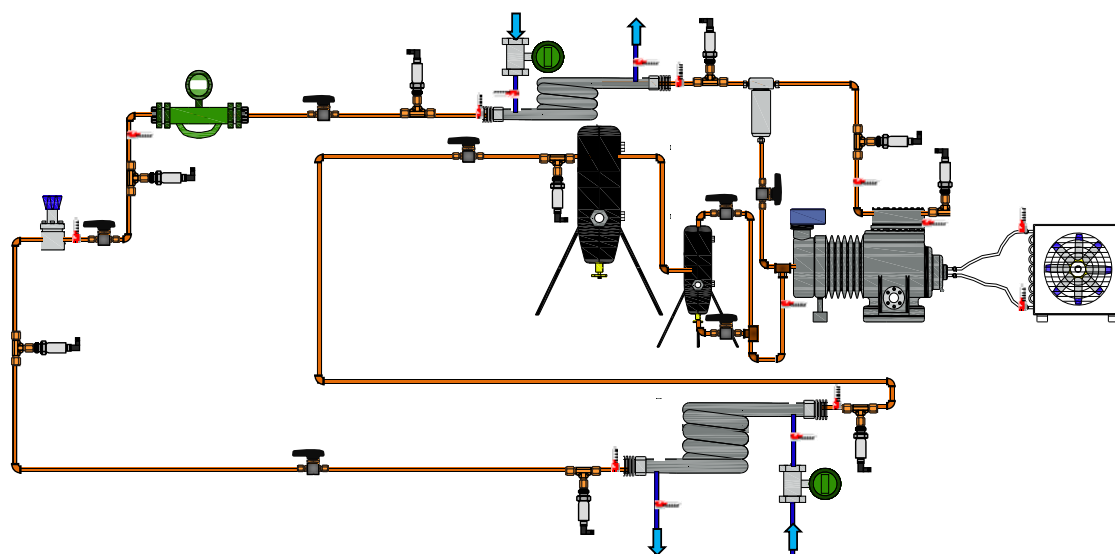


Figura 1.36.- Esquema configuración simple etapa de expansión

El ciclo termodinámico que describe el ciclo de simple etapa de expansión se muestra en la figura 1.37.

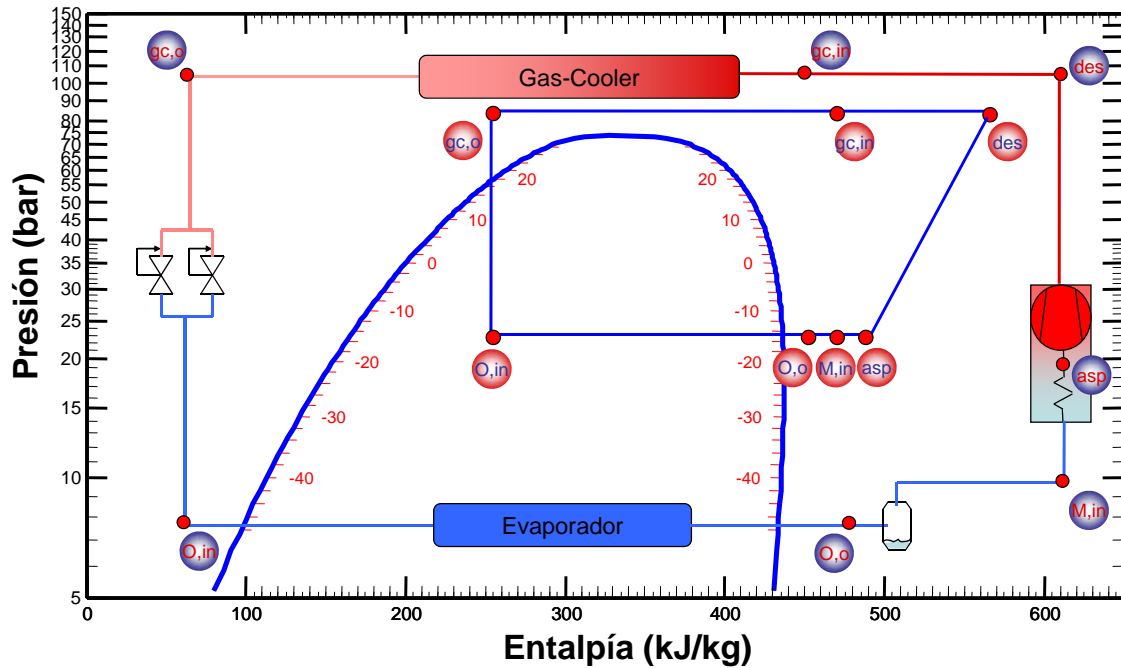


Figura 1.37.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión

Este ciclo dispone de un único sistema de expansión capaz de controlar la presión de alta, pero incapaz de regular el recalentamiento útil en el evaporador. Por tanto, en esta configuración la presión de evaporación es flotante y dependerá completamente de la potencia frigorífica demandada y de la masa de refrigerante en la instalación. Estas dos variables, fijarán el modo de funcionamiento del evaporador, el cual podrá trabajar completamente inundado o con un recalentamiento útil no controlable. Es por ello que en esta configuración resulta necesario colocar un depósito antilíquido a la salida del evaporador con la finalidad de evitar que el refrigerante líquido entre en el compresor. Para terminar el estudio, también se ensaya la el IHX en la configuración con simple etapa de expansión, quedando el esquema de la instalación según muestra la figura 1.38.

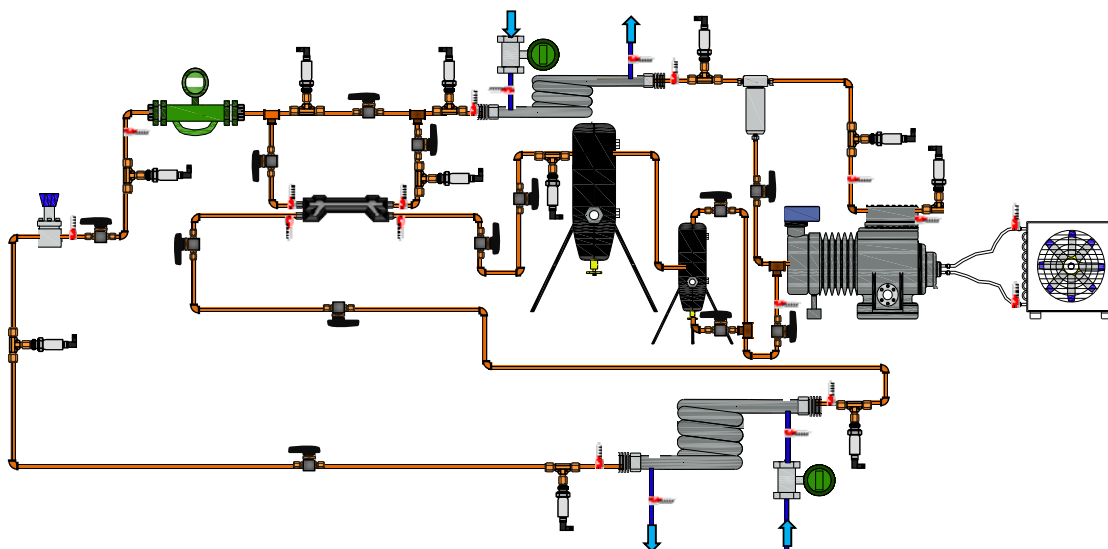


Figura 1.38.- Esquema configuración simple etapa de expansión con IHX

El ciclo termodinámico descrito se muestra en la figura 1.39.

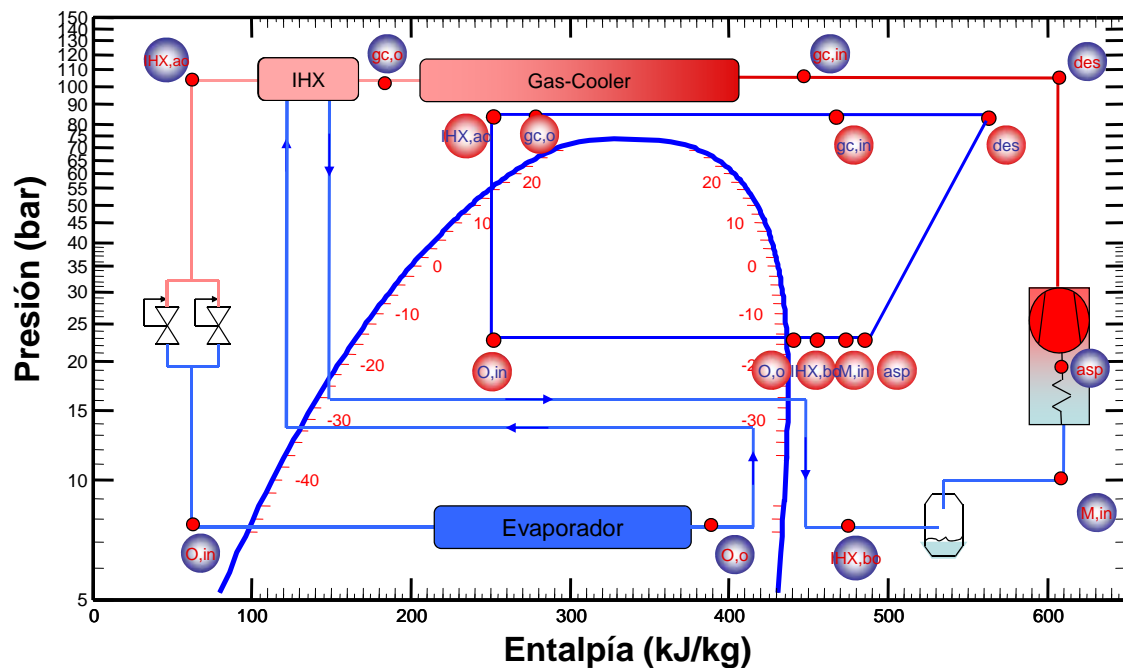


Figura 1.39.- Ciclo termodinámico configuración simple etapa de expansión e IHX

1.4.2.- Sistema de adquisición de datos

Las medidas procedentes de los transductores, deben de ser debidamente acondicionadas y muestreadas para poder ser interpretadas por el software de adquisición. El funcionamiento del sistema de adquisición se divide básicamente en tres bloques claves:

- Tratamiento y acondicionado de la señal
- Muestreo de la señal
- Representación gráfica y almacenamiento de datos

El primero de ellos tiene como función acondicionar la señal eléctrica de los transductores, con el fin de evitar ruido de alta frecuencia que pueda falsear la medida realizada. El equipo empleado es el modelo SCXI-1000 de la compañía National Instruments, sobre el cual van montados los módulos SCXI-1303 y SCXI-1308, encargados de recibir las señales de tensión y de intensidad adquiridas. Ambos módulos poseen hasta 32 entradas analógicas independientes conectadas en modo común (todas referidas a masa), lo que evita problemas al medir en modo diferencial. El módulo de intensidad dispone de una serie de resistencias de precisión (*shunts*) para convertir las señales de intensidad en señales de tensión.

Modulo SCXI-1303. Entradas analógicas de tensión.



Módulo SCXI-1000



Modulo SCXI-1308. Entradas analógicas de intensidad.



Figura 1.40.- Acondicionamiento de la señal eléctrica de los transductores.

El segundo de los bloques, se encarga de muestrear la señal analógica procedente del módulo SCXI-1000 para convertirla en una señal digital interpretable por el ordenador. Para ello se ha empleado una tarjeta de adquisición de National Instruments, modelo PCI-6221 M, con 16 entradas y 2 salidas analógicas simples, de las cuales una de ellas se ha destinado al control de la velocidad de giro del compresor a través del variador de frecuencia.



Figura 1.41.- Muestreo de la señal analógica. Tarjeta de adquisición PCI-6221 M

Por último, el módulo de representación gráfica y almacenamiento, constituye la interfaz gráfica entre usuario y máquina para la visualización y control de la propia instalación. Este módulo funciona con una serie de programas comerciales. La señal muestreada por la tarjeta de adquisición, se procesa mediante el software *Measurement and Automation* encargado de aplicar las rectas de calibración de los transductores, con el fin de convertir la señal eléctrica en una señal física válida. Posteriormente, el valor físico obtenido es procesado por *LabView* para su representación y almacenamiento. Dado que LabView no es capaz de realizar operaciones y cálculos, se emplea *Matlab* para poder realizar esta tarea. Además Matlab, emplea las rutinas de cálculo de propiedades de RefProp, lo que le permite determinar cualquiera de las propiedades termodinámicas del refrigerante, calcular potencias frigoríficas, rendimientos, o representar en tiempo real del diagrama Ph.



Figura 1.42.- Representación gráfica y almacenamiento de datos

La interfaz gráfica desarrollada mediante el software Labview permite visualizar en tiempo real todas las señales de temperatura, presión, caudal y electricidad, a la vez que calcula y representa potencias, rendimientos y eficiencias propias de la instalación. Para cada una de las configuraciones mostradas en el apartado 1.4.1.1 es necesario modificar la apariencia de la interfaz gráfica así como la codificación que el programa utiliza para realizar los cálculos de las variables requeridas. En la figura 1.43 se muestra la apariencia de la interfaz gráfica en alguna de las configuraciones ensayadas y en la figura 1.44 se representa la monitorización de algunas de las variables medidas y los cálculos que realiza a partir de estas entradas.

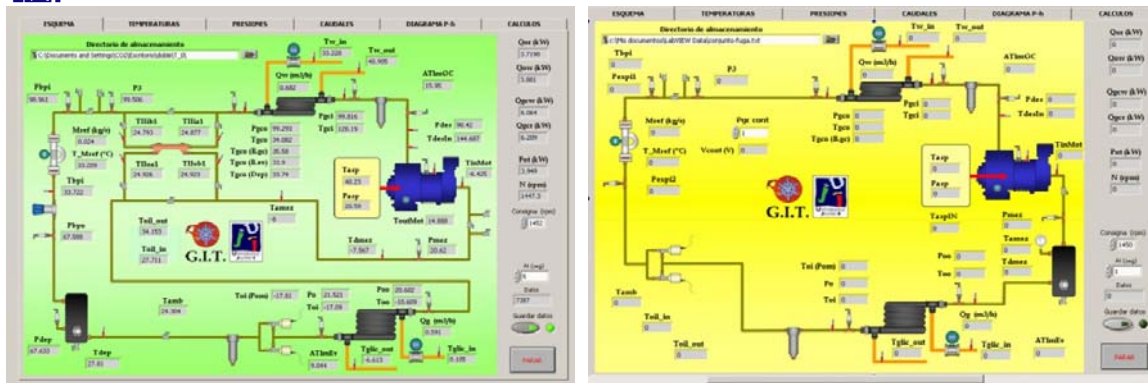


Figura 1.43.- Apariencia de la interfaz gráfica

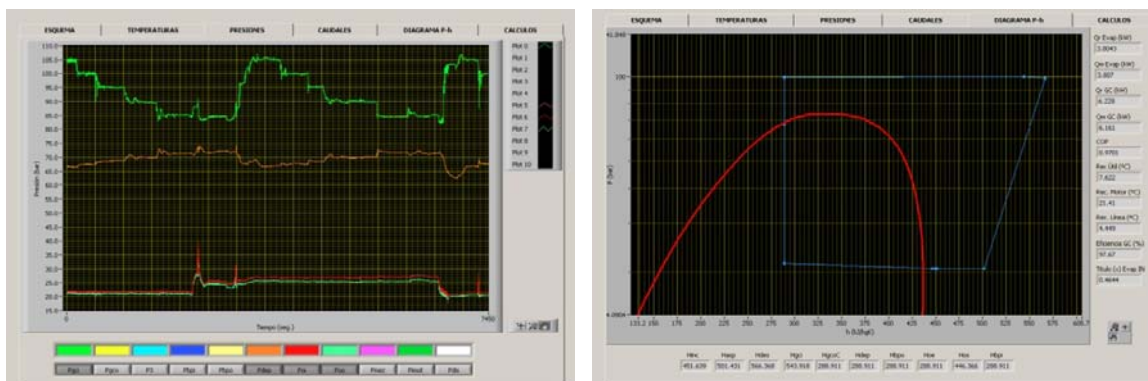


Figura 1.44.- Monitorización de datos y variables

1.4.3.- Circuitos secundarios de regulación

Para poder evaluar el comportamiento de la instalación en condiciones estacionarias, es necesario utilizar dos sistemas de regulación externos, capaces de proporcionar la demanda térmica deseada en evaporador y la disipación de energía calorífica necesaria en gas-cooler. Para ello, se han utilizado los sistemas de regulación desarrollados al inicio de la presente tesis, los cuales están constituidos por una unidad móvil equipada con todos los elementos necesarios para aportar carga térmica en el evaporador y disipar energía en el gas-cooler. La conexión de estos equipos a las instalaciones frigoríficas se realiza por medio de mangueras de PVC con elementos de rápido conexionado.

1.4.3.1.- Unidad de aporte de carga al evaporador

La unidad de aporte de carga térmica al evaporador emplea una mezcla de agua y monoetilenglicol al 50% en volumen como fluido frigorífero. Este fluido es recirculado a través del evaporador, empleando una motobomba controlada mediante un variador de frecuencia. Con el fin de calentar esta mezcla, el equipo dispone de un depósito de 250 l. en el que están inmersas una serie de resistencias eléctricas. En total, se disponen de tres resistencias eléctricas fijas de 1.5 kW cada una y tres resistencias variables (3 x 3 kW), siendo estas últimas gobernadas por un controlador PID, el cual tiene como objetivo mantener constante la temperatura de la mezcla a la salida del depósito. Además, se ha incluido una bomba de recirculación para evitar problemas de estratificación térmica dentro del depósito, y asegurar una temperatura uniforme en su interior.

1.4.3.2.- Unidad de disipación de energía en el gas-cooler

La unidad exterior que permite enfriar el refrigerante a su paso por el gas-cooler emplea agua como fluido frigorífero, y al igual que ocurría con la unidad de aporte de carga al evaporador, utiliza una motobomba regulada por un variador de frecuencia para recircular el fluido frigorífero.

Para regular la temperatura de entrada del agua en el gas-cooler se emplean dos sistemas de disipación colocados en serie: una unidad de producción de frío de 11 kW de potencia frigorífica, y un aerotermo gobernado por un variador de frecuencia. Esta disposición permite emplear el aerotermo para disipar calor cuando el grupo de frío se encuentre desconectado, y aportar calor sobre el agua enfriada cuando el grupo de frío se encuentre conectado. Además, el depósito de almacenamiento de agua está equipado con tres resistencias eléctricas de 3kw cada una, gobernadas por un PID. Con este sistema, se consigue mantener la temperatura del agua a la salida del tanque al nivel térmico deseado.



Figura 1.45.- Sistema de apoyo térmico (SAT)

1.4.4.- Instalación de pequeña capacidad frigorífica

La instalación que se ha utilizado en el desarrollo y validación del modelo físico del intercambiador de tubo aleteado presentado en el capítulo 6, también ha sido desarrollada por el grupo de investigación perteneciente al departamento de ingeniería mecánica y construcción de la Universidad Jaume I, en las dependencias de los laboratorios de Máquinas y Motores Térmicos.

Los ensayos experimentales se han llevado a cabo en una cámara climática que permite mantener constante la temperatura del aire en su interior, ya que el intercambio térmico se realiza con intercambiadores que utilizan el aire como uno de los dos fluidos de intercambio. En las figuras 1.46 y 1.47 se muestra la instalación frigorífica y la cámara climática respectivamente, donde se realizaron los ensayos experimentales.



Figura 1.46.- Instalación frigorífica pequeña potencia



Figura 1.47.- Cámara climática

La instalación esta constituida por una configuración que emplea una única etapa de expansión realizada a partir de un tubo capilar y un intercambiador intermedio, tal y como se indica en la figura 1.48. El compresor es de tipo hermético y los dos intercambiadores de calor son de tubo aleteado. El caudal másico se mide con un caudalímetro coriolis ubicado a la salida del condensador.

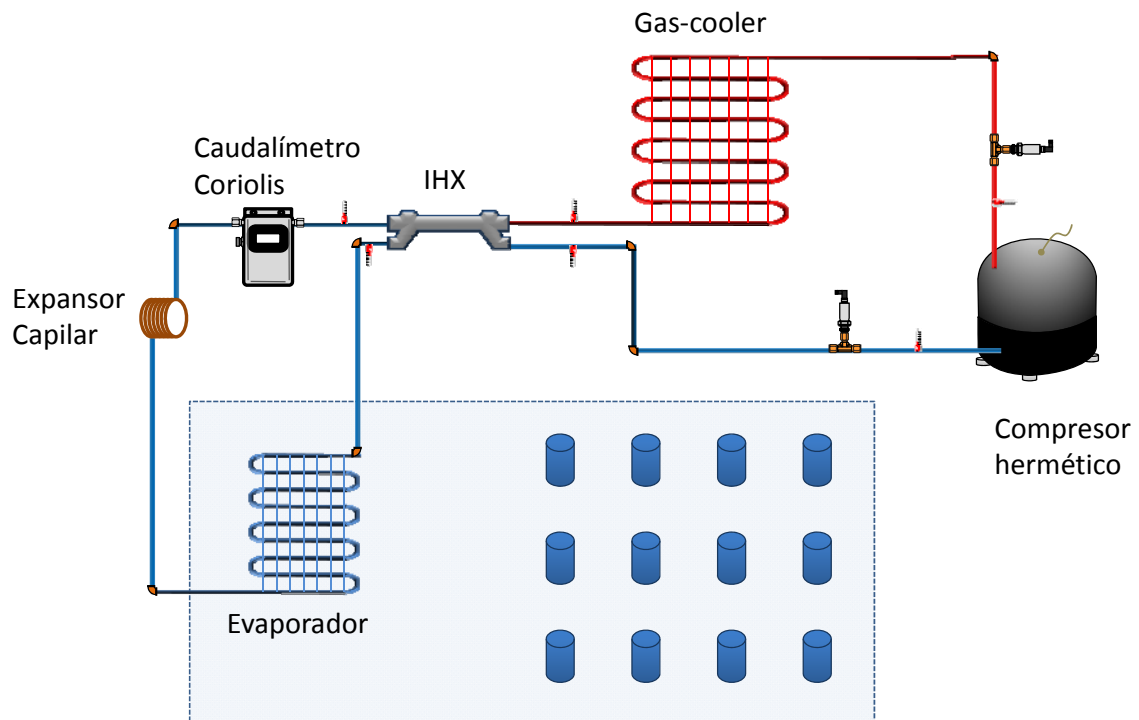


Figura 1.48.- Esquema configuración simple etapa expansión con capilar

El objeto de análisis en este estudio se centra en el modelado del intercambiador de tubo aleteado, quedando fuera del alcance de este trabajo el montaje de la instalación. Dentro del interés que se promueve en este documento por estudiar el comportamiento del CO₂ dentro de los ciclos de compresión de vapor, se considera interesante estudiar el proceso de evaporación en un intercambiador con aire por el auge que esta experimentando este tipo de vitrinas empleadas para enfriar refrescos en sustitución de los actuales refrigerantes HFC, considerados actualmente causantes del efecto invernadero debido a las emisiones producidas a la atmósfera.

1.5.- Metodología de ensayos

En este apartado se describirá la metodología de ensayos empleada para realizar los análisis experimentales de la instalación con mediana capacidad frigorífica, ya que sobre ella se centra la búsqueda de nuevas configuraciones que incrementen el coeficiente de rendimiento energético. Una vez descritos los diferentes elementos que constituyen la instalación frigorífica, así como sus diferentes configuraciones, el siguiente paso consiste en la obtención de los datos experimentales necesarios para analizar el comportamiento de la instalación, y poder validar los modelos desarrollados.

Los ensayos que se han realizado para el desarrollo de este apartado han seguido una filosofía distinta a la utilizada hasta ahora. Así, en lugar de condicionar el ciclo termodinámico de compresión de vapor, se ha dejado flotante la presión de evaporación y la temperatura de salida del refrigerante en el gas-cooler. Para ello se ha trabajado variando la presión de gas-cooler en un amplio rango de valores (de 75 a 105 bar) con diferentes temperaturas del fluido secundario a la entrada de dicho intercambiador. En el lado del evaporador se han mantenido constantes las condiciones de entrada del fluido secundario: Temperatura y caudal.

Se ha optado por esta filosofía de ensayos para aproximar el comportamiento de la instalación a las condiciones reales de funcionamiento, en las que se pretende mantener una temperatura de retorno del proceso o de un local y se consideran condiciones ambientales variables. La temperatura en el interior del local se simula mediante la temperatura de retorno del agua glicolada ($T_{gli,in}$), mientras que las variaciones de las condiciones ambientales se realizan modificando la temperatura de entrada en gas-cooler del fluido secundario ($T_{w,in}$).

La presión en la parte de alta es un parámetro independiente en esta configuración, siendo regulada de forma externa mediante un sistema de válvulas de expansión electrónicas. El rango de presiones cubierto en cada ensayo abarca desde 75 bar hasta 105 bar, con ensayos escalonados de 5 bar. El límite inferior de dicho intervalo se encuentra supeditado por la presión del punto crítico del refrigerante, mientras que la máxima presión ensayada viene condicionada por la resistencia de los materiales empleados y la degradación que comienza a sufrir el lubricante debido a las elevadas temperaturas de descarga. Esta variación en la presión de gas-cooler permitirá el estudio de una presión óptima y su coincidencia o no entre todas las configuraciones analizadas.

Con la finalidad de analizar el comportamiento de la instalación frigorífica se han modificado las temperaturas de entrada de los fluidos secundarios empleados en ambos intercambiadores (gas-cooler y evaporador). Así, se han utilizado dos niveles de temperatura del agua glicolada a la entrada al evaporador ($T_{gli,in}$): 5 y 15 °C, mientras que se ha ensayado un rango de temperaturas de entrada de agua al gas-cooler ($T_{w,in}$) entre 15 y 35°C, con escalones de 5°C. En todos los casos, se ha mantenido constante la velocidad de giro del motor (1450 rpm), el recalentamiento útil (situado en torno a los 6°C) y se ha utilizado el mismo intercambiador de la zona de alta presión, el cual está diseñado como gas-cooler.

El periodo de muestreo empleado en todos los estacionarios ha sido de 7 seg, con una duración total de estacionario de 15 minutos aproximadamente. Los valores obtenidos han sido promediados en grupos de 12 valores con la finalidad de obtener 12 datos de los cuales solo se elegirán 10.

1.6.- Referencias bibliográficas

- [1] B. Choudhury, P.K. Chatterjee, J.P. Sarkar. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 14, Issue 8, October 2010, Pages 2189–2195.
- [2] The Montreal Protocol on substances that deplete the Ozone Layer, 1987.
- [3] The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997.
- [4] Reglamento Europeo RE 2037/2000 [en línea] Disponible en Internet: [<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:2000R2037:20070731:ES:PDF>].
- [5] G. Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, *International Journal of Refrigeration* 18 (3) (1995), 190 – 197
- [6] U. Hesse, H. Arnemann, Carbon dioxide – Hydrocarbon – Mixtures as alternative fluids in refrigeration systems, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), Mayo 1994.
- [7] C. Aprea, A. Maiorino, An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* 31 (6) (2008), 1006 – 1011.
- [8] V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Giroto, S. Minetto, L. Zamboni, C. Zilio, Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine, *International Journal of Refrigeration* 26 (8) (2003), 926 – 935.
- [9] D. M. Robinson, E. A. Groll, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration* 21 (7) (1998), 577 – 589.
- [10] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri E., Zilio C., Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: a theoretical and experimental analysis, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1274 – 1283.
- [11] S. Elbel, P. Hrnjak, Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators, *International Journal of Refrigeration* 27 (7) (2004), 724 –735.
- [12] S. Elbel, P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration* 31 (3) (2008), 411 – 422.
- [13] R. P. McEnaney, P. S. Hrnjak, Control strategies for transcritical R744 systems, *SAE International* 2000 – 01 – 1272.
- [14] Pettersen J, Aarli R. Progress in CO₂ vapour compression systems. *Thermal Science and Engineering* 1998;6(1): 25–34.
- [15] Kruse H,Heidelck R,Suss J. The application of CO₂ as a refrigerant. *Bulletin of the International Institute of Refrigeration* 1999;99-1:2–21.
- [16] Strømmen I, Bredesen AM, Eikevik T, Neksa° P, Pettersen J, Aarli R. Refrigeration, air-conditioning and heat pump systems for the 21st century. *Bulletin of the International Institute of Refrigeration* 2000;2000-2:3–18.
- [17] ANSI/ASHRAE 34-2010, Designation and Safety Classification of Refrigerants.
- [18] Enrique TorrellaTorrella FRÍO INDUSTRIAL: MÉTODOS DE PRODUCCIÓN. 2010. ISBN: 978-84-96709-33-1. Editorial AMV Ediciones.
- [19] William S. Bodinus. The Raise and Fall of Carbon Dioxide Systems. *Ashrae Journal*. April 1999 pp37-42.
- [20] Cavallini, A., Steimle, F. (1998). Natural Working Fluids in a Historic Perspective. *Natural Working Fluids '98, IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo (Norway)*, June, Proceedings, 37-42.

- [21] Stera A. Ammonia refrigerating plant on reefer ships. Introduction to ammonia as a marine refrigerant. Lloyd's . Register Technical Seminar, London; 1992.
- [22] Lorentzen, G. (1994). Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant. International Journal of Refrigeration 17(5), 292-301.
- [23] Lorenzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. H&V Engineer 1994;66(721).
- [24] Lorenzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. Int J Refrig 1995;18(3):190-7.
- [25] Wertenbach, J., Maue, J. and Volz, W., CO₂ refrigeration systems in automobile air-conditioning. In Proceedings of International Conference on Ozone Protection Technologie. Washington, DC. 21-23 October 1996.
- [26] Inagaki, M., Sasaya, H. and Ozakli, Y., Pointing to the future: two-stage CO₂ compression. Presented at International Conference on Heat Transfer Issues in 'Natural' Refrigerants, College Park, MD, 6-7 November 1997.
- [27] Pettersen, J., Aarlien, R., Neksh, P., Skaugen, G. and Aflekt, K., A comparative evaluation of CO₂ and R-22 residential air-conditioning systems in a Japanese climate. Presented at IEA/IIR Workshop on CO₂ Technologies in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Trondheim. Norway, 13-14 May 1997.
- [28] Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, Clark W Bullard. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science. Volume 30, Issue 2, 2004, Pages 119-174.
- [29] Liao SM, Zhao TS. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels. J Heat Transfer 2002;124(3):413-20.
- [30] C. Y. Park y P. S. Hrnjak. Carbon Dioxide and R410a Flow Boiling Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Pattern in Horizontal Tubes at Low Temperatures. University of Illinois at Urbana-Champaign. 2007.
- [31] P. Neksa, H. T. Walnum, A. Hafner. CO₂ - A Refrigerant from the Past with Prospects of Being One of the Main Refrigerants in the Future. 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010.
- [32] G. Lorentzen, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, International Journal of Refrigeration 18 (3) (1995), 190 - 197.
- [33] Università degli Studi di Padova (Dipartimento di Fisica Tecnica) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.dftunipd.org/english/department.html>].
- [34] Università degli Studi di Salerno (Dipartimento di Ingegneria Meccanica) [en línea]. Disponible en Internet: [http://www.dimec.unisa.it/default.asp?lang=_it].
- [35] KTH Royal Institute of Technology (Department of Energy Technology) [en línea]. Disponible en Internet: [http://www.kth.se/itm/inst/energiteknik?l=en_UK].
- [36] Norwegian University of Science and Technology (NTNU) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.ntnu.no/english>].
- [37] SINTEF [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.sintef.no/Home/>].
- [38] University of Illinois (ACRC) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.uillinois.edu/>].
- [39] Hong Kong University of Science and Technology (Department of Mechanical Engineering) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.me.ust.hk/?q=PGList>].
- [40] National Institute of Standards and Technology (NIST) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.bfrl.nist.gov/>].
- [41] Universidad de Vigo (Departamento de Ing. Mecánica, Máquinas y Motores Térmicos y Fluidos) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://webs.uvigo.es/dept03/presentacion.htm>].

- [42] Universidad de Santiago de Compostela (Departamento de Física Aplicada, Laboratorio de Propiedades Termofísicas) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://imaisd.usc.es/grupoficha.asp?idpersoatipogrupo=75359&i=gl&s=-2-26-148&v=>].
- [43] Universidad Politécnica de Cataluña (Centro Tecnológico de Transferecia de Calor) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.cttc.upc.edu/english/index.html>].
- [44] Universidad Jaume I (Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción, Área de Máquinas y Motores Térmicos) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.git.uji.es/>].
- [45] P. Neksa, CO₂ heat pump systems, *International Journal of Refrigeration* 25 (4) (2002), 421-427.
- [46] J. Stene, Residential CO₂ heat pump systems for combined space heating and hot water heating, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1259 – 1265.
- [47] P. Neksa, H. Rekstad, G. R. Zakeri, P. A. Schiefloe, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *International Journal of Refrigeration* 21 (3) (1998), 172 – 179.
- [48] S. Giroto, S. Minetto, P. Neksa, Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 27 (7) (2004), 717 – 723.
- [49] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions, *International Journal of Refrigeration* 31 (3) (2008), 516 – 524.
- [50] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions, *International Journal of Refrigeration* 31 (3) (2008), 525 – 534.
- [51] A. Campbell, G. G. Maidment, J. F. Missenden, A natural refrigeration system for supermarkets using CO₂ as a refrigerant, CIBSE National Conference, March 2006. [en línea] Disponible en Internet: [www.cibse.org/pdfs/4a%20A%20Campbell.pdf].
- [52] G. Lorentzen, Use of CO₂ in commercial refrigeration an energy efficient solution, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), May 1994.
- [53] U. Adolph, Possibilities and limits of using natural refrigerants in air-conditioning systems for railway cars, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), May 1994.
- [54] H. Quack, W. E. Kraus, Carbon dioxide as a refrigerant for railway refrigeration and air conditioning, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), May 1994.
- [55] J. Pettersen, G. Skaugen, Operation of trans-critical CO₂ vapour compression circuits in vehicle air conditioning, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), May 1994.
- [56] H. Liu, J. Chen, Z. Chen, Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1293 – 1301.
- [57] T. Tamura, Y. Yakumaru, F. Nishiwaki, Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1302 – 1307.
- [58] K. Martin, G. Lang, Mobile HVAC-Systems with CO₂ as refrigerant – Simulations and measurements, *SAE International* 2005 – 01 – 2023.
- [59] J. S. Brown, P. A. Domanski, Fundamental aspects of the applications of carbon dioxide in comfort cooling, *International Congress of Refrigeration*, Washington D. C. (EEUU), 2003.
- [60] A. Rozhentsev, C. Wanf, Some design features of a CO₂ air conditioner, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), 871 – 880.

- [61] S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering* 20 (9) (2000), 831 – 841.
- [62] F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles, *International Journal of Thermal Science* 38 (4) (1999), 325 – 330.
- [63] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Optimization of a Transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 27 (8) (2004), 830 – 838.
- [64] Y. Chen, J. Gu, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1238 – 1249.
- [65] C. Aprea, A. Maiorino, An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* 31 (6) (2008), 1006 – 1011.
- [66] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, Experimental investigation on the effects of internal heat transfer in a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim (Norway), May 2006.
- [67] A. Cavallini, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, Experimental investigation on the effects of internal heat exchanger and intercooler effectiveness on the energy performance of a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, *International Congress of Refrigeration*, Beijing (China), 2007.
- [68] S. C. Kim, M. S. Kim, I. C. Hwang, T. W. Lim, Performance evaluation of a CO₂ heat pump for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), 1195 – 1206.
- [69] J. M. Yin, C. W. Bullard, P. S. Hrnjak, R-744 gas cooler model development and validation, *International Journal of Refrigeration* 24 (7) (2001), 692 – 701.
- [70] C. Y. Park, P. Hrnjak, Effect of heat conduction through the fins of a microchannel serpentine gascooler of transcritical CO₂ systems, *International Journal of Refrigeration* 30 (3) (2007), 389 – 397.
- [71] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri E., Zilio C., Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: a theoretical and experimental analysis, *International Journal of Refrigeration* 28 (8) (2005), 1274 – 1283.
- [72] B. Hubacher, E. A. Groll, Measurement of performance of carbon dioxide compressors, Airconditioning and refrigeration technology institute (ARTI), ARTI-21CR/611-10070-01, Diciembre 2002.
- [73] V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Giroto, S. Minetto, L. Zamboni, C. Zilio, Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine, *International Journal of Refrigeration* 26 (8) (2003), 926 – 935.
- [74] D. M. Robinson, E. A. Groll, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration* 21 (7) (1998), 577 – 589.
- [75] H. Li, T. E. Rajewski, Experimental study of lubrication candidates for the CO₂ refrigeration system, 4th IIR – Gustav Lorentzen Conference of Natural Working Fluids, Purdue University, West Lafayette (EEUU), Julio 2000.
- [76] C. Dang, K. Iino, K. Fukuoka, E. Hihara, Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide, *International Journal of Refrigeration* 30 (4) (2007), 724 – 731.
- [77] Air Liquide. Gas Encyclopaedia. <http://encyclopedia.airliquide.com/Encyclopedia.asp?GasID=26>

- [78] R. Cabello, Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor, para la evaluación de los parámetros energético con datos empíricos, obtenidos utilizando como fluido de trabajo el refrigerante HCFC-22, y los refrigerantes alternativos HFC-134a y HFC-407C, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia 2003.
- [79] R. Llopis, Evaluación experimental de una planta frigorífica de doble etapa de compresión trabajando con un compresor compound. Análisis de los efectos de desrecalentamiento y subenfriamiento utilizando como fluido de trabajo el HFC-404A, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia 2008.
- [80] D. Sánchez, Desarrollo de una Planta Frigorífica de Compresión de Vapor empleando el Fluido Natural CO₂ como Refrigerante en Condiciones Supercríticas. Análisis Experimental y Evaluación Energética de Diferentes Configuraciones, Tesis Doctoral, Universidad Jaume I de Castellón 2010.



CAPÍTULO 2

Análisis de la recuperación de calor cedida al foco caliente



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 2. Análisis de la recuperación de calor cedida al foco caliente.

2.1. Introducción

El CO₂ es un refrigerante de primera generación, que tras haber prácticamente desaparecido a principios del siglo XX, desplazado por los CFC, ha vuelto a ser empleado en instalaciones frigoríficas dadas sus bondades medioambientales, su no toxicidad ni inflamabilidad y sus buenas propiedades termofísicas. Estas características únicas le confieren todas las propiedades necesarias para ser utilizado como refrigerante [1]. Sin embargo, las altas presiones de trabajo y la necesidad de operar en condiciones transcíticas cuando la temperatura del foco caliente supera los 25°C, solicitan modificar los diseños que existen actualmente en las instalaciones convencionales de compresión de vapor [2,3,4].

Actualmente, los sistemas que utilizan CO₂ como refrigerante no poseen el mismo rendimiento energético que las instalaciones que emplean los llamados refrigerantes artificiales de la familia HFC ó HFO, ni de aquellos equipos que utilizan hidrocarburos, si no están totalmente optimizadas energéticamente. Sin embargo, de las propiedades termofísicas del CO₂ y la necesidad de operar en régimen transcítico se contempla una oportunidad para mejorar el rendimiento energético global de la instalación de compresión de vapor, puesto que la energía térmica residual del ciclo puede estar a un nivel térmico superior a los 100°C y la eficiencia térmica obtenida en el intercambiador, denominado gas-cooler, superar de forma general el 90%.

Por lo tanto, la buena combinación entre propiedades termofísicas y temperatura de trabajo en la zona de alta presión, la convierten en un foco de media temperatura del que es fácil extraer energía térmica que puede ser aprovechada en otras aplicaciones. La energía térmica recuperada permitirá aumentar la eficiencia energética global del conjunto formado por la instalación frigorífica y la aplicación activada a partir de la energía calorífica recuperada.

Varios autores han investigado sobre diferentes aplicaciones utilizadas a partir de ciclos transcíticos que operan con el R744, prediciendo resultados muy prometedores especialmente en bombas de calor [5]. Otra de las aplicaciones especialmente interesante es la utilización de sistemas que emplean CO₂ como refrigerante para la producción simultánea de frío y calor. Este tipo de sistemas podría dotar al conjunto de una mayor eficiencia como resultado del aumento de la energía aprovechada a partir del mismo coste energético. Estas aplicaciones están disponibles en países cálidos como Indonesia y Singapur, donde la refrigeración es necesaria durante todo el año. En aquellas instalaciones donde se requieren condiciones de refrigeración y calentamiento de agua, aprovechar esta energía puede propiciar un ahorro energético considerable [6].

El trabajo presentado en este capítulo estudia la posibilidad de incrementar la eficiencia energética de los ciclos de compresión de vapor al utilizar la energía residual de la instalación frigorífica para activar diferentes aplicaciones. Cabe destacar la inviabilidad que presentan los sistemas que emplean refrigerantes artificiales tipo HFC para poder recuperar la energía calorífica a niveles térmicos necesarios que permitan activar los sistemas a los cuales va dirigida dicha energía, representando una opción factible el poder alcanzar el requerimiento térmico solo para algunos refrigerantes naturales. Este hecho queda reflejado en la figura 2.1, donde se ha simulado el comportamiento del R744 para compararlo con el presentado por el R134a actuando ambos bajo las mismas condiciones externas.

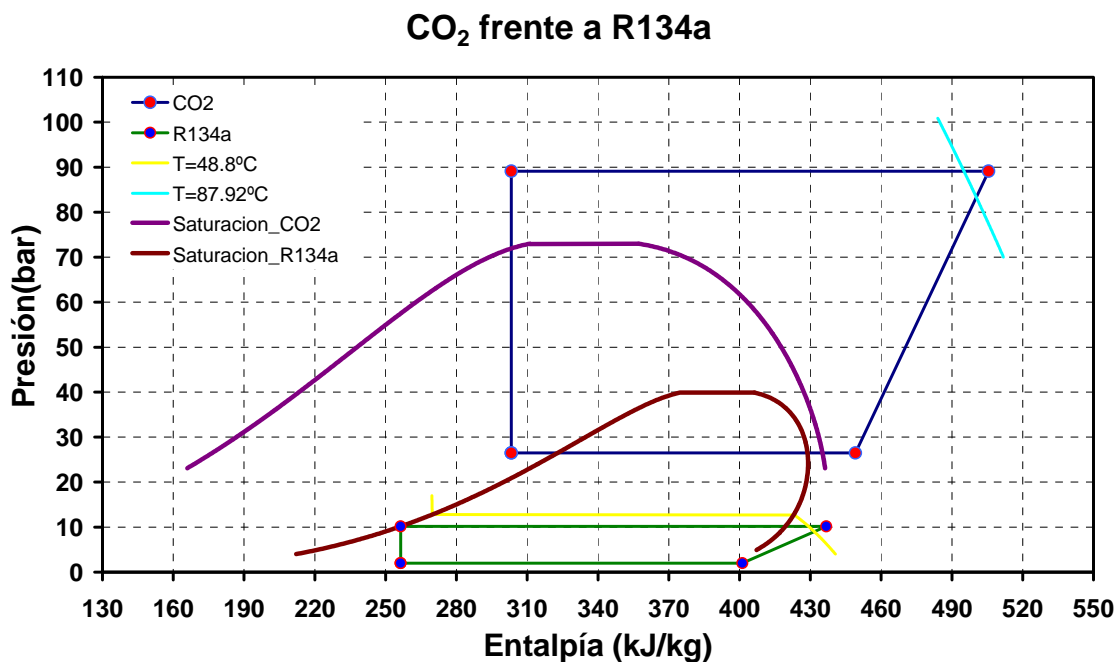


Figura 2.1.- Comparativa CO₂ frente a R134a. Condiciones: $T_{amb}=30^{\circ}\text{C}$, $T_o=-10^{\circ}\text{C}$, $T_k=40^{\circ}\text{C}$

De este primer análisis básico se constata una de las características diferenciadoras de las instalaciones de CO₂ que trabajan en régimen transcrito frente a las instalaciones convencionales que utilizan otros refrigerantes: la mayor temperatura de descarga. En la figura 2.2 se ha realizado una comparativa entre los refrigerantes naturales y artificiales comúnmente empleados, destacando el menor rendimiento energético presentado por el CO₂ y su mayor temperatura de descarga.

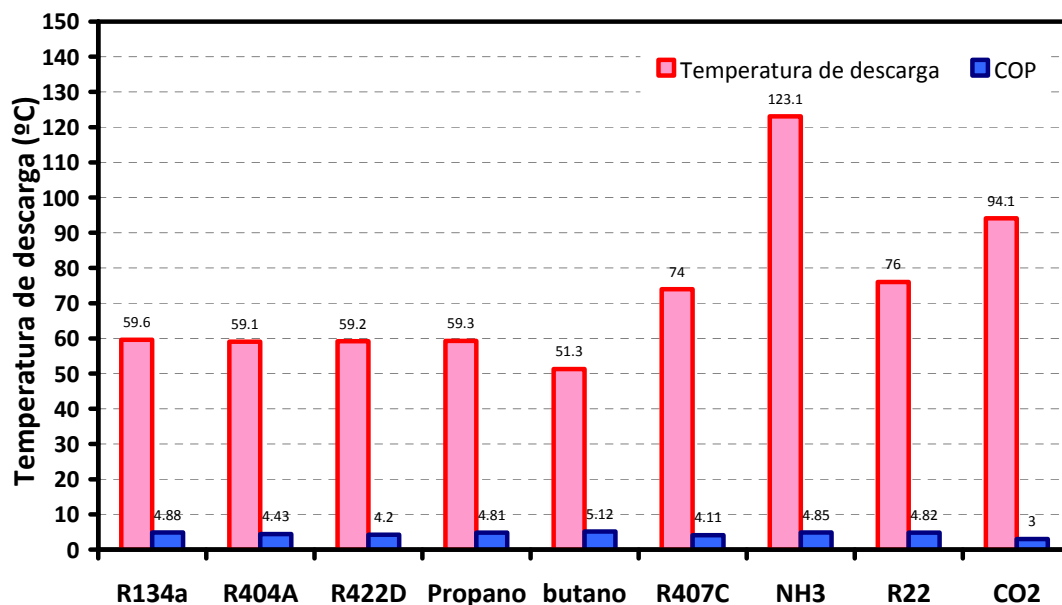


Figura 2.2- Comparativa entre refrigerantes artificiales y los naturales. Condiciones: $T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$, $T_o=-5^{\circ}\text{C}$, $T_k=35^{\circ}\text{C}$

En el caso del CO₂, el valor de la temperatura de descarga depende de diversos factores, entre los que destacan la temperatura de evaporación y la presión seleccionada en el gas-cooler. En cualquier caso, los valores de esta temperatura rondarán generalmente los 373K

$\pm 15\text{K}$. Este nivel térmico, conjuntamente con la alta eficiencia térmica obtenida en el gas-cooler [7,8] permiten generar focos calientes con un nivel medio de temperatura apto para activar aplicaciones como Ciclos Orgánicos Rankine (ORC) de baja temperatura, en donde el calor aportado puede situarse alrededor de los 373K , máquinas de absorción o adsorción que necesitan niveles térmicos en el rango $343\div 373\text{K}$, generación de ACS en donde el nivel térmico necesario se sitúa en los 333K y agua caliente para circuitos de climatización, que necesita niveles de 318K .

La opción de calentar agua en el gas-cooler para destinarla a calefacción o ACS ha sido estudiada por otros investigadores, como Neksa [9,10], Sarkar [11], Adriansyah [6] y Zakeri [12], destacándose el buen comportamiento del CO_2 frente a otros fluidos y el significativo incremento en la eficiencia energética de las instalaciones.

Petter Neksa realizó un análisis basado en el cálculo del COP-caliente a partir de una temperatura de entrada de fluido secundario (agua) de 10°C hasta alcanzar una temperatura de salida de 60°C . Este análisis se realizó para distintas temperaturas de evaporación, reflejando que si se emplea la energía calorífica disipada a la atmósfera para calentar agua, es posible una reducción en un 75% de la energía consumida comparado con sistemas eléctricos o de gas. Esto es posible dadas las elevadas eficiencias en compresión y las muy buenas características en transferencia de calor que presenta el CO_2 [13]. Además, se demuestra que se pueden alcanzar temperaturas de agua a la salida del gas-cooler muy superiores a la de los sistemas convencionales, por encima de los 90°C . Empleando el mismo ciclo, Neksa compara el refrigerante artificial HCFC-22 con el CO_2 , demostrando que el rendimiento energético calorífico es un 20% superior en el caso del CO_2 .

Enkermann realizó un estudio teórico para retrofit sobre una bomba de calor que empleaba CO_2 como refrigerante, alcanzando temperaturas comprendidas entre 50 y 70°C . Reduciendo el flujo másico del fluido secundario consiguió obtener temperaturas entre 40°C y 93°C , lo que implicó un aumento en el rendimiento energético desde 2.8 hasta 3.2 [14].

En los sistemas Rankine el fluido de trabajo es calentado en una caldera hasta altas temperaturas. Nguyen activó un ciclo Rankine a partir de energía calorífica proporcionada por sistemas solares. El fluido de intercambio empleado fue agua a una temperatura de entrada de 81°C [15]. Madhawa Hettiarachchi utilizó energía geotérmica como fuente de calor a una temperatura cercana a 90°C para producir electricidad [16]. Estos datos serán empleados como orden de magnitud cuando se evalúe el nivel térmico alcanzado del fluido secundario que intenta activar un ciclo ORC.

La recuperación de calor empleada para calentar agua caliente aparece como una de las aplicaciones más importantes para los sistemas de compresión de vapor que emplean el CO_2 como refrigerante [17]. Diferentes autores han investigado sobre el estudio de calentamiento de agua en ciclos de compresión de vapor en régimen transcrito: Peter Neksa, midió el COP en diferentes condiciones de operación y caracterizó el punto óptimo de presión del sistema. Sus resultados fueron prometedores, puesto que alcanzó COP's entre 4 y 5 [10].

Tras el acuerdo alcanzado en el protocolo de Kyoto, el gobierno Japonés impulsó medidas para acelerar el avance tecnológico de los sistemas para calentar agua empleando ciclos de CO_2 . La competencia entre empresas Japonesas ha permitido una mejora de este producto (COP's de 5.1 en condiciones de ensayo intermedias calentando agua desde 16 hasta 65°C en Temperaturas ambientes de 24°C) [18]. Se estima que en 2014, el 30% de los calentadores de agua en Japón estén formados por este tipo de sistemas [19,20]. Stene en el año 2005, usó un CO_2 HPWH para calentar agua caliente doméstica. El estudio dividió el calor de la región supercrítica del CO_2 en tres intercambiadores de calor [21]. Con esta configuración, se mejoró en un 5% del ciclo base en calentamiento de agua.

El análisis de recuperación de la energía calorífica generada en el sistema de compresión de vapor se llevará a cabo a partir del modelo teórico descrito en el apartado 2.2.

2.2.-Descripción del modelo

En este trabajo se ha desarrollado un modelo teórico del ciclo de compresión simple de vapor en régimen transcrito que permite realizar las simulaciones necesarias para el estudio de recuperación de calor. El ciclo simulado obedece al esquema presentado en la figura 2.3.

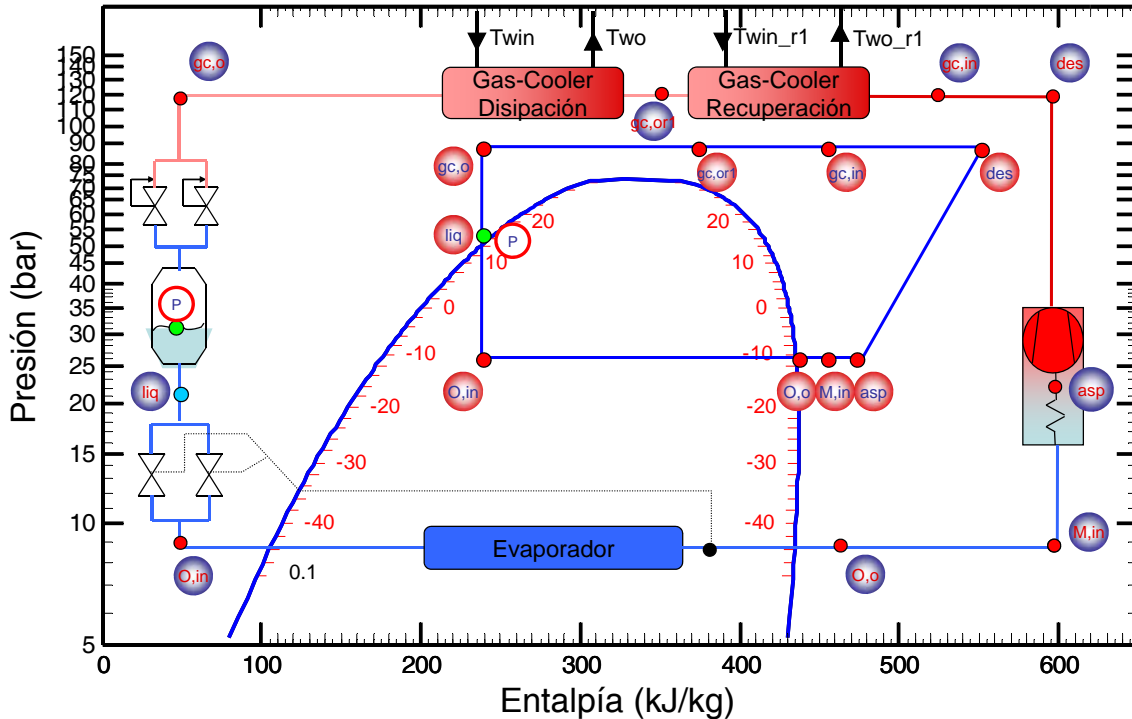


Figura 2.3.- Esquema del ciclo adoptado en el análisis de recuperación de calor.

Tomando como variables de entrada la temperatura de evaporación, la temperatura y el caudal de entrada del agua, tanto, al gas-cooler de recuperación como al de disipación, el recalentamiento útil en el evaporador y la Temperatura ambiente, se inicia el cálculo de los parámetros de salida de cada uno de los elementos que componen el ciclo y de las variables energéticas del mismo.

Mediante la aplicación informática Refprop, se calcula la presión de evaporación (P_o) y la entalpía de salida en el evaporador ($h_{o,o}$). Tras contabilizar el efecto del recalentamiento útil y del recalentamiento menos útil, modelado a partir de datos experimentales (ec.2.1), el refrigerante entra en el devanado eléctrico del motor (M,in) donde el recalentamiento sufrido también está modelado a partir de datos experimentales (ec.2.2). Posteriormente, el refrigerante pasa a la cámara de compresión (asp) siendo comprimido hasta un estado de alta presión y temperatura (des) (ec.2.3 y ec.2.4). Tras modelar el enfriamiento que sufre el refrigerante en la línea de descarga (ec.2.5), se realiza un barrido de presiones en la zona de alta presión. Las variables termodinámicas correspondientes al punto de entrada al gas-cooler de recuperación (gc,in) marcan el comienzo del cálculo de las variables de salida (gc,or1) a partir del modelo de gas-cooler [22], para cada temperatura y caudal de entrada del fluido secundario. Efectuando un barrido de flujos másicos en el fluido secundario que circula por el gas-cooler de recuperación se obtienen las diferentes temperaturas de salida alcanzadas. El estado termodinámico del refrigerante a la salida del gas-cooler de recuperación define las propiedades de entrada en el gas-cooler de disipación, donde se vuelve a utilizar el modelo de gas-cooler para calcular el estado termodinámico del refrigerante a la salida de dicho intercambiador (gc,o) según las diferentes condiciones de entrada en cuanto a temperatura y caudal de fluido secundario. Suponiendo expansión completamente isoentálpica, se calcula el estado termodinámico de entrada al evaporador a partir de la temperatura de evaporación y la entalpía de salida del refrigerante al final del proceso de disipación. Dado que todos los puntos del ciclo termodinámico quedan definidos, se calculan las siguientes variables:

El caudal másico de refrigerante trasegado por el compresor (\dot{m}_{ref}) mediante la expresión:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{R_v \cdot V_g}{V_{asp}} \quad \text{ec. 2.1}$$

Donde se denota por R_v al Rendimiento volumétrico del compresor, cuya expresión fue obtenida a partir de un ajuste por mínimos cuadrados.

$$R_v = b_0 + b_1 \cdot P_{M,in} + b_2 \cdot P_{gc} + b_3 \cdot V_{asp} + b_4 \cdot N \quad \text{ec. 2.2}$$

Siendo:

$$\begin{aligned} b_0 &= 1.446057849614 & b_2 &= -0.003710269227 & b_4 &= -0.000441317340 \\ b_1 &= 0.009303676836 & b_3 &= -0.709384265183 \end{aligned}$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{R_v} = 1.44\% \quad \text{RMS}_{R_v} = 1.09\%$$

El volumen geométrico del compresor (V_g) viene determinado por la placa de características del fabricante. El volumen de aspiración (V_{asp}) se calcula a partir de la presión de evaporación y la temperatura de aspiración. Esta temperatura se obtiene contabilizando la suma de los efectos entre las pérdidas por rozamiento en el evaporador del refrigerante (ec.2.3), el recalentamiento menos útil (ec.2.4) y el recalentamiento del motor (ec.2.5).

$$\Delta P_o = q_0 + q_1 \cdot P_o + q_2 \cdot P_{gc} + q_3 \cdot \dot{m}_{ref} \quad \text{ec. 2.3}$$

Siendo:

$$q_0 = -0.39514086 \quad q_1 = -0.003530526 \quad q_2 = 30.066568 \quad q_3 = 0.006686991$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{\Delta P_o} = 3.62\% \quad \text{RMS}_{\Delta P_o} = 3.12\%$$

$$\text{RMU} = x_0 + x_1 \cdot P_{M,in} + x_2 \cdot P_{gc} + x_3 \cdot \dot{m}_{ref} + x_4 \cdot T_{amb} + x_5 \cdot \text{RU} + x_6 \cdot \dot{m}_{ref}^2 + x_7 \cdot \dot{m}_{ref}^3 \quad \text{ec. 2.4}$$

Siendo:

$$\begin{aligned} x_0 &= 184.62069 & x_2 &= -11320.651 & x_4 &= -0.77242261 & x_6 &= 248649.04 \\ x_1 &= 0.076544592 & x_3 &= 0.20935036 & x_5 &= -0.53255699 & x_7 &= -1755385.4 \end{aligned}$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{\text{RMU}} = 2.85\% \quad \text{RMS}_{\text{RMU}} = 2.406\%$$

$$\text{RMOT} = a_0 + a_1 \cdot P_{M,in} + a_2 \cdot P_{M,in}^2 + a_3 \cdot P_{gc} + a_4 \cdot P_{gc}^2 + a_5 \cdot T_{M,in} + a_6 \cdot N \quad \text{ec. 2.5}$$

$$\begin{aligned} a_0 &= 1201.137337674650 & a_2 &= -0.0095663981 & a_4 &= 0.001984834233 & a_6 &= -0.8046192693 \\ a_1 &= -0.405192606997 & a_3 &= -0.2091849392 & a_5 &= -0.14028612447 \end{aligned}$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{\text{RMOT}} = 2.85\% \quad \text{RMS}_{\text{RMOT}} = 1.57\%$$

Al depender el recalentamiento menos útil y las pérdidas por rozamiento en el evaporador del flujo másico de refrigerante es necesario un procedimiento iterativo para calcular las tres variables.

La potencia eléctrica consumida por el compresor (P_c), calculada con la siguiente expresión:

$$P_c = W_{\text{útil}} + \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{asp}} - h_{M,\text{in}}) \quad \text{ec. 2.6}$$

Definiendo el trabajo útil del compresor como $W_{\text{útil}}$ y calculado mediante la expresión:

$$W_{\text{útil}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}(h_{2s} - h_{\text{asp}})}{R_g} \quad \text{ec. 2.7}$$

En esta expresión se define h_{2s} como la entalpía isoentrópica de descarga y h_{asp} como la entalpía en el punto de aspiración. El rendimiento global aparente del compresor (R_g) (ec.2.8) se encuentra definido por una correlación obtenida a partir de datos empíricos ensayados por el grupo de investigación.

$$R_g = c_0 + c_1 \cdot P_{gc} + c_2 \cdot R_{\text{Mot}} + c_3 \cdot T_{M,\text{in}} + c_4 \cdot N \quad \text{ec. 2.8}$$

Siendo:

$$c_0 = 16.244079033034 \quad c_2 = -0.004281681611 \quad c_4 = -0.010620237225$$

$$c_1 = -0.000636171237 \quad c_3 = -0.002009767721$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{R_g} = 2.12\% \quad \text{RMS}_{R_g} = 1.442\%$$

La potencia frigorífica en evaporador (Q_o), a partir de la siguiente expresión:

$$Q_o = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{M,\text{in}} - h_{gc,o}) \quad \text{ec. 2.9}$$

En esta ecuación, h_{oo} define a la entalpía de salida en el evaporador, siendo $h_{gc,o}$ la entalpía de salida en gas-cooler. Puesto que se asume expansión isotálpica, la entalpía a la salida del gas-cooler de disipación resulta la misma que a la entrada del evaporador.

La potencia calorífica generada por el ciclo de compresión se define a lo largo de este documento como $Q_{gc,r}$ calculada a partir de la expresión:

$$Q_{gc} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{gc,\text{in}} - h_{gc,o}) \quad \text{ec. 2.10}$$

El término $h_{e,gc}$ hace referencia a la entalpía de entrada en el gas-cooler de recuperación por la parte del refrigerante. Este punto se obtiene a partir de la temperatura de descarga (ec.2.11) y tras considerar un enfriamiento modelado mediante una correlación a partir de datos experimentales (ec.2.12).

$$T_{\text{des}} = d_0 + d_1 \cdot P_{gc} + d_2 \cdot P_o + d_3 \cdot R_{\text{Mot}} + d_4 \cdot T_{M,\text{in}} + d_5 \cdot N \quad \text{ec. 2.11}$$

Siendo:

$$d_0 = 877.520083730972 \quad d_2 = 1.179194597053 \quad d_4 = 0.872667251524$$

$$d_1 = -3.559052598943 \quad d_3 = 0.088359601205 \quad d_5 = -0.535616322874$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{T_{\text{des}}} = 1.37\% \quad \text{RMS}_{T_{\text{des}}} = 1.442\%$$

$$\text{Enf} = g_0 + g_1 \cdot P_{gc} + g_2 \cdot \dot{m}_{\text{ref}} + g_3 \cdot T_{\text{amb}} + g_4 \cdot T_{\text{des}} + g_5 \cdot P_o + g_6 \cdot P_{gc}^2 + g_7 \cdot T_{\text{amb}}^2 + g_8 \cdot T_{\text{des}}^2 \quad \text{ec. 2.12}$$

Siendo:

$$g_0 = -0.633050392$$

$$g_2 = -0.281536729$$

$$g_4 = -0.139602131$$

$$g_1 = 113.9851454$$

$$g_3 = 0.123199824$$

$$g_5 = -0.008603747$$

Donde:

$$\bar{\epsilon}_{\text{enf}} = 5.20\%$$

$$\text{RMS}_{\bar{\epsilon}_{\text{enf}}} = 3.58\%$$

La potencia calorífica recuperada en el primer gas-cooler se denotará en este estudio por Q_{gc_r1} . La expresión empleada para su cálculo es la siguiente:

$$Q_{\text{gc}_r1} = m_{\text{ref}}(h_{\text{gc}_i\text{in}} - h_{\text{gc}_o\text{r1}}) \quad \text{ec. 2.13}$$

Donde $h_{\text{gc}_o\text{r1}}$ se define como la entalpía a la salida del gas-cooler de recuperación en el lado del refrigerante, calculada a partir del modelo de gas-cooler publicado por Sanchez D. [22]

La potencia calorífica disipada por el segundo gas-cooler se expresará desde este momento como Q_{gc_d} , calculada como:

$$Q_{\text{gc}_d} = m_{\text{ref}}(h_{\text{gc}_o\text{r1}} - h_{\text{gc}_o}) \quad \text{ec. 2.14}$$

La temperatura de salida del fluido secundario (agua) en el gas-cooler de recuperación, se define por T_{wo_r1} . Esta temperatura es una de las variables de salida que proporciona el modelo de gas-cooler.

La nomenclatura utilizada para definir el COP frío de la instalación es COP_f . La expresión utilizada para el cálculo de este parámetro se indica a continuación:

$$\text{COP}_f = \frac{Q_o}{P_c} \quad \text{ec. 2.15}$$

Por último, se define el COP global como la eficiencia conjunta entre la instalación de CO_2 y la aplicación activada mediante la recuperación de la energía calorífica llevada a cabo en el gas-cooler de recuperación. Se denotará por COP_g , siendo la expresión que lo cuantifica:

$$\text{COP}_g = \frac{(Q_o + Q_{\text{gc}_r1})}{P_c} \quad \text{ec. 2.16}$$

Para mejorar la claridad de lo anteriormente expuesto se adjunta, en la figura 2.4, el diagrama de flujo que define el funcionamiento de la instalación.

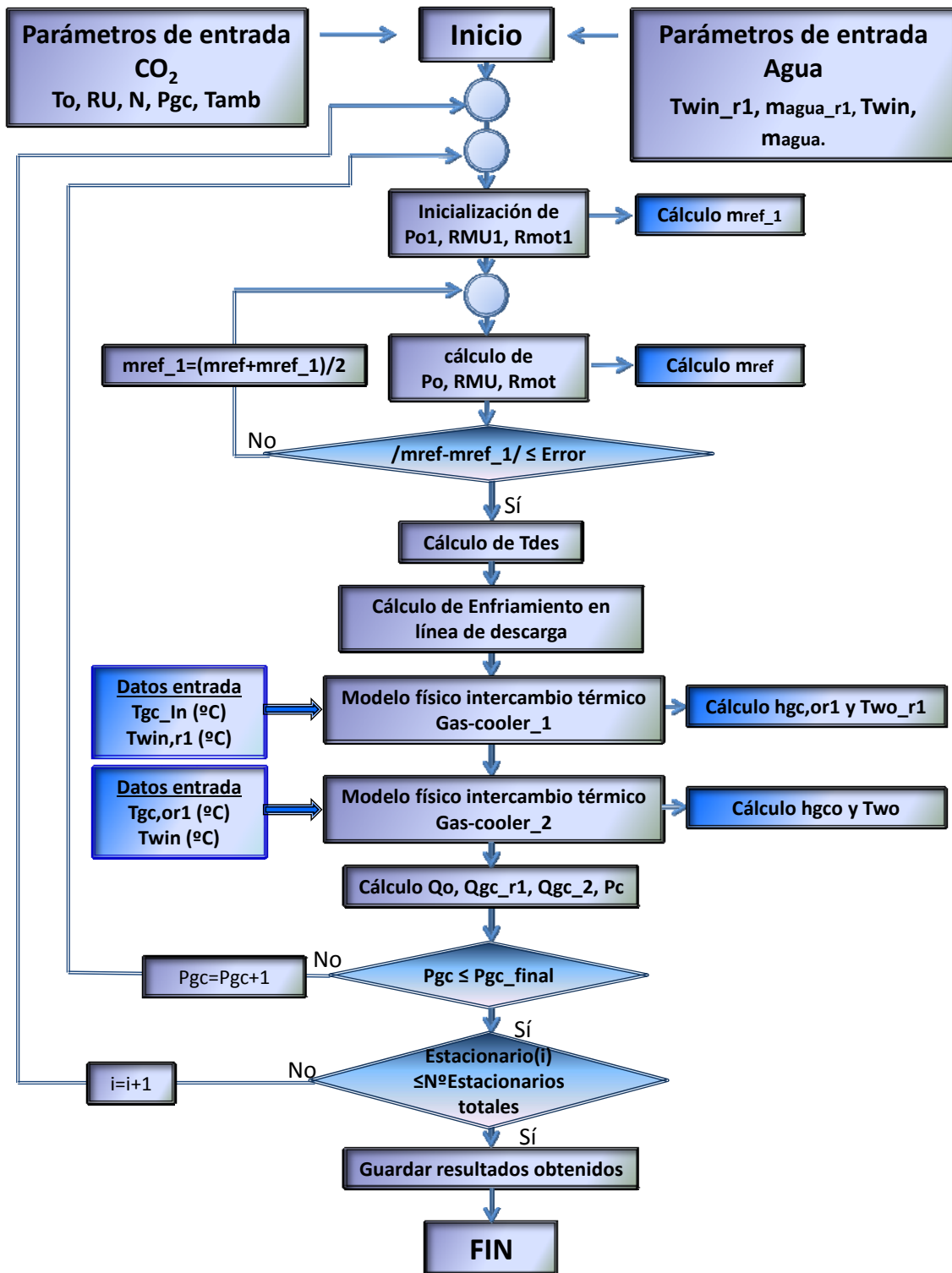


Figura 2.4.- Diagrama de flujo del estudio de recuperación de calor.

2.2.1.- Validación del modelo

La validación del modelo descrito en el apartado 2.2 se ha realizado empleando un total de 33 ensayos en régimen estacionario. En este apartado se validan todas las variables principales del ciclo, excepto las que hacen alusión a la parte de recuperación de calor, ya que se carece de los dispositivos necesarios para validar esta región al no disponer en la instalación real de dos gas-cooler conectados en serie. En la figura 2.5 se presenta la validación para el COP, el flujo másico, la potencia frigorífica y la potencia eléctrica consumida por el compresor.

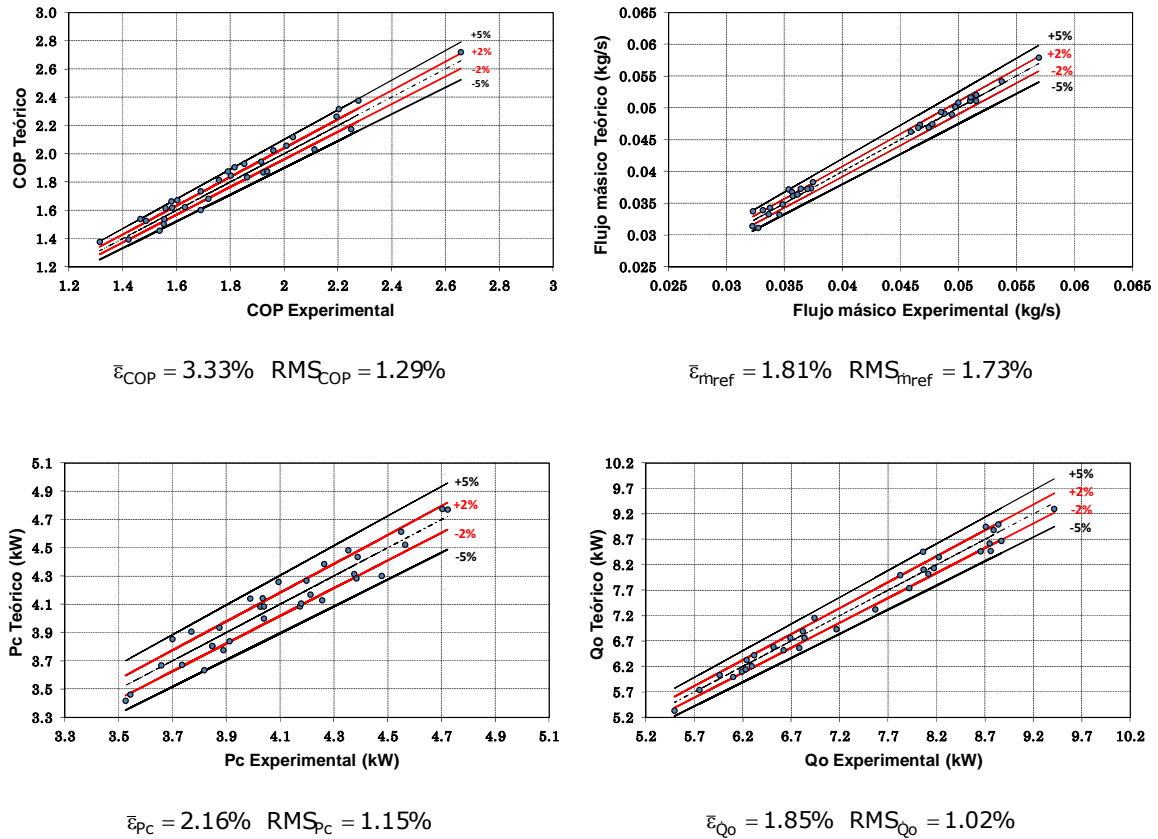


Figura 2.5.- Validación del modelo de recuperación de calor.

La incertidumbre de medida para el COP y la potencia frigorífica se calculan en base al método de las derivadas parciales que se comentará de forma más extensa en el capítulo 6, a partir de las expresiones 2.17 y 2.18:

$$\varepsilon(Q_o) = \left| \frac{\partial Q_o}{\partial \dot{m}_{ref}} \cdot \varepsilon(\dot{m}_{ref}) \right| + \left| \frac{\partial Q_o}{\partial h_{gco}} \cdot \varepsilon(h_{gco}) \right| + \left| \frac{\partial Q_o}{\partial h_{oo}} \cdot \varepsilon(h_{oo}) \right| \quad \text{ec. 2.17}$$

$$\varepsilon(COP) = \left| \frac{\partial COP}{\partial P_c} \cdot \varepsilon(P_c) \right| + \left| \frac{\partial COP}{\partial \dot{m}_{ref}} \cdot \varepsilon(\dot{m}_{ref}) \right| + \left| \frac{\partial COP}{\partial h_{gco}} \cdot \varepsilon(h_{gco}) \right| + \left| \frac{\partial COP}{\partial h_{oo}} \cdot \varepsilon(h_{oo}) \right| \quad \text{ec. 2.18}$$

Los datos proporcionados por los fabricantes indican un error de medida de 0.03 kW en el analizador de redes, de 0.00138 kg/s en el caudalímetro de coriolis y 0.5°C en las sondas de temperatura. Por otro lado, el error asociado a la calibración de las sondas de presión es de 0.96 bar en la sonda ubicada en la región de alta presión y de 0.48 bar en la sonda situada en la región de baja presión. Aplicando las expresiones 2.19 y 2.20, se obtiene el error relativo de cada variable.

$$\varepsilon_{\text{relativo COP}} (\%) = \frac{\varepsilon(\text{COP})}{\text{COP}} \quad \text{ec. 2.19}$$

$$\varepsilon_{\text{relativo } \dot{Q}_{\text{ref}}} (\%) = \frac{\varepsilon(\dot{Q}_{\text{ref}})}{\dot{Q}_{\text{ref}}} \quad \text{ec. 2.20}$$

El error relativo del COP debido a la incertidumbre de medida en los datos reales alcanza un valor promedio de 13.5%, mientras que el valor promedio del error de medida en potencia frigorífica se sitúa en 11.42%.

La validación de este modelo abarca el rango de operación expuesto en la tabla 2.2.

Variable	Máximo	Mínimo
Temperatura evaporación (°C)	-1.2	-13.227
Recalentamiento útil (°C)	6.64	0.85
Presión Gas-Cooler (bar)	105.06	75.19
Flujo másico refrigerante (kg/s)	0.056929	0.03223529
Potencia frigorífica (kW)	5.49	8.86
Recalentamiento menos útil (°C)	28.24	5.25
Temperatura entrada agua (°C)	35.35	20.15
Potencia eléctrica compresor (kW)	4.72	3.52
Enfriamiento en descarga (°C)	11.998	4.0988
Temperatura salida gas-cooler (°C)	37.77	22.31
Caudal volumétrico fluido secundario (m ³ /h)	2.34	0.27

Tabla 2.1.- Rango de validación del modelo de recuperación de calor

2.3.- Metodología de las simulaciones

Empleando el modelo de gas-cooler obtenido en estudios anteriores por el grupo de investigación [22] y tras modelar el comportamiento del compresor a partir de datos experimentales, se han realizado simulaciones teóricas de la instalación que permiten estudiar la energía calorífica recuperada en cada punto de funcionamiento del equipo. En este análisis se divide el enfriamiento del refrigerante en dos intercambiadores; el primero de ellos se encarga de recuperar la energía calorífica en la que se basa este estudio y el segundo, disipa la energía calorífica comprendida durante el enfriamiento desde la temperatura de salida del intercambiador de recuperación hasta la temperatura ambiente, tal y como se indicó en el esquema de la figura 2.3. Ambos intercambios térmicos se realizan empleando agua como fluido caloportador.

El estudio de recuperación de calor se realiza con tres niveles de evaporación. En cada nivel de evaporación se estudia la energía calorífica recuperada, donde las variaciones en la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de disipación pretenden simular diferentes condiciones meteorológicas, y las correspondientes a la temperatura de entrada al gas-cooler de recuperación intentan reproducir el nivel térmico necesario para las aplicaciones que aprovecharán la energía calorífica recuperada. Además de esta potencia calorífica, se evalúa el salto térmico que sufre el fluido secundario, representando ambos parámetros las variables de entrada para los sistemas que recuperan este calor residual.

A partir de los datos de T_o , P_{gc} , T_{win_r1} , q_{win_r1} , T_{win} y q_{win} , el modelo iniciará el cálculo de la energía calorífica recuperada. Cada aplicación requiere recuperar una determinada potencia calorífica para permitir ser activada, siendo la temperatura de entrada del fluido secundario en el gas-cooler de recuperación (T_{wo_r1}) la variable que marca el nivel térmico necesario para la aplicación que utiliza la energía calorífica recuperada. Comparando la potencia calorífica recuperada con la necesaria para activar la aplicación estudiada, se consigue conocer si es posible su activación, ó de lo contrario, la energía necesaria a complementar para poder activarla.

El estudio realizado mostrará una primera parte donde se analiza el comportamiento de la instalación atendiendo a las características frigoríficas, y posteriormente, se realizará el estudio de recuperación en gas-cooler para cada una de las aplicaciones estudiadas.

Para el análisis de la capacidad frigorífica se consideran los siguientes niveles de evaporación (-2,-7,-13)°C. Esta selección pretende simular el comportamiento de la instalación en los campos de climatización.

El análisis de recuperación de calor se realizará para cuatro niveles térmicos diferentes de agua a la entrada del gas-cooler de recuperación (70°C, 60°C, 45°C, "ambiente"). Cada uno de los niveles pretende simular las necesidades térmicas de la aplicación a la que se destina la energía calorífica recuperada. Así pues, temperaturas de 70°C y 60°C corresponden con los niveles térmicos para activar un sistema de adsorción/absorción, temperaturas de 45°C se destinan a calentamiento de agua sanitaria, mientras que a temperatura ambiente se pretende simular la máxima energía calorífica generada para estudiar la posibilidad de activar un ciclo orgánico de rankine.

En todos los casos se efectúa un barrido de temperaturas a la entrada del gas-cooler de disipación que pretende simular distintas condiciones atmosféricas.

2.4.- Análisis de la capacidad frigorífica de la instalación

A partir del modelo descrito en el apartado 2.2 del capítulo actual, se explica la presencia de una presión de gas-cooler que optimiza la potencia frigorífica absorbida en el evaporador, diferente y superior a una presión que optimiza la eficiencia energética en las mismas condiciones de operación. Las gráficas [2.6-2.9] muestran la evolución del COP frío de esta instalación así como una curva de puntos de presión donde se optimiza dicho parámetro. Estos puntos representan la máxima eficiencia obtenida por la instalación según sean las condiciones ambientales y de evaporación.

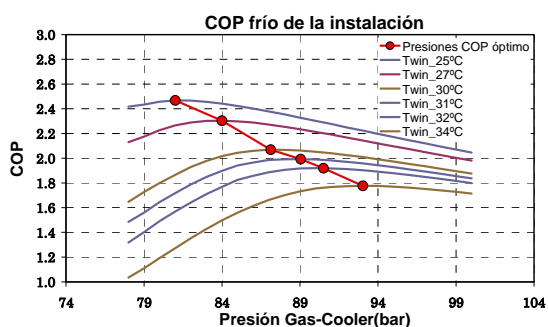


Figura 2.6.- Evolución COP. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$.

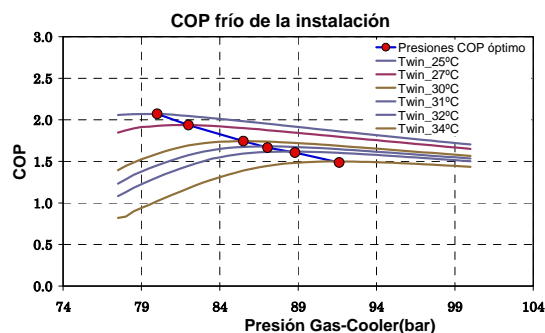


Figura 2.7.- Evolución COP. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$.

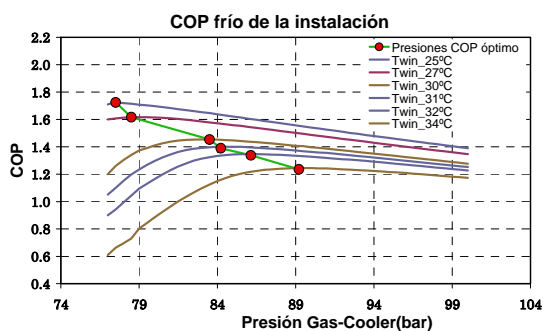


Figura 2.8.- Evolución COP. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$.

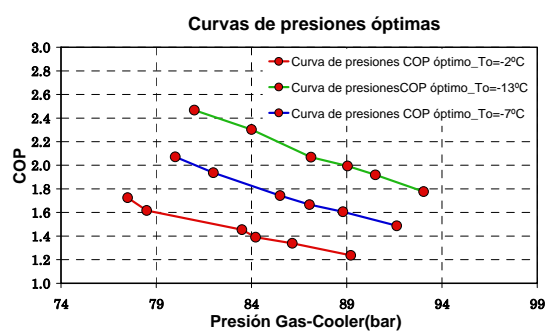


Figura 2.9.- Curvas de presión COP óptimo.

En las gráficas [2.10-2.13] se ha representado la producción frigorífica proporcionada por la instalación. Esta gráfica muestra la potencia frigorífica producida por la instalación en función de las condiciones ambientales y a los tres niveles de evaporación estudiados. Además, se presenta una curva de potencias frigoríficas máximas alcanzadas para cada una de las condiciones anteriores. A partir de los puntos que maximizan la potencia frigorífica para cada una de las temperaturas de entrada de agua al gas-cooler de disipación se obtiene una curva de presiones de máxima producción frigorífica, representada por puntos de color azul.

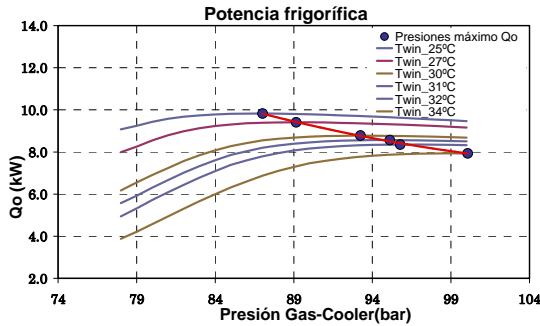


Figura 2.10.- Evolución Q_o . $T_o=-2^{\circ}\text{C}$.

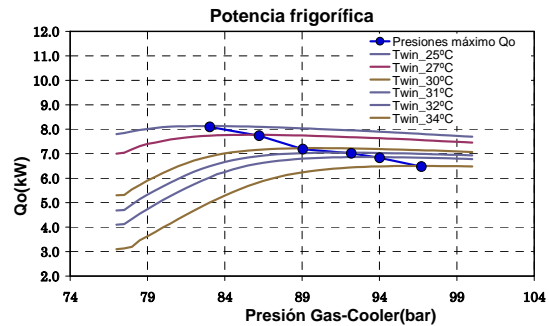


Figura 2.11.- Evolución Q_o . $T_o=-7^{\circ}\text{C}$.

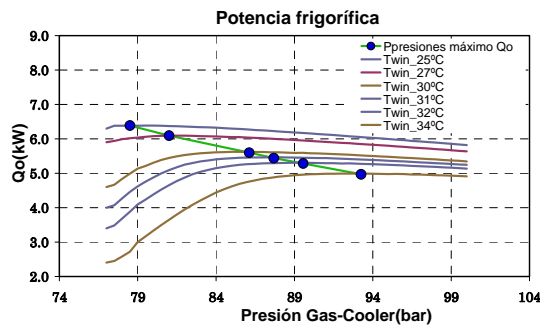


Figura 2.12.- Evolución Q_o . $T_o=-13^{\circ}\text{C}$.

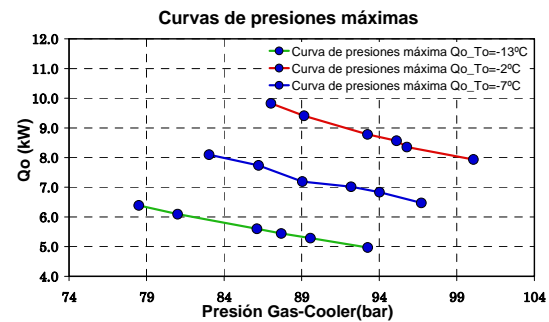


Figura 2.13.- Curvas de presión Q_o máximo.

En vista de los resultados expuestos en las figuras [2.6-2.13] donde se ha puesto de manifiesto la existencia de puntos de presión diferentes para optimizar el rendimiento energético y la potencia frigorífica, se podría plantear dos modos de funcionamiento interesantes: operar en las condiciones óptimas de COP ó en aquellas condiciones que maximizan la potencia frigorífica. La elección de cualquiera de los puntos de presión anteriores repercute sobre la potencia calorífica disipada en la instalación, ya que ésta aumenta a medida que se incrementa la presión de descarga, por lo que podría quedar compensado la penalización que sufre la eficiencia energética del equipo con el incremento de las energías frigorífica y calorífica. Por otro lado, es importante destacar que en todas las instalaciones frigoríficas existe un cambio continuo en la demanda frigorífica, lo cual indica que la producción frigorífica debe ser variable para satisfacer dicha demanda [24]. Estas necesidades reales de funcionamiento, conjunto al incremento de energía calorífica que supone operar en un punto de presión superior al punto que optimiza el rendimiento energético, justifican que en determinados momentos y en función del modo de operación del equipo, el rango de operación óptimo podría encontrarse entre los puntos de presión que optimizan el rendimiento energético y los que maximizan la potencia frigorífica. Por este motivo, aunque las instalaciones frigoríficas se diseñan para operar en un punto de funcionamiento que optimice la eficiencia energética de la misma, las características del comportamiento de las instalaciones que operan con dióxido de carbono proporcionan una nueva posibilidad, por lo que resulta interesante estudiar el comportamiento de la instalación entre el rango definido por los puntos de presión que optimizan el COP y aquellos que maximizan la potencia frigorífica. De esta forma, aunque el rendimiento energético quede penalizado, es probable que la eficiencia global, considerada a partir de la potencia frigorífica y la energía calorífica recuperada, se incremente, lo que conlleva a incrementos del ratio formado por las energías aprovechadas y coste eléctrico para producir dichas energías.

Por tanto, el siguiente estudio pretende cuantificar la variación en el rendimiento energético que supondría trabajar en un punto diferente al punto de presión de COP óptimo. Las gráficas [2.14-2.16] muestran la relación porcentual que existe entre el COP alcanzado en cada punto de funcionamiento respecto al valor óptimo, donde queda establecido la pérdida de eficiencia que supone trabajar en un punto de funcionamiento diferente al óptimo. De esta forma, se obtiene la penalización en cuanto a rendimiento energético que supone trabajar en un punto de funcionamiento diferente al óptimo.

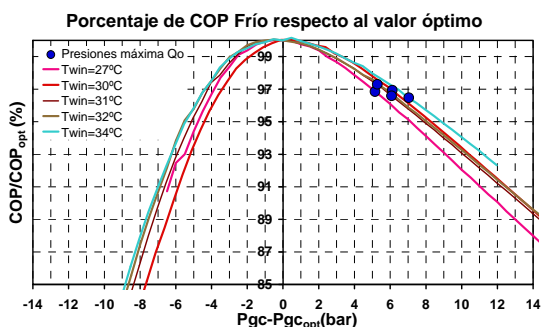


Figura 2.14.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

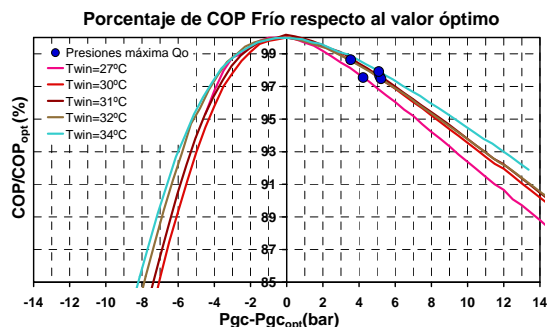


Figura 2.15.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

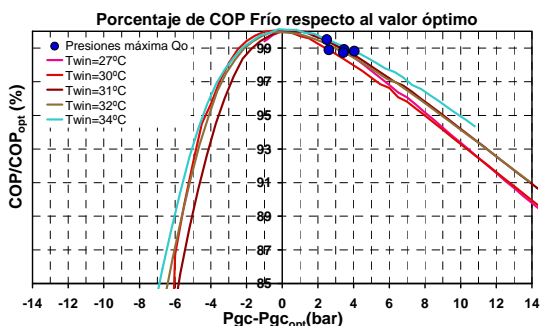


Figura 2.16.- Penalización energética respecto al COP óptimo. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Este análisis refleja que, operar en un punto de funcionamiento inferior al punto de presión que optimiza el COP, genera grandes pérdidas en la eficiencia energética, como se muestra en la parte negativa del eje x en cada una de las gráficas [2.14-2.16]. Sin embargo, trabajar en un punto de funcionamiento comprendido entre el punto de presión que optimiza el COP y el que maximiza la potencia frigorífica (parte positiva del eje x) no penaliza en exceso la eficiencia frigorífica de la instalación. Por todo lo expuesto, se destacan dos conclusiones interesantes: la primera de ellas muestra una mayor penalización del rendimiento energético al desplazarse a puntos de presión inferiores al punto que proporciona el COP óptimo en comparación con la penalización que presenta el rendimiento energético en puntos de presión que se encuentren por encima del valor de presión que corresponde a dicho punto, además, esta diferencia se acentúa en mayor proporción a medida que se incrementa la temperatura de entrada de agua al gas-cooler. El segundo aspecto a destacar se encuentra vinculado con la conclusión anterior, ya que el punto de máxima producción frigorífica se encuentra a una presión superior a la presión que le corresponde al punto de COP óptimo, por lo que en el rango de presiones comprendido entre estos dos puntos de funcionamiento, el rendimiento energético del equipo sufre la menor penalización, convirtiéndose este rango en una zona de estudio interesante en función de las necesidades que requiera la instalación.

Disipar energía en puntos de presión superiores al punto de presión que optimiza el COP provoca un efecto negativo en el rendimiento energético del equipo como se ha indicado en las gráficas [2.14-2.16], sin embargo, introduce dos efectos positivos como son el incremento de la potencia frigorífica y de la potencia calorífica disipada. Por tanto, para cuantificar la ganancia de la capacidad frigorífica, se presenta en primera instancia en las gráficas [2.17-2.19], el porcentaje de potencia frigorífica generada en un determinado punto de funcionamiento respecto al valor que maximiza la potencia frigorífica, donde los puntos rojos indican los puntos de presión para los que el COP es óptimo. Este análisis muestra el incremento de energía frigorífica que podría llegar a obtenerse al aumentar la presión de gas-cooler desde el punto que optimiza el rendimiento energético del equipo hasta la presión que maximiza la potencia frigorífica de la instalación.

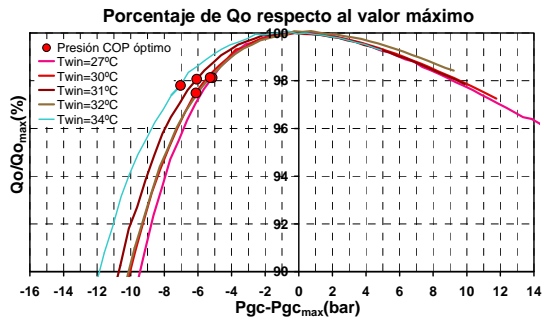


Figura 2.17.- Penalización frigorífica respecto a Q_o máximo. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$.

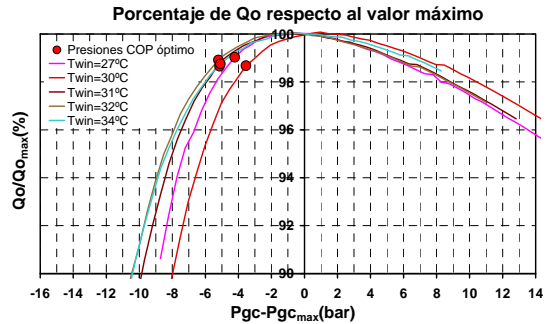


Figura 2.18.- Penalización frigorífica respecto a Q_o máximo. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$.

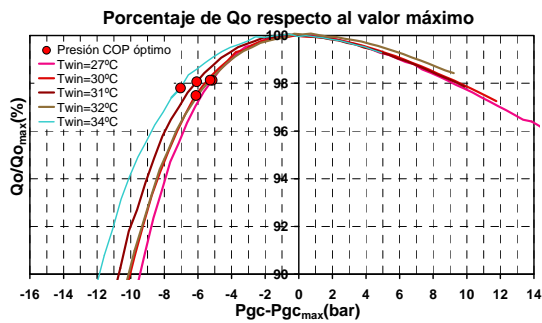


Figura 2.19.- Penalización frigorífica respecto a Q_o máximo. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$.

Se observa que, a medida que se incrementa la presión por encima del punto de presión que optimiza el COP, la potencia frigorífica absorbida por el evaporador experimenta pequeños incrementos hasta alcanzar el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica. Además, la diferencia entre la potencia frigorífica absorbida en el punto de presión que optimiza el rendimiento energético y la producida en el punto que maximiza dicho parámetro se incrementa a medida que aumenta el nivel de evaporación.

En todos los niveles de evaporación se cumple que la pendiente de la evolución de la potencia frigorífica representada en las figuras [2.17-2.19] en el tramo de presiones inferiores a la óptima es muy superior a la evolución correspondiente al tramo de presiones superiores a la misma. Este hecho se refleja mejor en las gráficas [2.20-2.22], donde se ha representado la derivada de la función anterior.

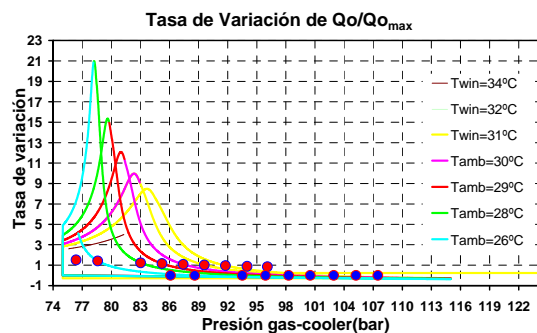


Figura 2.20.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{\max}}$. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$.

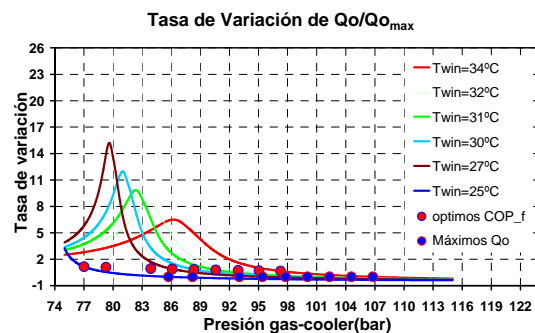


Figura 2.21.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{\max}}$. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$.

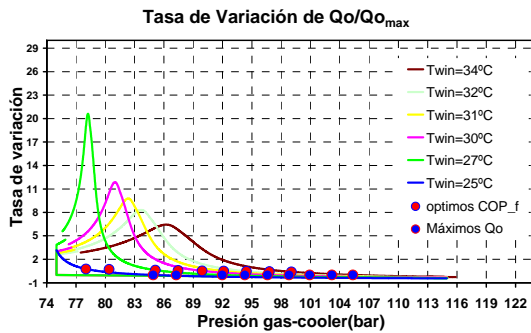


Figura 2.22.- Tasa de variación de $Q_o/Q_{o_{max}}$. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Como se observa en las gráficas [2.20-2.22], trabajar en un punto de funcionamiento inferior a la presión óptima (representada por los puntos rojos) penaliza notablemente la potencia frigorífica absorbida por la instalación, puesto que la pendiente correspondiente al tramo inferior al punto de presión que optimiza el COP alcanza valores muy elevados. En el intervalo comprendido por los puntos de eficiencia óptima y máxima potencia frigorífica, la tasa de variación aún adquiere valores positivos, mientras que los valores comienzan a ser negativos a partir del punto de máxima potencia frigorífica. Por tanto, la región de funcionamiento de la instalación estará comprendida entre el punto de presión óptima y aquel que maximiza la potencia frigorífica.

La capacidad frigorífica de la instalación se podría equiparar a la de una vivienda unifamiliar en la que habiten cuatro personas. En estas condiciones y a partir de la normativa española (RITE) [23], sería necesario 81W/m^2 y atendiendo a la superficie de la vivienda, la potencia frigorífica necesaria sería de 8100W . Esta potencia se encuentra en el mismo orden de magnitud que la absorbida por la instalación al nivel de evaporación más elevado. De esta forma, al lector le puede resultar más fácil la interpretación de los resultados expuestos en el capítulo de recuperación de la energía calorífica.

A continuación, se presenta el estudio de recuperación de calor donde la energía calorífica se destina a las distintas aplicaciones comentadas en el apartado 2.3.

2.5.- Estudio de recuperación de calor

Las estrategias de investigación orientadas a mejorar el rendimiento energético de los sistemas de producción de frío que operan con CO₂ en régimen transcrito, se están dirigiendo hacia diversas aplicaciones que aprovechan las altas temperaturas generadas durante el proceso de disipación de energía, recuperando así una energía térmica en lugar de disiparla al ambiente. Este hecho permite mejorar el rendimiento termodinámico del ciclo [24].

Como ya se ha introducido a lo largo de este capítulo, el objeto de este análisis radica en el estudio de la producción simultánea de la energía frigorífica absorbida por la instalación de CO₂ y la potencia calorífica recuperada, a fin de proceder a evaluar la posibilidad de emplear esta energía residual para utilizarla en distintas aplicaciones. El nivel térmico requerido en cada una de las aplicaciones comentadas en el apartado 2.3 del presente capítulo condiciona la temperatura de entrada al gas-cooler de recuperación. Por tanto, se evalúan cuatro niveles térmicos a la entrada de dicho gas-cooler que simulan las necesidades de un ciclo de absorción/adsorción (70-60°C), agua caliente sanitaria/climatización (45°C) y un ciclo orgánico rankine respectivamente ("ambiente").

El análisis de recuperación de calor se realiza dividiendo en varias etapas el enfriamiento del refrigerante en la región de alta presión. En la primera etapa de enfriamiento, un primer intercambiador se encarga de recuperar la energía calorífica que va a ser aprovechada, mientras que en una segunda etapa, un segundo intercambiador simula la disipación del resto de energía calorífica al ambiente. El criterio que se adopta para realizar este estudio da prioridad a mantener las condiciones frigoríficas alcanzadas por la instalación, lo cual implica que los dos intercambiadores colocados en serie deberán mantener en todo momento la energía calorífica que generaba el gas-cooler de 3 metros ubicado en la instalación real. De esta forma, el ciclo termodinámico permanece inalterado tras contabilizar el efecto de la recuperación de la energía calorífica.

El análisis efectuado en cada uno de los próximos apartados se inicia con el diseño de la superficie que necesita cada uno de los intercambiadores que realizan cada etapa en las que queda dividido el enfriamiento del refrigerante, donde se impone como condición mantener constante los parámetros del ciclo termodinámico. Este análisis se ha desarrollado a partir de un modelo matemático basado en el balance energético evaluado en volúmenes de control finitos. La descripción de este modelo se realizará en el capítulo 3 (apartado 3.4), ya que la única diferencia entre este modelo y el presentado en el apartado 3.4 radica en la correlación de Gnielinski empleada para el cálculo del coeficiente de convección por el lado del refrigerante. Esta correlación está validada para esta región de alta presión en el modelo de gas-cooler desarrollado por D.Sánchez [22].

En la figura 2.23 se presenta el algoritmo de cálculo que permite establecer las longitudes de intercambio térmico en cada una de las etapas donde se realiza el enfriamiento del refrigerante. A lo largo de este apartado se llegarán a emplear hasta tres gas-coolers en serie, los dos primeros se emplean para recuperar energía calorífica a los niveles térmicos altos y medio, y el tercero, se empleará para disipar el resto de energía calorífica.

El modelo se ha validado para una longitud de 3m y un caudal de fluido secundario de 1m³/h, obteniendo un error máximo de 7.28% y un error promedio de 5.14% en un total de 16 estacionarios, como se indica en la figura 2.24.

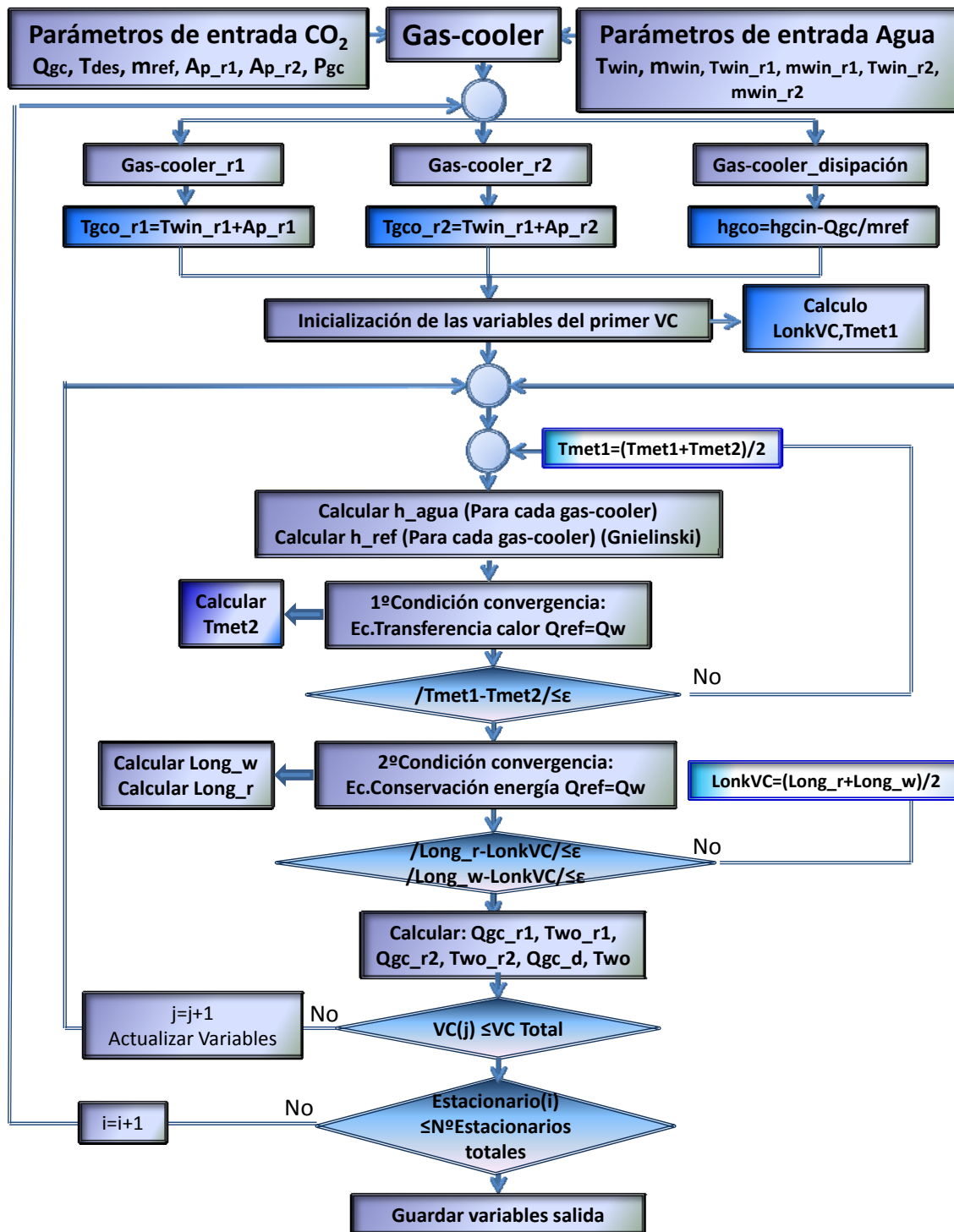


Figura 2.23.- Diagrama de flujo del algoritmo de cálculo de las longitud del intercambiador.

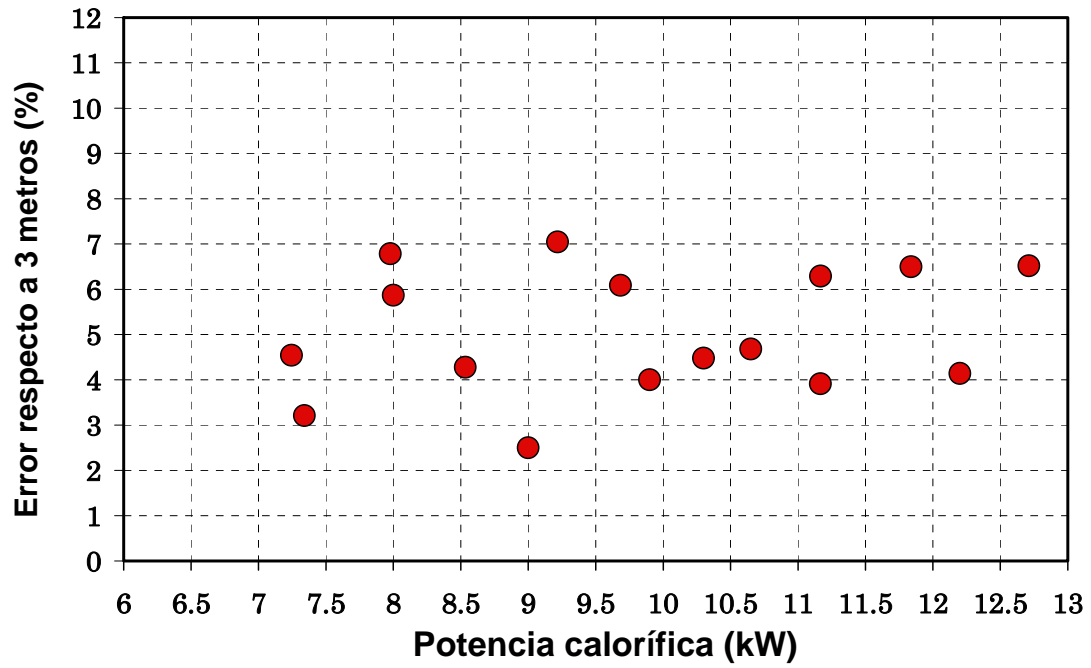


Figura 2.24.- Validación del algoritmo de cálculo de la longitud del intercambiador.

2.5.1.- Estudio de recuperación de la energía calorífica para activar un sistema de absorción/adsorción.

La energía consumida por los sistemas de aire acondicionado ha sido recientemente estimada en un 45%, generada en sistemas domésticos y en pequeños comercios. Gran parte de esta demanda es consumida por sistemas de refrigeración basados en la compresión de vapor. Actualmente, algunos ciclos de refrigeración basados en la absorción de vapor están empezando a ser utilizados en industria y en edificios de oficinas. Los sistemas de absorción de vapor se encuentran disponibles comercialmente, pero sobre todo se utilizan con capacidades frigoríficas mayores a 30TR, ya que tienen limitaciones para capacidades más pequeñas. Los sistemas basados en la adsorción pueden llenar este vacío, lo que implicaría un desplazamiento de los sistemas de compresión de vapor en este campo y la consecuente sustitución de energía eléctrica con las ventajas medioambientales que supondría. Incluso, el 50% del mercado actual de los sistemas pequeños de AC podrían ser reemplazados por sistemas de adsorción, consiguiendo un ahorro considerable de energía eléctrica y una buena cantidad de créditos de carbono podría ser ahorrada para destinarla a otros fines. Los refrigerantes naturales de los sistemas de adsorción no se combinan con las moléculas de ozono y presentan un GWP=0. [25]

El enfriamiento por absorción lo produjo por primera vez Faraday en 1824, utilizando como refrigerante amoníaco líquido y cloruro de plata, produciendo frío en un equipo intermitente. Sin embargo, fue el francés Ferdinand Carré quien inventó el sistema de refrigeración por absorción de operación continua [26].

En los años subsiguientes se introdujeron numerosas mejoras en los sistemas de enfriamiento por absorción, pero, no fue hasta 1913 cuando el alemán Edmund Altenkirch sentó los principios de la termodinámica en las mezclas binarias para adsorción, cuyas bases teóricas dieron inicio al desarrollo de una nueva generación de ciclos por absorción. Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoníaco-Agua comienzan en los 40 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los 50. Después de la segunda guerra mundial se inicia una época de gran auge de los equipos de absorción, introduciendo en el mercado equipos destinados tanto para aplicaciones domésticas como de gran capacidad. Tanto es así, que en Japón por primera vez en 1975, los equipos de absorción superan en número a los equipos eléctricos instalados, dominando una década más tarde el 80% del mercado de grandes capacidades de ese país, propagándose este fenómeno a otros países [27]. Los ciclos de adsorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoníaco y el agua, respectivamente [28]. En este tipo de sistemas, la energía de accionamiento permite la separación del vapor de refrigerante y del absorbente, pudiendo ser aplicada todo tipo de energía térmica entre 70 y 105°C [29].

El interés y desarrollo por los sistemas de refrigeración de adsorción surge en 1970 con la crisis energética mundial y los problemas causados por el uso de los compuestos CFC [30]. Tchenev fue pionero en esta área al estudiar los ciclos básicos de adsorción líquido-sólido con la pareja de trabajo zeolita-agua [31]. Se han realizado extensas investigaciones, estudiando varios adsorbentes, siendo los pares de adsorbentes más analizados los citados a continuación: zeolita / agua [32 y 33], el carbón activado / amoníaco [34], el carbón activado / metanol [35] y el gel de sílice y agua [36, 37 y 38].

El campo donde predominan los ciclos de absorción (gas licuado) es el de aprovechamiento de la energía calorífica de los sistemas con bombas de calor o de refrigeración, mientras que los ciclos de adsorción (gas sólido) aún no son empleados en aplicaciones específicas, sin embargo, presentan altos rendimientos con temperaturas más bajas, a partir de 55°C, lo que ha propiciado que se fomente el estudio para ser activado mediante energía solar [34].

Los sistemas de adsorción presentan mayor robustez de operación, siendo menos sensibles cuando trabajan en puntos de funcionamiento diferentes al nominal. Este hecho se refleja en la gráfica 2.25, donde se representa la capacidad de refrigeración de una máquina de

absorción frente a otra de adsorción, en función de la temperatura de accionamiento. La curva superior se refiere a la máquina de adsorción, mientras que la inferior es la correspondiente a una máquina de absorción [39]. La reducción de la capacidad en la máquina de absorción al reducir la temperatura del agua caliente de aportación a 80°C, casi la deja fuera de servicio ya que la temperatura mínima de operación en ese tipo de máquinas es del orden de 75°C.

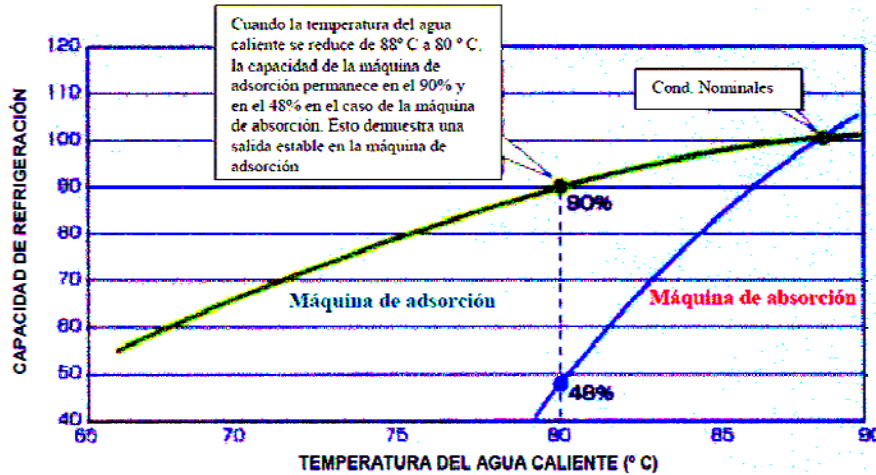


Figura 2.25.- Comparativa entre absorción y adsorción.

Por tanto la máquina de refrigeración en ciclo de adsorción es más robusta en procesos con variaciones de caudal y de temperatura en la fuente de calor. Además logra funcionar a temperaturas del agua caliente de sólo 32°C, imposible en máquinas de absorción.

2.5.1.1- Estudio de recuperación al nivel térmico necesario para activar un sistema de absorción.

Varios de los fabricantes consultados establecen temperaturas de entrada al generador de 76°C en condiciones nominales de funcionamiento. A partir de la potencia calorífica requerida para activar estos sistemas de absorción se ha realizado un cálculo estimativo del salto térmico que se produce en el generador, alcanzando niveles entre 5 y 8°C para producciones frigoríficas pequeñas [29]. Por tanto, la temperatura de retorno en el generador viene condicionada por este salto térmico, limitando a su vez el nivel térmico a la entrada del gas-cooler de recuperación. En base a estas estimaciones, se adopta una temperatura de entrada al gas-cooler de recuperación (T_{win_r1}) de 70°C, puesto que correspondería con la temperatura de salida del generador de una máquina de absorción en las condiciones nominales de funcionamiento, mientras que la temperatura de entrada al gas-cooler de disipación (T_{win}) simulará las condiciones ambientales. Es importante destacar que operar por debajo de la temperatura de diseño en el generador provoca que el rendimiento de los sistemas de absorción decaiga de forma exponencial [28].

Antes de realizar el análisis de recuperación de calor se proponen dos modelos de acoplamiento entre ambas instalaciones, puesto que el tipo de conexión realizado puede dotar de mayor flexibilidad a las variables de entrada al gas-cooler de recuperación de la instalación de compresión de vapor. En la figura 2.26 se ha representado la primera propuesta de conexionado, donde queda fija, tanto la temperatura de entrada al gas-cooler de recuperación, al ser impuesta por el salto térmico producido en el generador, como el caudal másico del fluido secundario que circula por dicho gas-cooler. Se Destaca la presencia de un sistema auxiliar de apoyo encargado de suministrar el nivel térmico y la energía complementaria para alcanzar la energía de activación requerida por el sistema de absorción cuando la energía recuperada sea insuficiente.

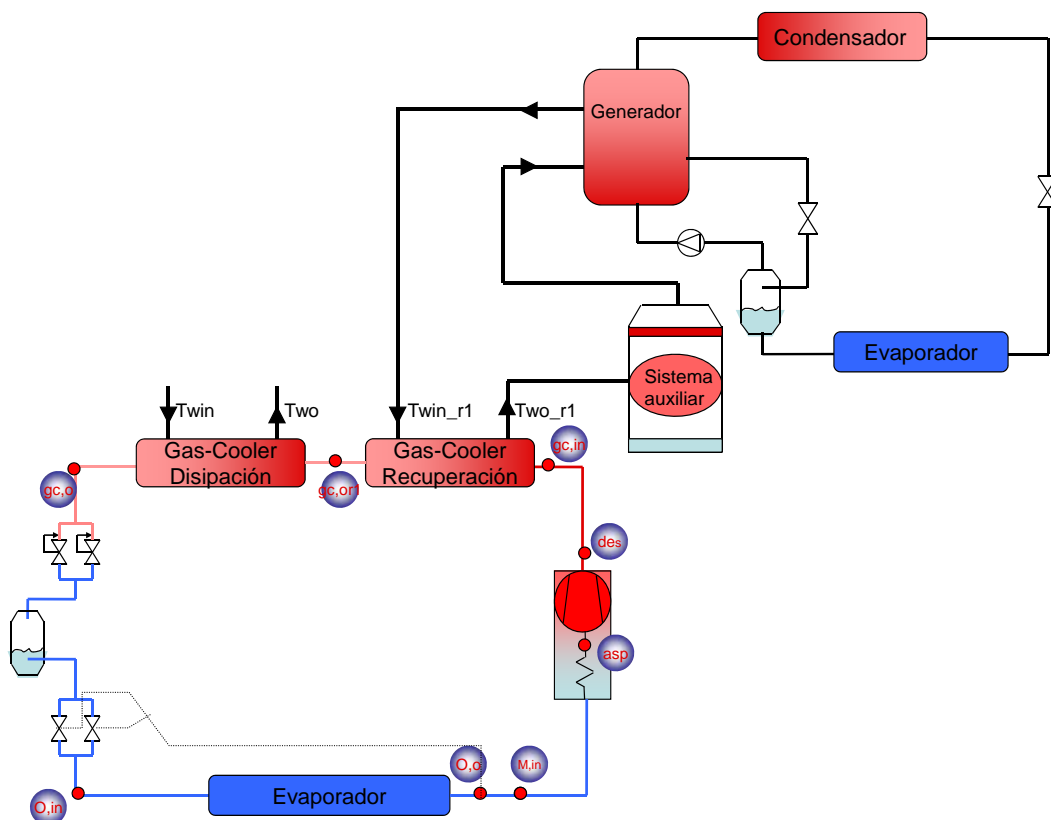


Figura 2.26.- Esquema de conexión tipo A.

En la figura 2.27 se ha representado el segundo esquema de conexionado propuesto.

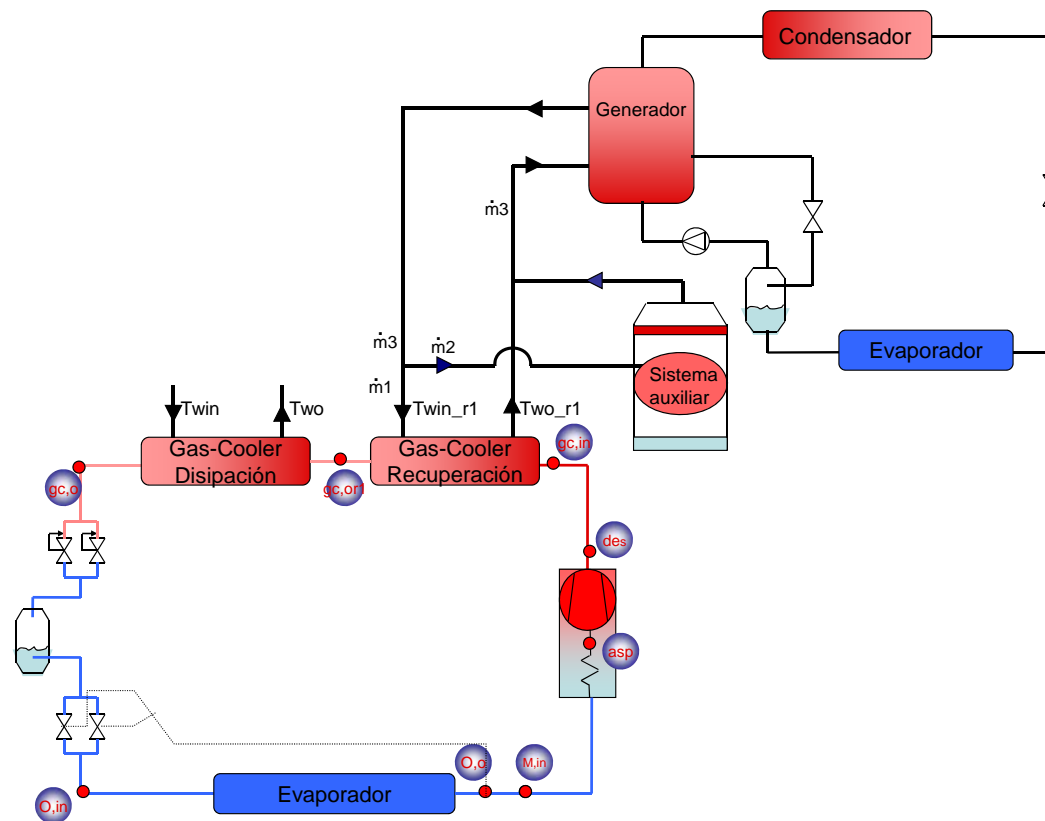


Figura 2.27.- Esquema de conexión tipo B.

El esquema de conexión tipo B permite bifurcar el caudal volumétrico de fluido secundario a la entrada del gas-cooler de recuperación, lo que permite poder generar mayor salto térmico en dicho intercambiador. Sin embargo, este método requiere incrementar la superficie del intercambiador para no penalizar la eficiencia durante el intercambio térmico. Depende de un buen diseño poder obtener el mayor salto térmico posible en el fluido secundario sin penalizar el punto hasta donde se enfría el refrigerante. Por ello, el primer análisis a abordar debe dar respuesta a la pregunta de qué longitud necesitaría cada uno de los dos intercambiadores que dividen el enfriamiento del refrigerante. Para realizar este cálculo se ha empleado el modelo matemático que se describirá en el capítulo 3 (apartado 3.4), empleando la correlación de Gnielinski para calcular el coeficiente de convección del refrigerante, como se ha comentado anteriormente.

El cálculo de las longitudes en cada una de las regiones de intercambio térmico se ha realizado manteniendo la misma potencia calorífica generada por el gas-cooler de 3 metros de longitud del que dispone la instalación real, considerando el punto de presión de máxima potencia frigorífica y para un barrido de tres temperaturas de entrada de agua al gas cooler de disipación ($T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, 30°C y 34°C). Además, para las condiciones anteriormente citadas, se han establecido tres caudales volumétricos en el gas-cooler de recuperación ($m_w=0.5\text{ m}^3/\text{h}$, $1\text{ m}^3/\text{h}$ y $2\text{ m}^3/\text{h}$) y tres approach diferentes que condicionan la cantidad de energía calorífica transmitida al fluido secundario en el gas-cooler de recuperación ($A_p=0.75^{\circ}\text{C}$, 2°C y 4°C). Estas dos variables (m_w y A_p) establecen una relación directa con la superficie necesaria para alcanzar la energía calorífica requerida en la etapa de diseño.

La primera conclusión interesante que muestra este estudio se expone en las figuras [2.28-2.30], donde se ha representado el incremento de longitud que supone intercambiar la misma energía calorífica generada con un único gas-cooler respecto a la superficie necesaria al dividir el enfriamiento en dos gas-cooler.

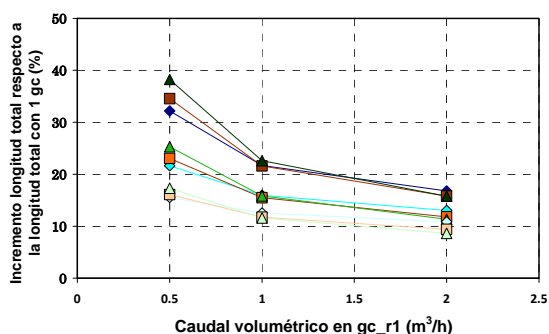


Figura 2.28.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

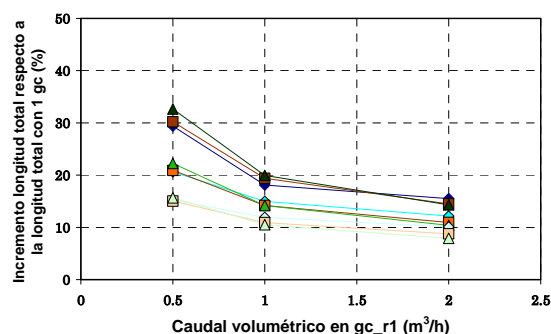


Figura 2.29.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

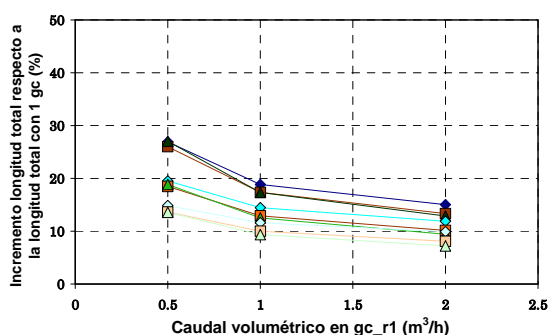


Figura 2.30.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

- ◆ $T_{\text{win}}=25^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ 2gc
- $T_{\text{win}}=30^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ 2gc
- ▲ $T_{\text{win}}=34^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ 2gc
- ◆ $T_{\text{win}}=25^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ 2gc
- $T_{\text{win}}=30^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ 2gc
- ▲ $T_{\text{win}}=34^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ 2gc
- ◇ $T_{\text{win}}=25^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ 2gc
- $T_{\text{win}}=30^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ 2gc
- △ $T_{\text{win}}=34^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ 2gc

Del análisis efectuado en las figuras [2.28-2.30] se infiere que la superficie de intercambio requerida se incrementa al dividir en dos tramos la región de disipación de energía, además, este incremento se acentúa más a medida que aumenta el nivel de evaporación, se reduce el approach y/o se reduce el flujo volumétrico de fluido secundario. El incremento de longitud se sitúa entre un [7-38]% al dividir en dos gas-cooler la energía total intercambiada por un gas-cooler de tres metros en la región de alta presión. Las ventajas de realizar un diseño que permita obtener intercambios térmicos con un approach pequeño se muestran en la mayor cantidad de energía que se podría intercambiar (debido a que el salto entálpico es mayor), en detrimento de la mayor longitud necesaria para realizar dicho intercambio.

En las figuras [2.31-2.33] se muestra la pérdida de potencia calorífica que supone realizar un diseño cuya superficie de intercambio permita obtener un approach de 2°C y 4°C , respecto con la energía que podría recuperarse con un approach de 0.75°C .

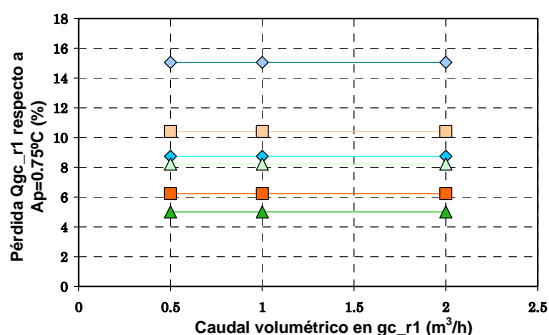


Figura 2.31.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^\circ\text{C}$. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

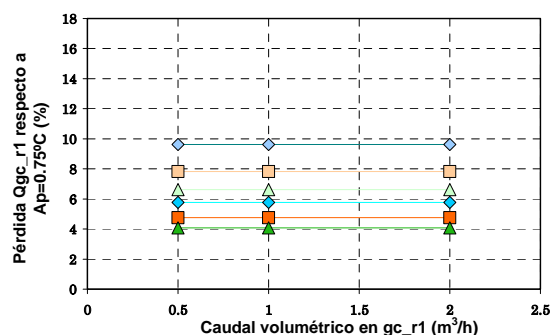


Figura 2.32.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $A_p=0.75^\circ\text{C}$. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

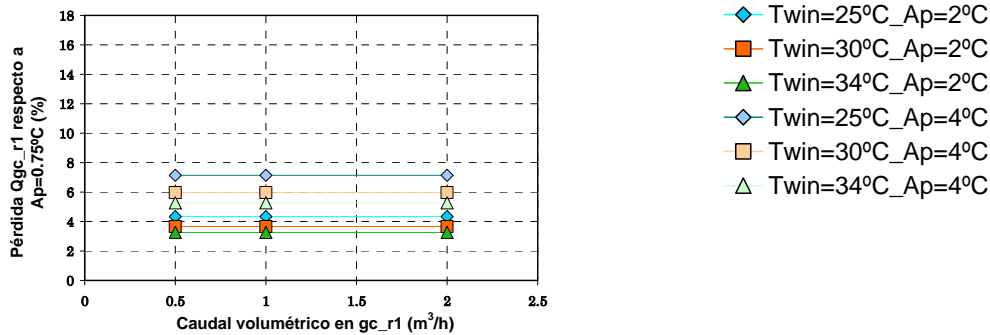


Figura 2.33.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $Ap=0.75^\circ C$. $To=-13^\circ C$.

Para finalizar con la primera etapa de diseño que nos permita seleccionar las superficies necesarias de los dos intercambiadores que se colocan en la región de alta presión, se expone en las figuras [2.34-2.36] las longitudes de intercambio obtenidas en cada una de las condiciones comentadas anteriormente.

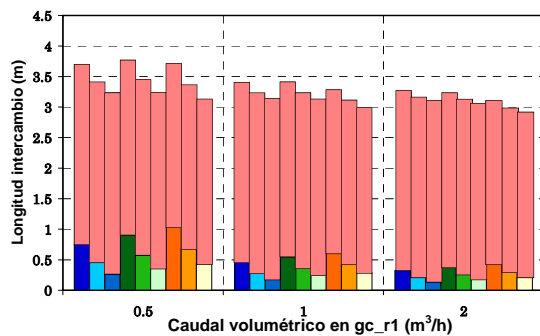


Figura 2.34.- Longitudes de intercambio térmico. $To=-2^\circ C$.

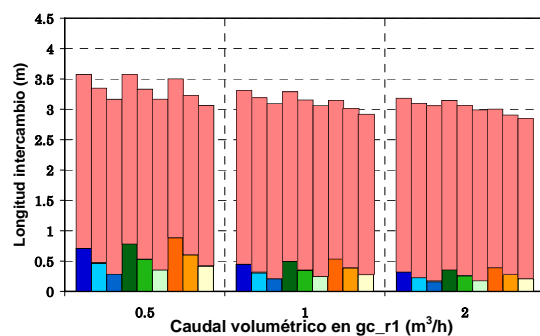


Figura 2.35.- Longitudes de intercambio térmico. $To=-7^\circ C$.

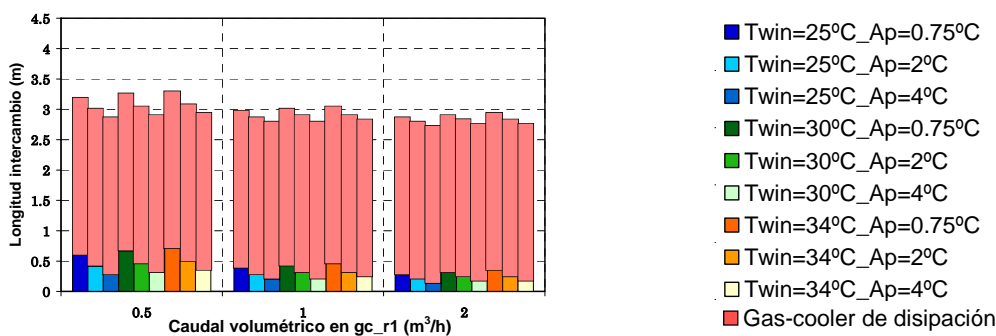


Figura 2.36.- Longitudes de intercambio térmico. $To=-13^\circ C$.

Del análisis expuesto en las figuras [2.34-2.36] se denota que la superficie más crítica se produce en unas determinadas condiciones de operación para el gas-cooler de recuperación, las cuales, no coinciden con las condiciones de operación donde el gas-cooler de disipación requiere la mayor superficie. La máxima longitud en cada uno de los dos intercambiadores de calor se establece en 1 metro para el intercambiador que recupera la energía calorífica y de 3 metros en el intercambiador que disipa el resto de energía calorífica. Por tanto, los resultados que se mostrarán durante este análisis se obtienen a partir de estas longitudes de intercambio, donde cabe tener en cuenta que el diseño del intercambiador de recuperación se ha realizado para un caudal mínimo de $0.5 m^3/h$, y de $1 m^3/h$ para el intercambiador de disipación de energía.

Volviendo al esquema de conexión tipo B mostrado en la figura 2.27, el caudal volumétrico que circula por el sistema auxiliar queda condicionado por las variaciones de caudal en el fluido secundario que circula por el gas-cooler de recuperación (\dot{m}_1) y por el flujo solicitado en el sistema de absorción (\dot{m}_3), de acuerdo con la expresión ec.2.17

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1 \quad \text{ec. 2.17}$$

Por tanto, la reducción del flujo másico del fluido secundario que intercambia calor con el gas-cooler de recuperación (\dot{m}_1) provoca tres efectos: niveles térmicos en el fluido secundario más elevados a la salida del gas-cooler de recuperación (T_{wo_r1}), incrementos del flujo másico que circula por el sistema auxiliar (\dot{m}_2) y saltos térmicos proporcionados por dicho equipo inferiores.

La gráfica de la figura 2.37 muestra la energía calorífica transmitida al fluido secundario tras el intercambio térmico producido en el gas-cooler de recuperación (\dot{Q}_{gc_r1}), representando dicha energía calorífica para los tres niveles de evaporación estudiados. Esta energía calorífica se ha evaluado haciendo circular el fluido secundario a un caudal volumétrico de $1\text{m}^3/\text{h}$, dado que a este caudal, la eficiencia del gas-cooler se mantiene a un valor elevado en todos los puntos de funcionamiento analizados. Además, como la variación de la temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler de disipación no influye ni afecta en la potencia calorífica intercambiada en el gas-cooler de recuperación, sobre cada una de las potencias caloríficas representadas se ha indicado los puntos de presión que optimizan la eficiencia energética de la instalación al variar la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de disipación.

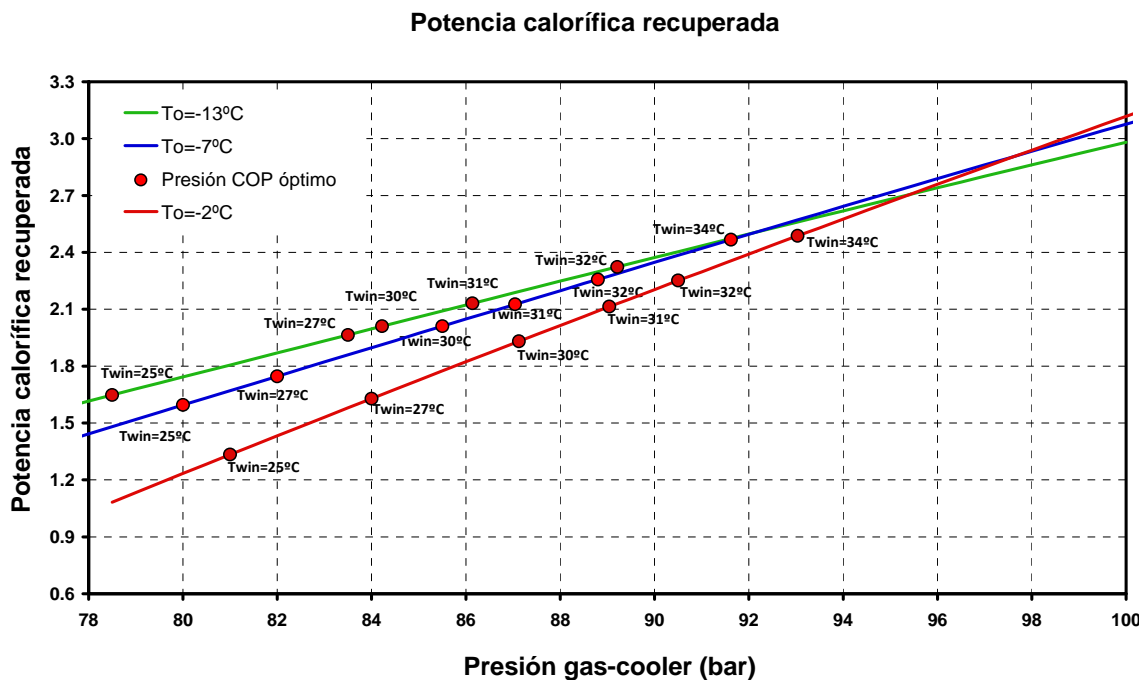


Figura 2.37.- Evolución de la potencia calorífica recuperada.

La evolución de la potencia calorífica generada en el gas-cooler de recuperación (\dot{Q}_{gc_r1}), adopta un comportamiento linealmente dependiente con la presión de gas-cooler en cada uno de los tres niveles de evaporación estudiados. Además, se observa que la sensibilidad de la potencia calorífica recuperada se incrementa tras operar con niveles de evaporación más elevados, por tanto, los aumentos en la presión de gas-cooler son más significativos en la potencia calorífica que se recupera a medida que se incrementa el nivel de evaporación.

Conocida la potencia calorífica recuperada, las gráficas [2.38-2.40] muestran el nivel térmico que se puede alcanzar a la salida del fluido secundario del gas-cooler de recuperación. Se

observa que esta temperatura se incrementa tras disminuir el caudal volumétrico de fluido secundario, aumentar la presión en gas-cooler y reducir el caudal másico de refrigerante.

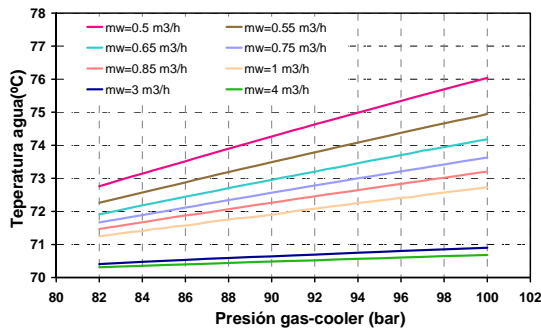


Figura 2.38.- Temperatura de recuperación del fluido secundario.
 $T_o = -2^\circ\text{C}$.

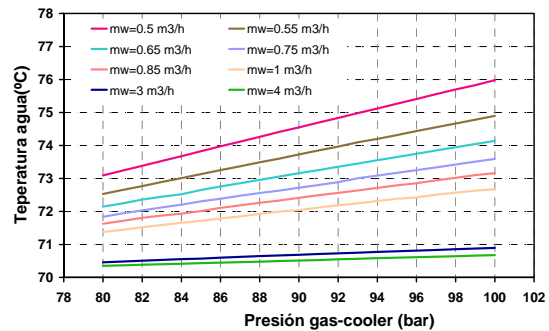


Figura 2.39.- Temperatura de recuperación del fluido secundario.
 $T_o = -7^\circ\text{C}$.

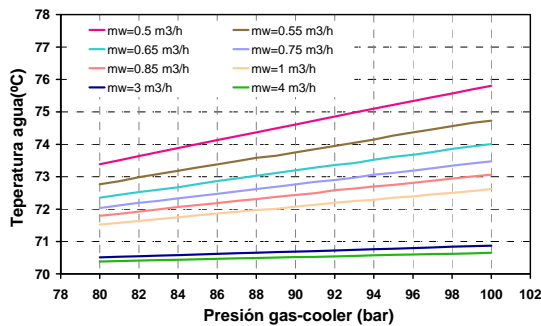


Figura 2.40.- Temperatura de recuperación del fluido secundario.
 $T_o = -13^\circ\text{C}$.

La energía calorífica recuperada aumenta conforme lo hace la presión de gas-cooler para el nivel térmico de entrada de agua al gas-cooler de 70°C , tal como se indicó en la gráfica 2.37. Como la región de estudio se encuentra definida entre el punto donde se optimiza el COP y el que maximiza la potencia frigorífica, la máxima potencia calorífica se encontrará en el punto de máxima presión, es decir, cuando la instalación opere a la presión que maximiza la potencia frigorífica. Las gráficas [2.41-2.43] muestran el porcentaje de potencia calorífica que se recupera en cada punto de funcionamiento del intervalo mencionado respecto al valor de potencia calorífica en el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica. Los puntos rojos indican los puntos de máximo rendimiento energético de la instalación.

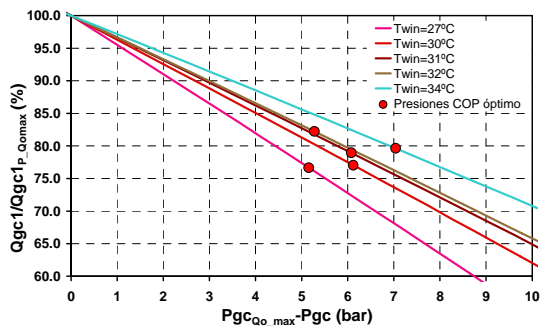


Figura 2.41.- Potencia calorífica respecto a la máxima potencia generada. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

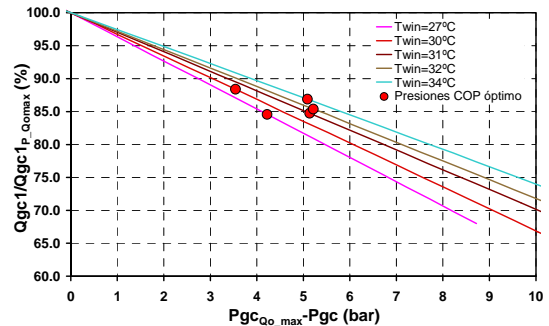


Figura 2.42.- Potencia calorífica respecto a la máxima potencia generada. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

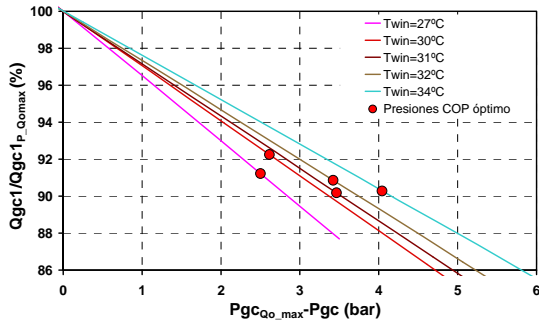


Figura 2.43.- Potencia calorífica recuperada respecto a la máxima potencia generada. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Este estudio refleja cómo al aumentar la presión de gas-cooler por encima de la presión que optimiza el rendimiento energético se generan incrementos en la potencia calorífica recuperada, pudiendo proporcionar hasta un 24% más de la potencia calorífica que se recupera respecto a los puntos de funcionamiento de eficiencia óptima. Como ya se ha comentado al inicio de este apartado, operar en un punto de funcionamiento superior al valor de presión que optimiza el COP provoca que se reduzca el rendimiento frigorífico del equipo si solo se contabiliza la energía frigorífica que absorbe el evaporador, sin embargo, el rendimiento del equipo se incrementa en el caso de aprovechar las energías de los dos focos térmicos a los que trabaja la instalación. Por ello, las gráficas [2.44-2.46] muestran el incremento que se obtiene en cuanto a COP global cuando se incrementa la presión por encima del punto de presión óptima, en detrimento del decremento en el COP frío.

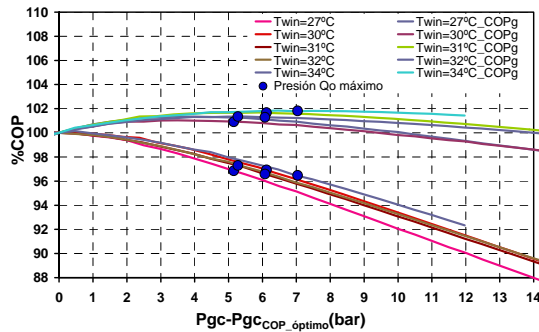


Figura 2.44.- Porcentaje de COP respecto al valor de $\text{COP}_{\text{óptimo}}$. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

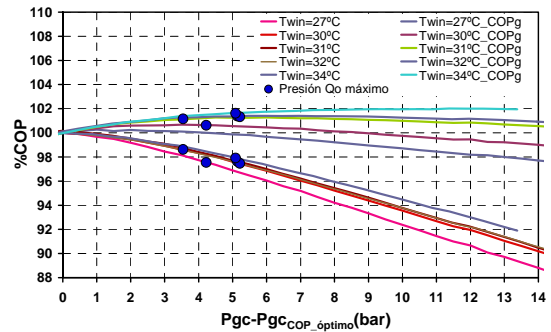


Figura 2.45.- Porcentaje de COP respecto al valor de $\text{COP}_{\text{óptimo}}$. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

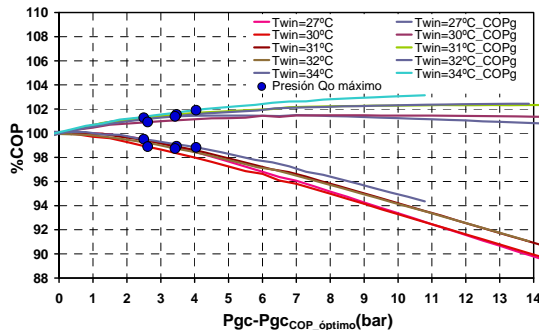


Figura 2.46.- Porcentaje de COP respecto al valor de $\text{COP}_{\text{óptimo}}$. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Los resultados mostrados en las figuras [2.44-2.46] muestran claramente que el punto de funcionamiento óptimo en esta instalación, en el caso de recuperar la energía disipada hacia el foco caliente, se corresponde con el punto de presión de máxima producción frigorífica. En

algunos casos se observa que para presiones superiores a la presión correspondiente a la máxima producción frigorífica, el rendimiento global continúa creciendo, aunque cabe tener en cuenta que a partir de dicho punto se empieza a penalizar la producción frigorífica. Como la idea de diseño es optimizar el rendimiento energético de una instalación de producción de frío, se considera como límite el punto a partir del cual empeore la producción frigorífica.

El nivel térmico del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de recuperación con el que se realiza este análisis provoca que de toda la energía calorífica generada por el ciclo de compresión de vapor solo una pequeña fracción pueda ser aprovechada. Este hecho queda reflejado en la gráfica de las figuras [2.47-2.49], donde se ha representado la potencia calorífica recuperada y la disipada a la atmósfera respecto a la total generada para los puntos de presión que maximizan la potencia frigorífica.

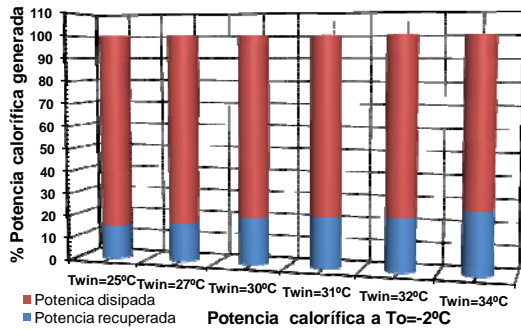


Figura 2.47.- Qgc recuperada y disipada. To = -2°C.

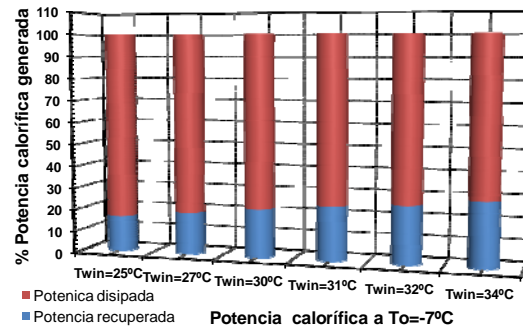


Figura 2.48.- Qgc recuperada y disipada. To = -7°C.

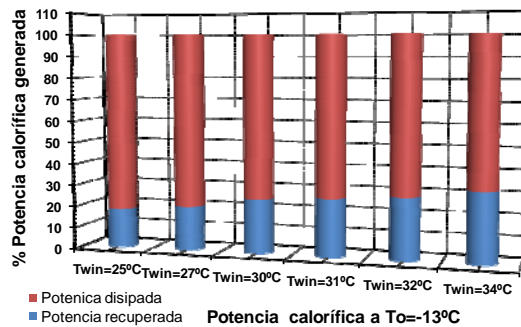


Figura 2.49.- Qgc recuperada y disipada. To = -13°C.

Los resultados obtenidos muestran incrementos de la energía calorífica recuperada respecto a la total transferida conforme desciende la temperatura de evaporación y aumenta la temperatura de agua a la entrada al gas-cooler de disipación (T_{win}). La energía calorífica recuperada en ningún caso supera el 30% de la total generada, disipando a la atmósfera, en el mejor de los casos, el 70% del total de la energía cedida al foco caliente. La potencia calorífica recuperada se encuentra comprendida en el rango [1.3÷3.1] kW, lo que imposibilita activar algún sistema de absorción comercial con el ciclo de compresión de vapor estudiado, sin embargo, es posible cumplir con las exigencias térmicas como se ha demostrado a lo largo de este apartado. Por tanto, se deduce que a partir de sistemas de compresión de vapor con mayor capacidad frigorífica es posible proporcionar la potencia calorífica demandada al nivel térmico requerido para activar algún ciclo de absorción comercial.

A la vista de los resultados obtenidos surgen dos posibilidades interesantes: complementar la energía calorífica recuperada con sistemas auxiliares hasta alcanzar la energía requerida para activar los sistemas de absorción comerciales o diseñar un sistema de absorción cuya potencia térmica requerida en el generador se encuentre en el mismo orden de magnitud que la potencia calorífica recuperada en la instalación de compresión de vapor. Tomando como referencia valores de eficiencia energética en los sistemas de absorción comprendidos

entre [0.6÷0.7] [40], se estima que la capacidad frigorífica proporcionada por la instalación de absorción en las condiciones comentadas estaría comprendida entre [0.96÷2.24]kW.

La combinación entre la escasa energía calorífica recuperada y el gran porcentaje de energía disipada al ambiente posibilita la opción de plantear el empleo de otro gas-cooler de recuperación que permita la recuperación de la energía calorífica destinada a ser aprovechada en aplicaciones que requieran un nivel térmico intermedio. El esquema de la figura 2.50 muestra el sistema planteado.

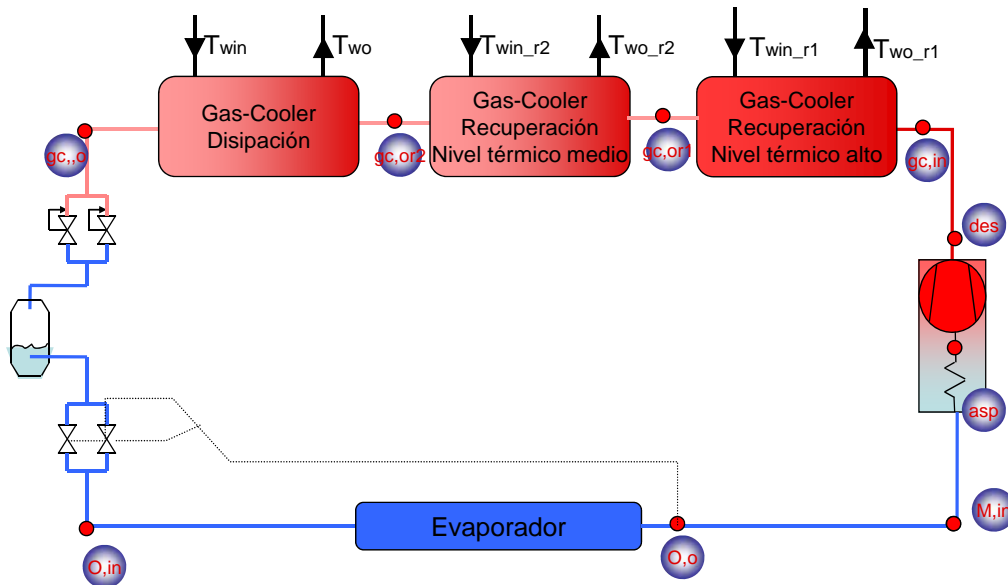


Figura 2.50.- Esquema de recuperación de energía calorífica a dos niveles térmicos diferentes.

Al introducir un nuevo gas-cooler y dividir en una etapa más el enfriamiento del refrigerante, cabe volver a diseñar la superficie de estos intercambiadores. En la figura [2.51-2.53] se muestra el incremento de longitud respecto a la longitud con un único gas-cooler que supone dividir la potencia calorífica total en tres etapas, donde se llegan a contemplar incrementos de longitud comprendidos entre [5-180] %.

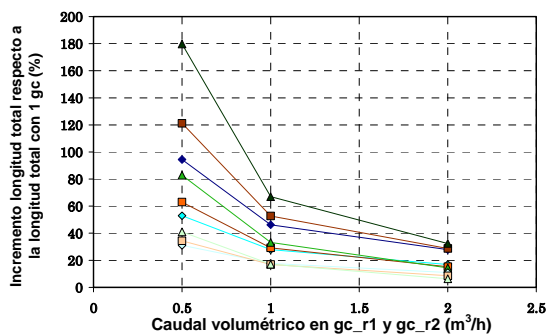


Figura 2.51.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. To=-2°C.

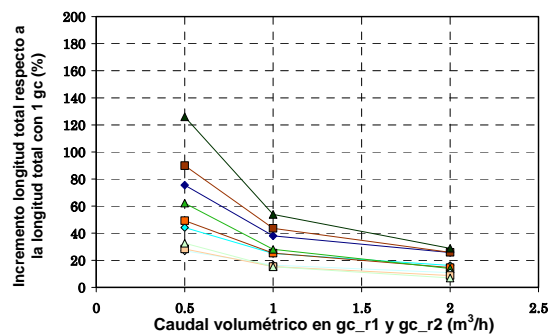


Figura 2.52.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. To=-7°C.

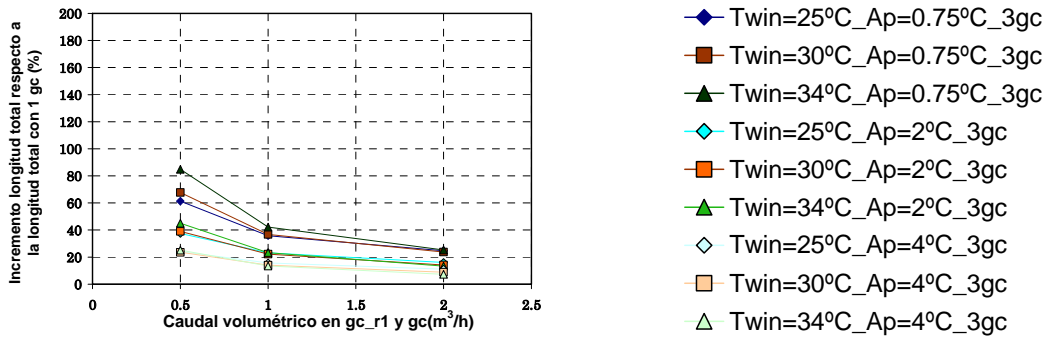


Figura 2.53.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Para obtener la superficie que necesita el gas-cooler intermedio se ha empleado el mismo procedimiento de dimensionado que el mostrado para el gas-cooler de recuperación al nivel térmico alto. En las figuras [2.54-2.56] se exponen las longitudes necesarias para el gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio con $T_{win} = 45^\circ\text{C}$, donde se decide seleccionar una longitud de 2 metros para dicho gas-cooler. Por tanto, el diseño de la región de alta presión se establece en una longitud de 3 metros para el gas-cooler de disipación, 2 metros para el gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio y 1 metro para el gas-cooler de recuperación a nivel térmico alto. Este diseño supone ampliar al doble la longitud que tiene el gas-cooler de la instalación cuando opera sin recuperar la energía del foco caliente, pero posibilita, tanto aprovechar al máximo la energía calorífica que se podría obtener en cada etapa del enfriamiento, como incrementar el salto térmico del fluido secundario en los dos gas-cooler de recuperación.

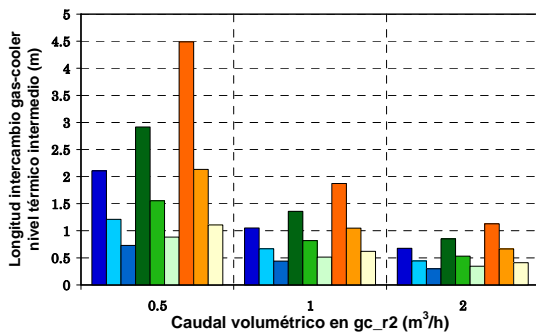


Figura 2.54.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

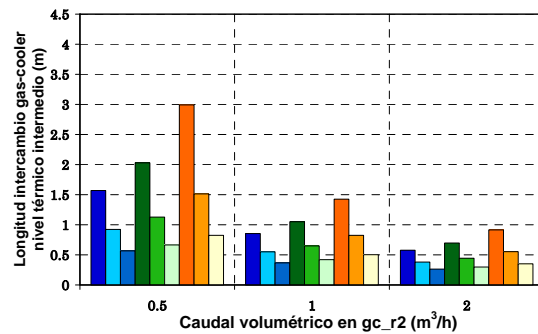


Figura 2.55.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

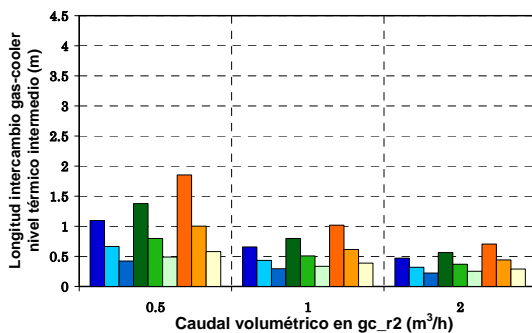
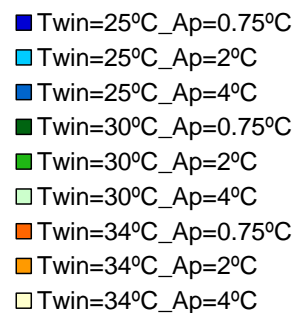


Figura 2.56.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.



Con este sistema que cuenta con tres gas-cooler en la región de alta presión, la energía calorífica aprovechada alcanza valores superiores al 60% de la total generada, donde se recuerda que el nivel térmico a la entrada del gas-cooler de recuperación a nivel intermedio ($T_{win,r2}$) es de 45°C . En la figura 2.57 se ha representado las potencias caloríficas generadas

en cada uno de los tres intercambiadores mostrados en la figura 2.50 para cada temperatura de evaporación estudiada y en el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica en $T_{win}=30^{\circ}\text{C}$.

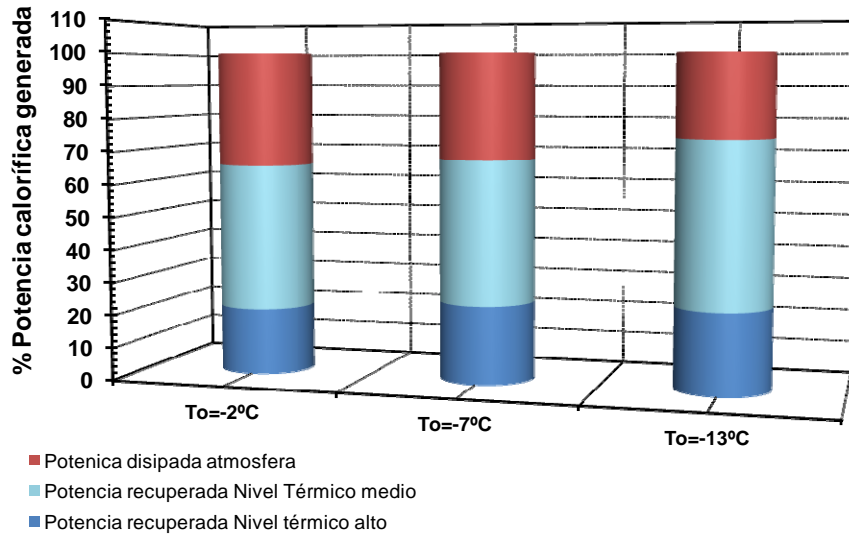


Figura 2.57.- Porcentaje de energía calorífica generada en cada uno de los tres intercambiadores.

Por último, se presenta en la figura 2.58 el nivel térmico con el que se podría recuperar la energía generada en el gas-cooler intermedio. El nivel térmico se ha representado para distintas variaciones de caudal volumétrico en el fluido secundario y referidos al mismo punto de operación que el comentado en la figura 2.57. Es necesario remarcar que la longitud que se ha tomado en la etapa de diseño posibilita poder reducir el caudal volumétrico del fluido secundario en determinadas condiciones de operación, lo que permite poder incrementar el salto térmico en dicho fluido cuando las condiciones de operación requieran una superficie menor para la cual esta diseñado.

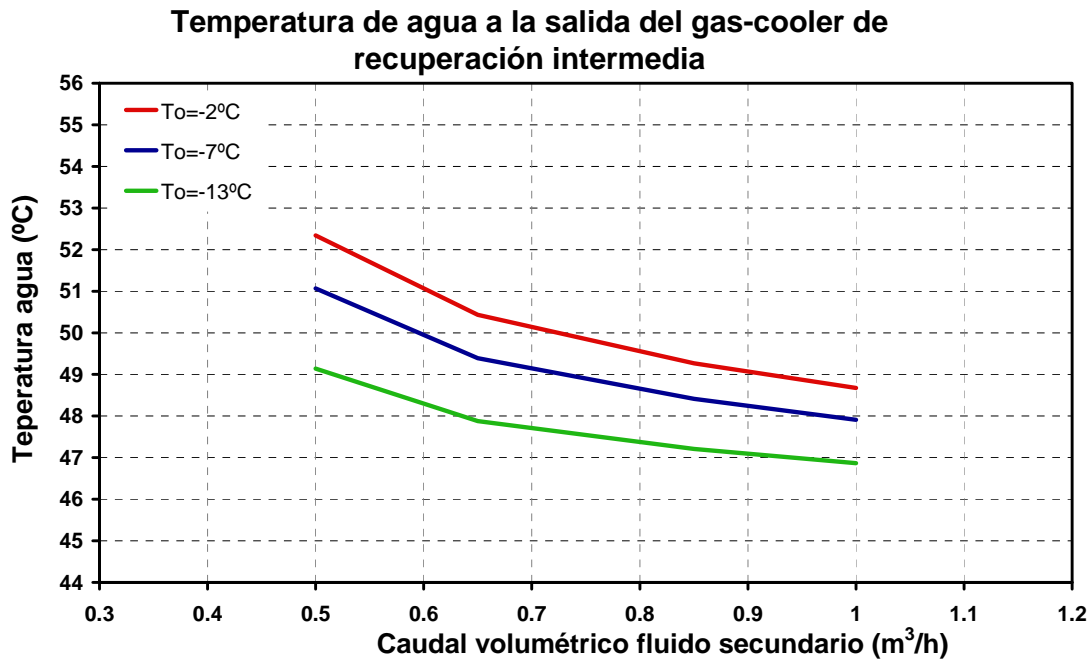


Figura 2.58.- Temperatura de salida del agua en el intercambiador intermedio con una entrada de 45°C ($T_{win,r2}$).

2.5.1.2- Estudio de recuperación al nivel térmico necesario para activar un sistema de adsorción.

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado sorpción, que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos (adsorción y desorción), en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía adsorbe y desorbe una materia en estado gaseoso [41]. Algunos prototipos se han diseñado para utilizar el calor residual o la energía solar como las principales fuentes de energía. El calor residual puede ser aprovechado de los motores diesel o de las centrales eléctricas, en sistemas combinados de refrigeración, calefacción y electricidad (CCHP). Los enfriadores de silica gel-agua pueden ser alimentados por agua caliente a partir de 55°C. El COP, normalmente se encuentra comprendido entre 0.2 y 0.6, y en algunas máquinas comerciales puede llegar a alcanzar hasta 0.7. La utilización de este tipo de enfriadores en los sistemas CCHP, hospitales y edificios aún se encuentra en tema de debate. Respecto a las ventajas, los sistemas de sorción todavía presentan algunos inconvenientes tal como los bajos niveles de potencia frigorífica absorbida y de COP [42].

El análisis planteado para esta aplicación seguirá las mismas pautas que el realizado en el apartado 2.5.1.1, tomando como esquema de acoplamiento entre la instalación de compresión de vapor y la de adsorción el esquema planteado en la figura 2.27. Es importante recordar que los resultados que se muestran en este apartado corresponden con temperaturas de agua a la entrada del gas-cooler de recuperación de 60°C ($T_{win,r1}$).

El diseño de los dos intercambiadores en los que queda dividido el enfriamiento del refrigerante en la región de alta presión, nos conduce a incrementos en las superficies de intercambio aún superiores a la superficie total requerida para recuperar la energía calorífica a $T_{win,r1}=70^\circ\text{C}$, ya que el salto entálpico se incrementa en 10°C. En las figuras [2.59-2.61] se expone el incremento de longitud que supone dividir en dos etapas el enfriamiento del refrigerante y recuperar la energía calorífica con una $T_{win,r1}=60^\circ\text{C}$ en la primera etapa, respecto a la superficie requerida por un único gas-cooler. En todo momento se mantiene constante la $T_{gc,in}$ y $T_{gc,o}$.

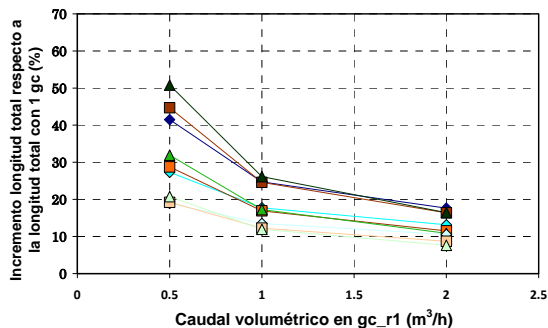


Figura 2.59.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-2^\circ\text{C}$.

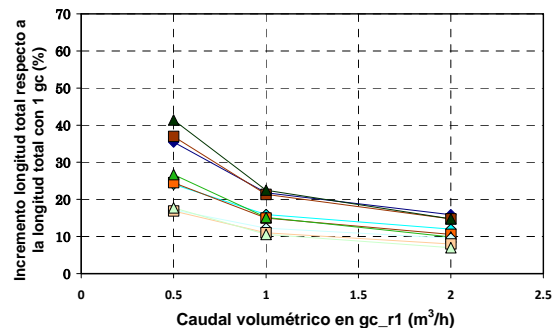


Figura 2.60.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-7^\circ\text{C}$.

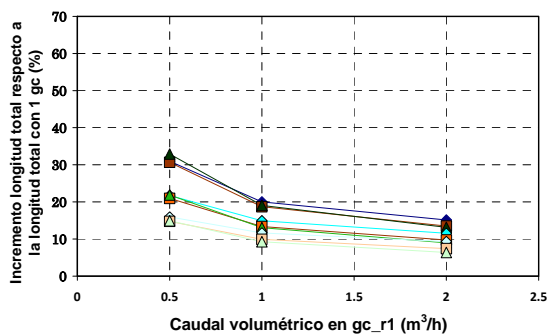


Figura 2.61 Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o=-13^\circ\text{C}$.

- ◆ $T_{win}=25^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- $T_{win}=30^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- ▲ $T_{win}=34^\circ\text{C}$ $A_p=0.75^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- ◆ $T_{win}=25^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- $T_{win}=30^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- ▲ $T_{win}=34^\circ\text{C}$ $A_p=2^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- ◇ $T_{win}=25^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- $T_{win}=30^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ $_{2gc}$
- △ $T_{win}=34^\circ\text{C}$ $A_p=4^\circ\text{C}$ $_{2gc}$

Pese a las mayores superficies que se requieren con este nivel térmico de recuperación ($T_{win,r1}=60^{\circ}\text{C}$), los approach estudiados en esta primera etapa de diseño resultan tener menor influencia en la potencia calorífica recuperada en comparación con la influencia mostrada en el nivel térmico de recuperación $T_{win,r1}=70^{\circ}\text{C}$, ya que, como se muestra en las figuras [2.59,2.61], la pérdida de potencia calorífica se sitúa en valores inferiores al 10% al incrementar el approach a 2°C y 4°C respecto con la potencia recuperada con un approach de 0.75°C .

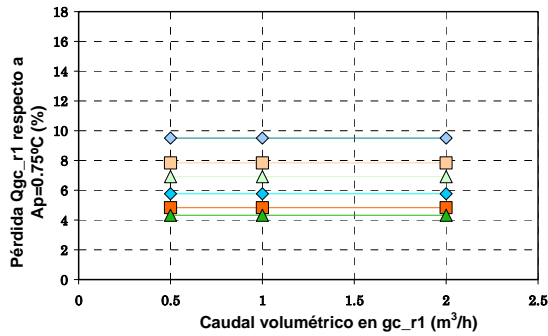


Figura 2.59.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $Ap=0.75^{\circ}\text{C}$. $To=-2^{\circ}\text{C}$.

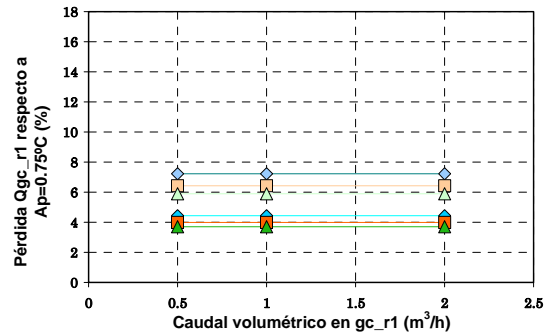


Figura 2.60.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $Ap=0.75^{\circ}\text{C}$. $To=-7^{\circ}\text{C}$.

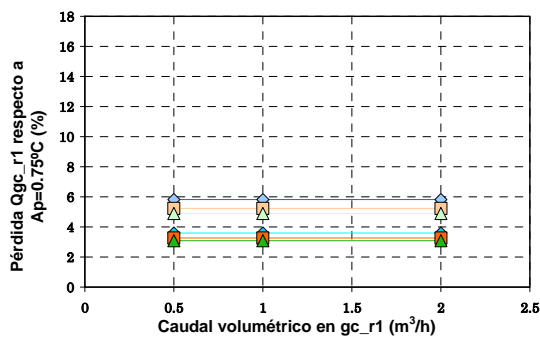


Figura 2.61.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} obtenida con un $Ap=0.75^{\circ}\text{C}$. $To=-13^{\circ}\text{C}$.

- ◆ $T_{win}=25^{\circ}\text{C}_{Ap}=2^{\circ}\text{C}$
- $T_{win}=30^{\circ}\text{C}_{Ap}=2^{\circ}\text{C}$
- ▲ $T_{win}=34^{\circ}\text{C}_{Ap}=2^{\circ}\text{C}$
- ◇ $T_{win}=25^{\circ}\text{C}_{Ap}=4^{\circ}\text{C}$
- $T_{win}=30^{\circ}\text{C}_{Ap}=4^{\circ}\text{C}$
- △ $T_{win}=34^{\circ}\text{C}_{Ap}=4^{\circ}\text{C}$

Para obtener un diseño óptimo se debe decidir cual es la superficie necesaria que permite cumplir con todos los requerimientos establecidos. En las figuras [2.62-2.64] se muestran las longitudes de cada uno de los dos intercambiadores de calor que componen cada una de las dos etapas en los que queda dividido el enfriamiento del refrigerante en la región de alta presión.

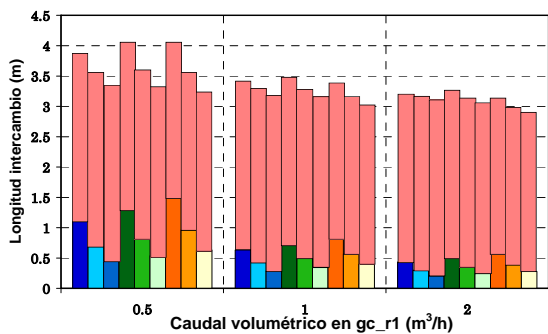


Figura 2.62.- Longitudes de intercambio térmico. $To=-2^{\circ}\text{C}$.

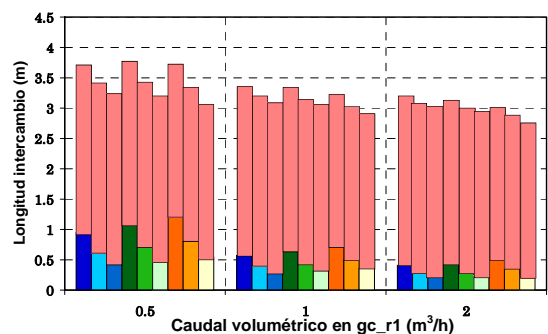


Figura 2.63.- Longitudes de intercambio térmico. $To=-7^{\circ}\text{C}$.

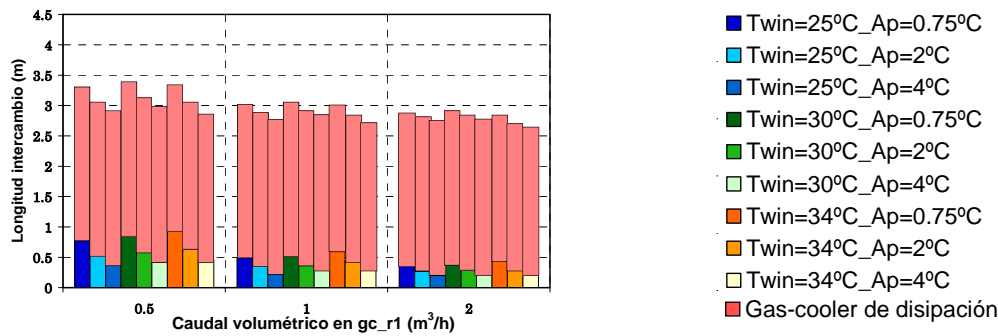


Figura 2.64.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Tras analizar estos resultados se decide dimensionar con un metro de longitud el intercambiador que recupera la energía calorífica para activar la instalación de adsorción y con tres metros el intercambiador que disipa el resto de energía calorífica. A partir de estas superficies, se exponen en la figura 2.65, las potencias caloríficas generadas en el gas-cooler de recuperación para los distintos niveles de evaporación estudiados y con un caudal volumétrico $m_{win,r1} = 1\text{m}^3/\text{h}$, donde se vuelve a observar un comportamiento creciente de la energía calorífica con los incrementos en la presión de gas-cooler.

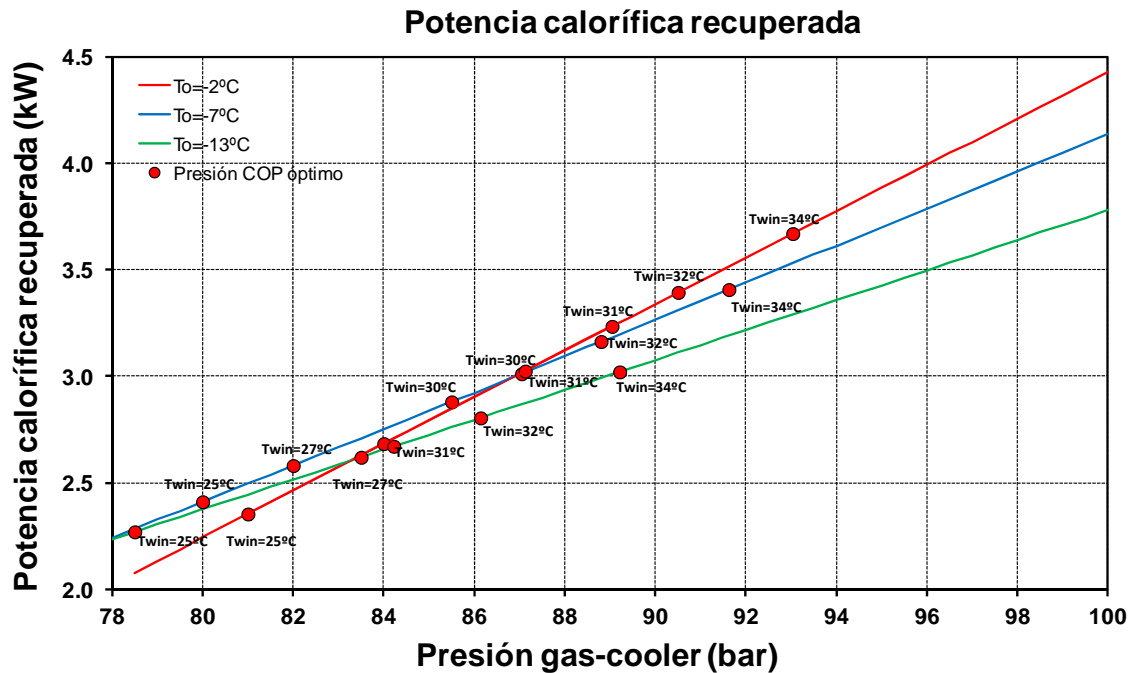


Figura 2.65.- Evolución de la potencia calorífica recuperada. $T_{win,r1} = 60^\circ\text{C}$.

Cabe volver a comentar que la potencia calorífica generada en el gas-cooler de recuperación al nivel térmico correspondiente a $T_{win,r1} = 60^\circ\text{C}$, no depende de la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de disipación (T_{win}), así que para cualquier T_{win} , la potencia calorífica recuperada sólo se verá afectada por la variación de la presión de gas-cooler y por el flujo volumétrico que circule por el gas-cooler de recuperación, encontrándose estas variables relacionadas con la superficie de intercambio disponible.

Como ocurría en el apartado anterior (figura 2.37), la potencia calorífica recuperada sigue manteniendo un comportamiento linealmente creciente con los incrementos de presión en el gas-cooler, por lo que se incrementa la potencia calorífica recuperada al incrementar la presión hasta el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica. El nivel térmico que puede alcanzarse en el fluido secundario para esta potencia calorífica se presenta en la figura 2.66, donde se ha representado la temperatura del fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación en función de las variaciones de flujo volumétrico en dicho fluido y

para los puntos de presión que optimizan el COP y maximizan la potencia frigorífica. En este punto, es necesario volver a recordar que el diseño adoptado para el intercambiador de calor posibilita reducir el caudal volumétrico del fluido secundario por debajo de los 0.5m³/h en muchos puntos de operación, por lo que el salto térmico en el fluido secundario podría incrementarse en función de las necesidades del equipo.

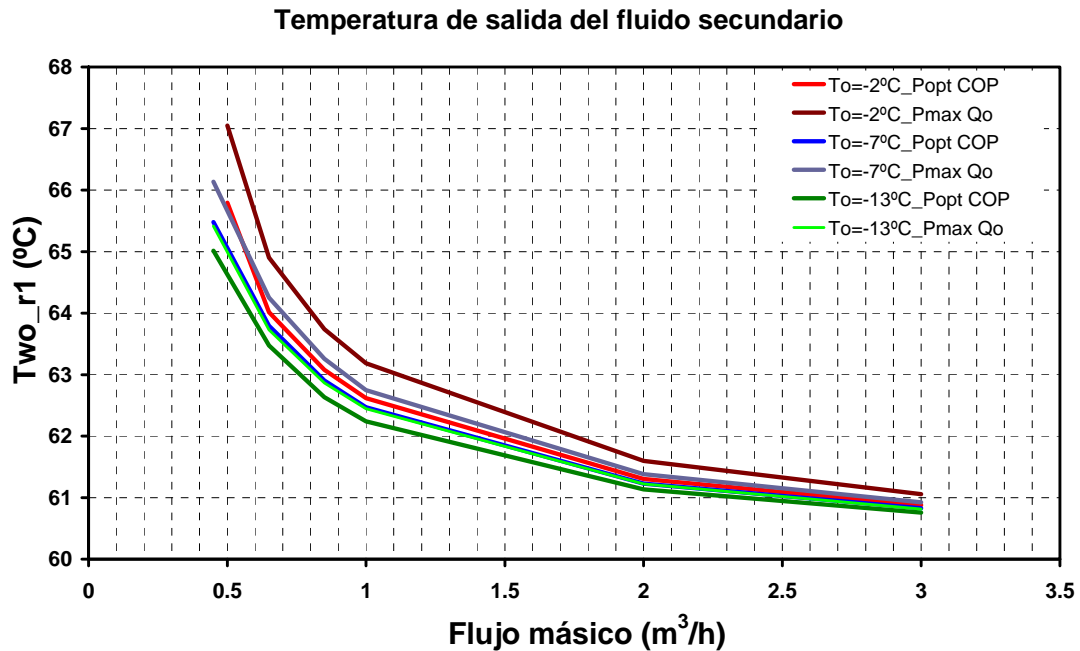


Figura 2.66.- Nivel térmico en el fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación.

Como la potencia calorífica intercambiada en el gas-cooler de recuperación se incrementa con los aumentos de presión (ver figura 2.65), el siguiente estudio permite evaluar cuantitativamente el incremento en la potencia calorífica recuperada que supone pasar del punto de presión de eficiencia óptima al de máxima potencia frigorífica. Este hecho queda reflejado en la figuras [2.67-2.69], donde se ha representado la potencia calorífica recuperada en cada punto de funcionamiento respecto a la potencia recuperada al nivel de presión de máximo Q_o , que es el valor máximo de energía calorífica que se podría recuperar en el intervalo estudiado [P_{opt_COP} , P_{max_Qo}]. Las diferencias entre la energía calorífica recuperada entre los puntos de presión de máxima potencia frigorífica y COP óptimo se acentúan a medida que se incrementa el nivel de evaporación, llegando a obtener diferencias de hasta un 14% en los niveles de evaporación más elevados frente a incrementos de un 8% para el nivel de evaporación inferior.

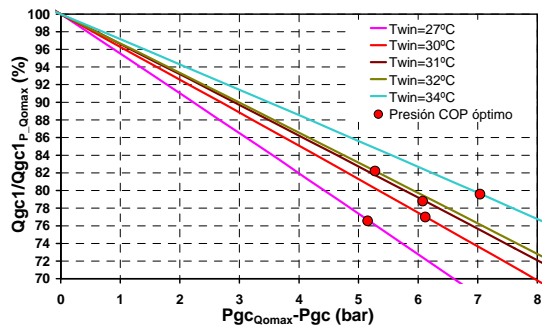


Figura 2.67.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

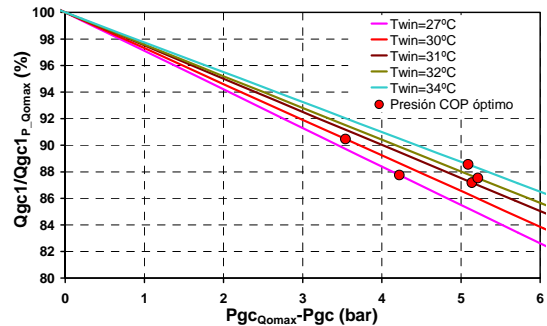


Figura 2.68.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

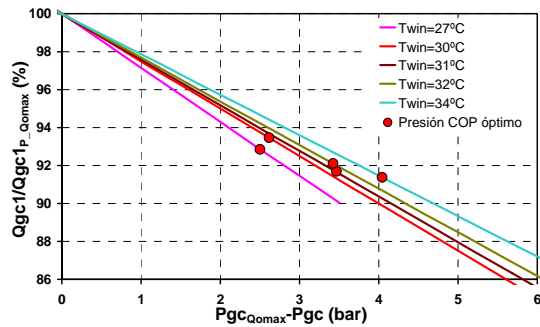


Figura 2.69.- Potencia calorífica recuperada y disipada. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Como ya se comentó durante el estudio de recuperación en el que la energía recuperada se empleaba para activar una máquina de absorción, al incrementar la presión en el gas-cooler se consigue incrementar la energía calorífica recuperada a costa de penalizar la eficiencia frigorífica de la instalación. Sin embargo, si se aprovechan las energías frigorífica y calorífica se consigue incrementar la eficiencia global del sistema como se indica en las figuras [2.70-2.72], donde se ha representado la evolución de la eficiencia de la instalación respecto a los incrementos de presión para dos casos particulares: contabilizando solo la energía frigorífica y aprovechando ambas energías. El análisis refleja la necesidad de encontrar un punto de presión que optimice el comportamiento de la instalación cuando el modo de funcionamiento permita aprovechar la energía en ambos focos térmicos.

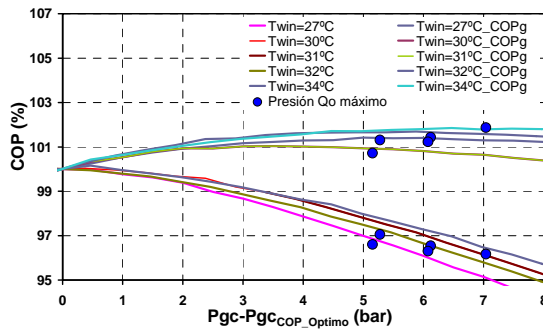


Figura 2.70.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

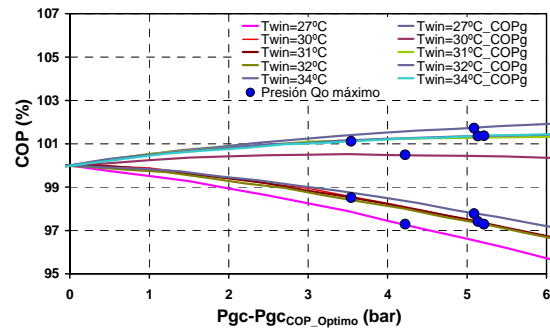


Figura 2.71.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

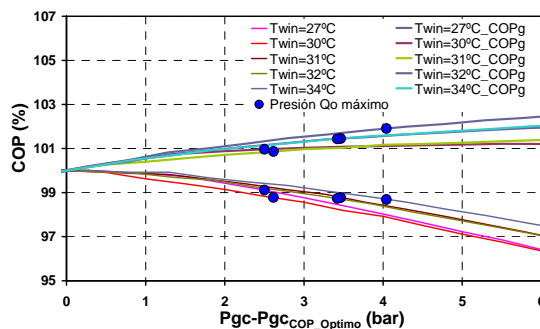


Figura 2.72.- Porcentaje de COP respecto al valor óptimo. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Por otro lado, la energía calorífica recuperada a este nivel térmico ($T_{win,r1}=60^\circ\text{C}$) aún es inferior a la energía disipada, sin embargo, al comparar esta energía recuperada con la generada en el nivel térmico de $T_{win,r1}=70^\circ\text{C}$ se consiguen incrementos de hasta un 17% más de energía calorífica, como se observa en las gráficas [2.73-2.75].

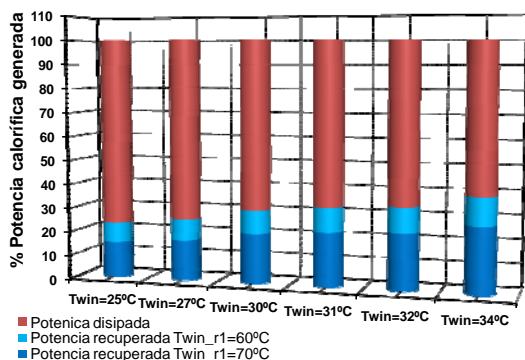


Figura 2.73.- Distribución de la energía calorífica. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

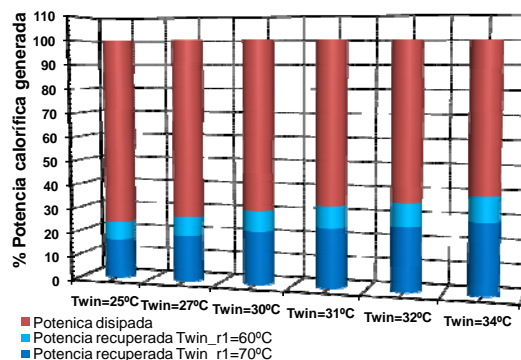


Figura 2.74.- Distribución de la energía calorífica. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

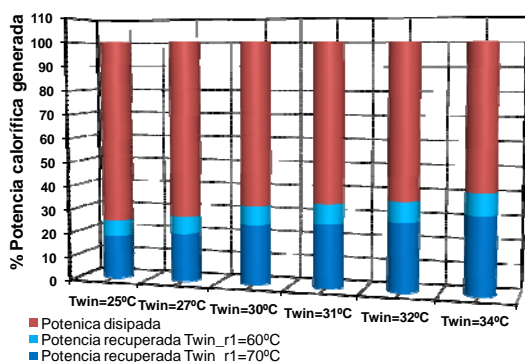


Figura 2.75.- Distribución de la energía calorífica. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Del estudio expuesto en las gráficas [2.73-2.75] se extraen varias conclusiones interesantes. En primer lugar, la energía calorífica aprovechada en el gas-cooler de recuperación aumenta respecto a la energía calorífica intercambiada en el gas-cooler de disipación cuanto menor es la temperatura de evaporación. No obstante, cuanto mayor es el nivel de evaporación, mayor es la potencia calorífica intercambiada en el gas-cooler de recuperación, aunque en términos porcentuales se desaproveche más energía respecto a la energía calorífica total generada. Además, al reducir el nivel térmico del fluido secundario a $T_{win,r1}=60^\circ\text{C}$ respecto a $T_{win,r1}=70^\circ\text{C}$, que es la temperatura empleada en el anterior estudio de absorción, el mayor incremento se produce cuanto mayor es, tanto, la temperatura de evaporación como la temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler de disipación.

Puesto que la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador es próxima a los 60°C y la energía disipada aún es superior a la energía aprovechada, se podría complementar este sistema con otras aplicaciones que requieran un nivel térmico comprendido entre 60°C y la temperatura de disipación, lo cual permitiría mejorar la eficiencia de la instalación. Este método supone dividir en una etapa más el enfriamiento del refrigerante, por lo que se tendría que incluir un tercer gas-cooler que permita recuperar energía calorífica a un nivel térmico intermedio, obedeciendo a un esquema como el mostrado en la figura 2.50.

Como en el apartado 2.5.1.1, en las figuras [2.76-2.78] se muestra un diseño de los intercambiadores empleando una temperatura de agua a la entrada del gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio de 45°C ($T_{win,r2}$). Este estudio muestra que las superficies de intercambio se incrementan en un orden de magnitud muy similar a los incrementos vistos en el apartado de absorción, no obstante, la superficie total es ligeramente superior con el nivel térmico de recuperación a $T_{win,r1}=60^\circ\text{C}$.

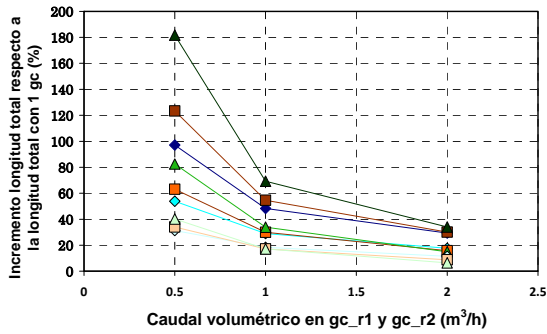


Figura 2.76.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

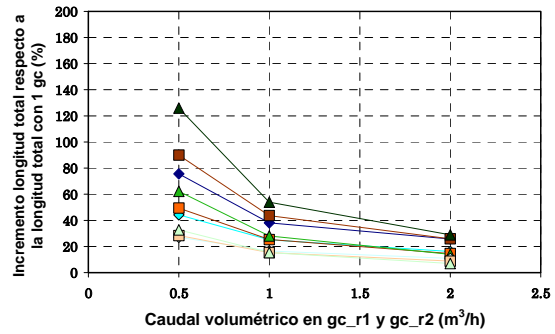


Figura 2.77.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

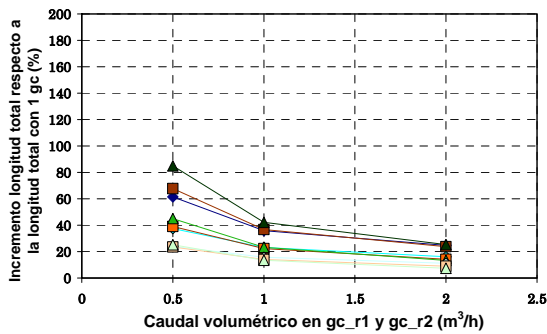
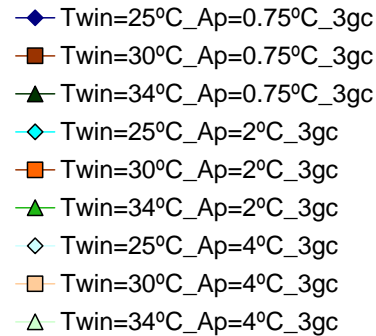


Figura 2.78.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.



Aunque la superficie necesaria para realizar este análisis sea superior a la superficie requerida con el nivel térmico de recuperación a $T_{win,r1}=70^\circ\text{C}$, las dimensiones del intercambiador de recuperación a nivel térmico de $T_{win,r2}=45^\circ\text{C}$ son inferiores en comparación con las superficies mostradas durante el estudio de absorción ($T_{win,r1}=70^\circ\text{C}$), ya que la temperatura de entrada al gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio es próxima a los 60°C , por lo que el salto entálpico a enfriar en el refrigerante es 10°C inferior al que tiene que producir el intercambiador de recuperación a nivel intermedio colocado en el estudio de absorción. En las figuras [2.79-2.81] se muestran las superficies calculadas para el gas-cooler de recuperación al nivel térmico intermedio. Al igual que en el estudio de absorción, se decide seleccionar una longitud para este intercambiador de 2 metros, quedando la longitud total de intercambio dividida en 1 metro para el intercambiador de recuperación a alto nivel térmico, 2 metros para el intercambiador de recuperación a nivel térmico intermedio y 3 metros para el intercambiador que disipa el resto de la energía.

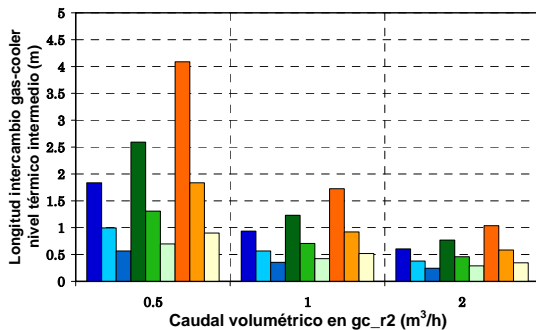


Figura 2.79.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

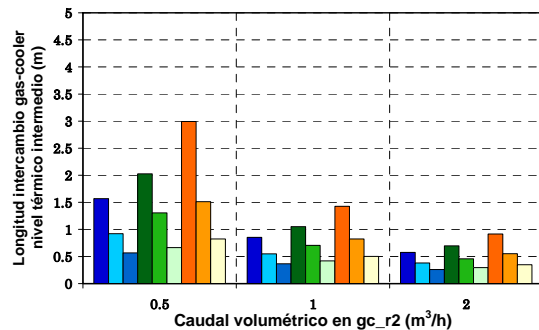


Figura 2.80.- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

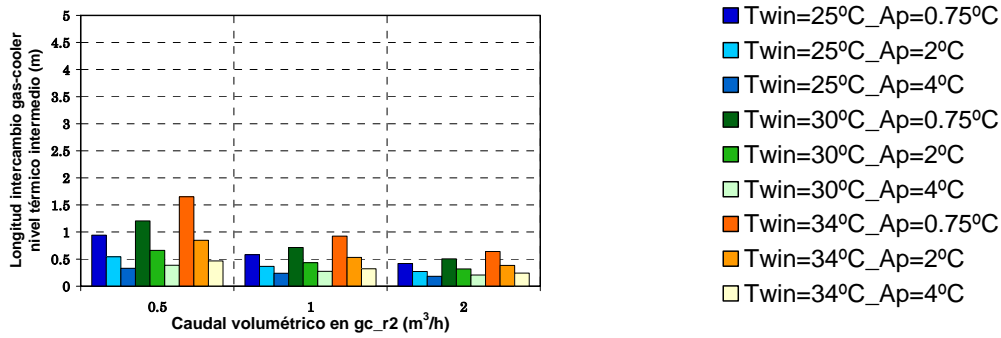


Figura 2.81- Incremento longitud con 3gc respecto a longitud 1gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Con este diseño, la temperatura que llega a alcanzar el fluido secundario en el gas-cooler de recuperación al nivel térmico medio se muestra en la figura 2.82, donde se ha representado dicha temperatura en los puntos de presión de COP óptimo y máxima potencia frigorífica para cada nivel de evaporación y en función del caudal volumétrico de fluido secundario.

Temperatura del fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio

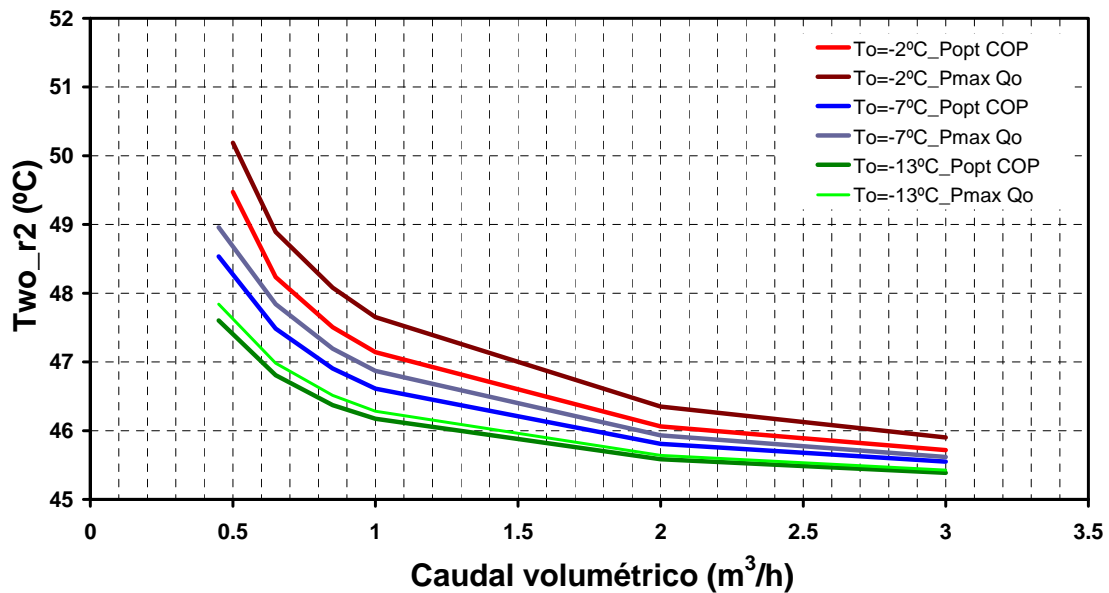


Figura 2.82.- Nivel térmico en el fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación.

Los resultados obtenidos en este apartado se utilizarán para realizar el análisis de la energía recuperada destinada a calentar agua caliente sanitaria (ACS), ya que se aprovechará que los niveles térmicos en los dos gas-coolers de recuperación coinciden en ambos análisis. Por tanto, los niveles térmicos de recuperación se fijan en temperaturas de 60°C a la entrada del gas-cooler de recuperación a alto nivel térmico ($T_{win,r1}$) y de 45°C a la entrada del gas-cooler de recuperación a un nivel térmico intermedio ($T_{win,r2}$).

2.5.2 - Estudio de recuperación para calentamiento de agua

La recuperación de la energía calorífica generada en los sistemas de producción de frío y empleada en aplicaciones destinadas al calentamiento de agua se ha convertido en un tema relativamente emergente y una apuesta firme que aboga por la sostenibilidad energética. En este ámbito, se distinguen dos filosofías diferentes de operación:

- Emplear la instalación frigorífica para cumplir con la demanda frigorífica requerida, recuperando parte de la energía calorífica generada en la zona de alta presión para calentar agua.
- Utilizar la instalación de compresión de vapor como bomba de calor.

Varios autores han investigado sobre este último aspecto, destacando los trabajos realizados por Lorentzen [1], Neksa (1998) [43] y Neksa (2002) [10], donde se proporciona una idea clara de los beneficios que se pueden alcanzar al utilizar estos sistemas como bomba de calor para calentamiento de agua sanitaria. La máxima eficiencia con este modo de operación puede ser alcanzada cuando se mantiene la estratificación del agua en el tanque del almacenamiento, sin mezclar el agua fría con el agua caliente proveniente del intercambiador, según subraya Cecchinato (2005) [44]. Fernandez (2010) [45] ha demostrado recientemente que el COP general es mucho mayor para calentamiento de un tanque lleno de agua fría que para recalentamiento de un tanque caliente. Yokoyama (2007) [46] también han analizado la influencia del aire ambiente y las temperaturas instantáneas del agua de ciudad, junto con el efecto de los cambios de hora en la temperatura de agua caliente sanitaria.

En la literatura aparecen soluciones aproximadas al problema de optimización, dado que definen el ciclo de refrigeración sobre la base de supuestos simplificadores, como el de considerar la temperatura de salida del dióxido de carbono en el gas-cooler como una variable independiente (Liao (2000) [47]; Sarkar (2004) [48] o correlacionando ésta con la temperatura de entrada del fluido secundario (Kauf (1999) [49]; Chen y Gu, (2005) [50]. En ninguno de estos casos se es capaz de predecir correctamente la presión óptima de alta con sistemas de bomba de calor empleados para calentar agua caliente sanitaria cuando se controla la temperatura del agua en la entrega de suministro.

La simulación de una bomba de calor para calentamiento de agua sanitaria donde se controla la temperatura del agua mediante variaciones del flujo másico ha demostrado grandes penalizaciones energéticas cuando la presión de alta es optimizada de acuerdo a Liao [47]; Kauf [49]; Sarkar [48]; Chen [50], según subraya Minetto [51] destacando la necesidad de encontrar una solución más eficiente, lo cual requiere la implementación de un algoritmo a tiempo real para determinar el valor de presión óptima. Este requerimiento ya apareció en el estudio realizado por Fornasier (2008)[52].

El análisis efectuado en este apartado se basa en la recuperación de la energía calorífica cuando la instalación trabaja como un sistema de producción de frío, destinando esta energía calorífica al abastecimiento de ACS. Los sistemas de ACS cuentan habitualmente con depósitos de acumulación, desde donde se distribuye el agua hasta las viviendas por tuberías exclusivas para este servicio, las cuales, generalmente, discurren paralelas a las de calefacción. Para evitar pérdidas energéticas, la instalación de ACS se complementa con un circuito de recirculación que mantiene las tuberías con la temperatura adecuada y que transcurre en paralelo con el circuito de distribución. El agua que circula por las calderas y la red de distribución de calefacción no conserva las características de potabilidad, por lo que no se puede utilizar para el aseo personal. Por este motivo, para producir el ACS, la instalación dispone de intercambiadores de calor que calientan esta agua sin mezclarla con la de las calderas.

Existen tres formas principales de producción del agua caliente sanitaria en un edificio:

- Instantánea: Consiste en un intercambiador de calor dimensionado para la potencia instantánea máxima (caudal punta).
- Por acumulación: Para reducir la potencia necesaria el agua caliente se acumula en depósitos de manera que se disponga de una reserva para el momento de máxima demanda.

- Por semiacumulación: El sistema de acumulación tiene depósitos con un menor volumen que el anterior, por lo que el agua acumulada cubre un periodo de punta de consumo más breve. Se requiere mayor potencia de calderas que en el caso del sistema de acumulación. [23].

Con relación a la temperatura de producción, el Reglamento de 1981, buscando el mayor ahorro de energía posible, estableció una temperatura máxima de preparación de 58°C, promoviendo asimismo mayores volúmenes de acumulación y menores potencias de producción, ya que ésta es una de las características fundamentales de las instalaciones de la época en que se aprobó. Sin embargo el mayor conocimiento de la Legionelosis ha obligado, por motivos sanitarios, a modificar estas medidas. El Real Decreto 865/2003, por el que se establecen los criterios higiénico sanitarios para la prevención y control de la Legionelosis, fija en 50°C la temperatura mínima a asegurar en los puntos de consumo, en 60°C la temperatura continua de acumulación, y exige que, al menos una vez al año, toda la instalación alcance los 70°C. Con estas temperaturas, y considerando que los puntos de mayor riesgo de desarrollo de la Legionella son los propios depósitos, la tendencia actual es instalar sistemas de semiacumulación, con menores volúmenes y temperaturas más altas.

A fin de encontrar el modo de funcionamiento más eficiente para la instalación de compresión de vapor se presenta en la figura 2.83 el esquema de conexión entre la instalación de frío y el sistema de acumulación para ACS. El esquema propone el enfriamiento del refrigerante mediante la acción de tres intercambiadores. En el primer Gas-Cooler de recuperación a nivel térmico alto, la energía calorífica recuperada es empleada para mantener el nivel térmico del depósito de acumulación al exigido por la normativa vigente, puesto que el agua de dicho depósito será destinada al consumo final se precisa garantizar una temperatura mínima de 60°C, por lo que se adopta una temperatura de entrada en el primer gas-cooler para el fluido secundario de 60°C. La energía intercambiada en el segundo gas-cooler, recuperación a nivel térmico intermedio, se destina al precalentamiento del agua de red, de esta forma se introduce a mayor temperatura en el depósito de acumulación. El consumo de ACS obliga a inyectar al depósito que precalienta el agua de red el mismo caudal que el demandado por los consumidores. Por este motivo, la temperatura en el interior del depósito permanecerá constantemente en régimen dinámico al mezclarse de forma continua con la temperatura del agua procedente de la red. La normativa vigente sitúa la temperatura del agua de red en la comunidad Valencia en torno a 12.5°C. Por tanto, la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de recuperación a nivel térmico intermedio (T_{win_r2}) será variable y dependerá del consumo en todo momento. Esta es la razón por la que es necesario un tercer gas-cooler, para disipar la energía calorífica cuando la temperatura en el interior del depósito que precalienta el agua de red sea superior a la temperatura ambiente.

Por último, antes de iniciar el análisis de recuperación es preciso establecer unas dimensiones de intercambio para cada uno de los intercambiadores que forman parte del sistema planteado en la figura 2.83. Como los niveles térmicos de recuperación los marcan los fluidos secundarios en cada uno de los intercambiadores y éstos coinciden con los niveles térmicos analizados durante el estudio de recuperación de la energía calorífica destinada a activar un sistema de adsorción, en primera instancia se considerará este mismo dimensionado para realizar el estudio de recuperación para calentamiento de ACS.

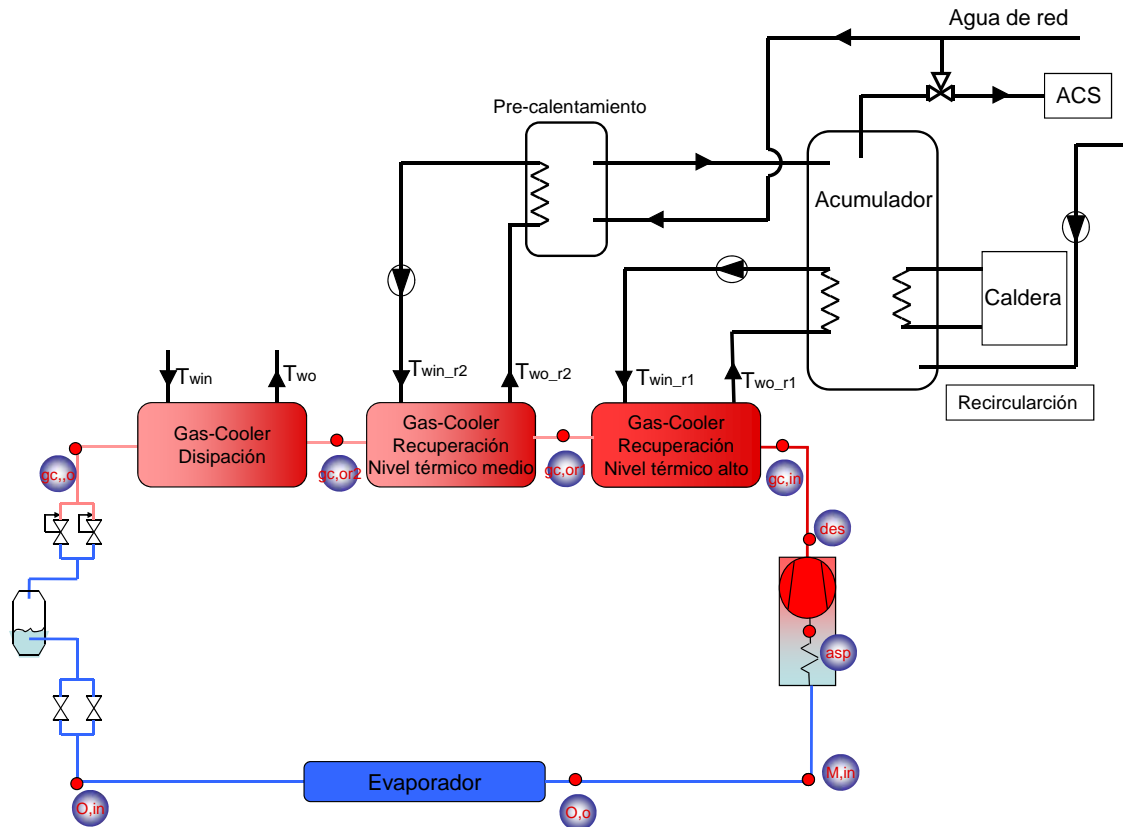


Figura 2.83.- Esquema de conexión entre la instalación de producción de frío y el sistema de suministro de ACS.

Como se ha comentado anteriormente, la recuperación en el gas-cooler a un nivel térmico medio es función de la temperatura a la que se encuentre el tanque donde se precalienta el agua de red. Este estudio pretende mostrar la energía calorífica recuperada para una determinada temperatura en el interior del depósito de pre-calentamiento, quedando fuera del alcance de este análisis un estudio dinámico que permita conocer la energía recuperada en cada instante. Por este motivo, se considerarán dos temperaturas para el fluido secundario, a la entrada del gas-cooler que recupera a un nivel térmico medio, una de $T_{win_r2}=45^{\circ}\text{C}$ y otra a $T_{win_r2}=12.5^{\circ}\text{C}$. La temperatura más baja hace referencia a la hipotética situación de que todo el volumen de agua precalentada haya sido consumida, mientras tanto, se adopta una temperatura de 45°C para analizar la evolución de la potencia calorífica recuperada en función de la temperatura promedio en el interior del tanque.

En la gráfica 2.84 se ha representado la potencia calorífica recuperada a los niveles térmicos de 45°C y 12.5°C a la entrada del gas-cooler que recupera energía a un nivel térmico medio, con temperaturas de agua a la entrada del gas-cooler de recuperación a nivel térmico alto de $T_{win_r1}=60^{\circ}\text{C}$. La potencia calorífica recuperada en el gas-cooler de recuperación a nivel térmico medio, se ha representado para variaciones de caudal volumétrico del fluido secundario y en los puntos de presión que optimizan el COP y maximizan la potencia frigorífica de la instalación en cada uno de los niveles de evaporación estudiados. De esta forma, para cada nivel de evaporación se muestran las diferencias entre la potencia calorífica recuperada al nivel de presión de COP óptimo y de máxima potencia frigorífica.

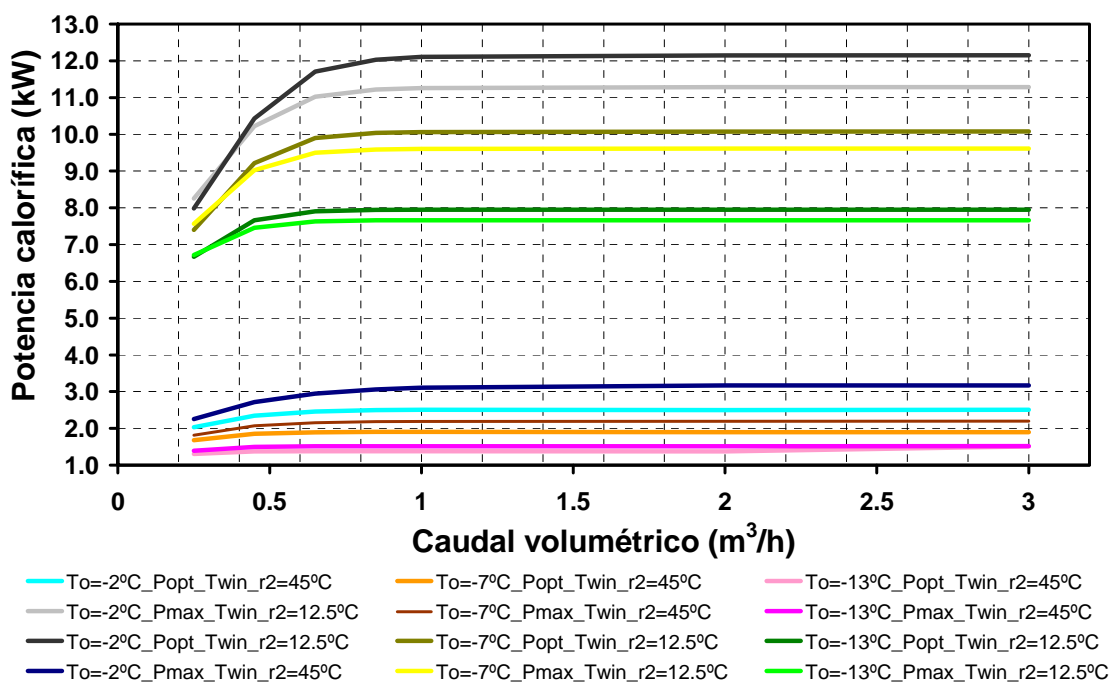


Figura 2.84.- Potencia calorífica recuperada frente al caudal de fluido secundario para diferentes condiciones de operación.

En la gráfica 2.84 se observa que las diferencias en potencia térmica recuperada entre los puntos de presión de COP óptimo y máxima \dot{Q}_o , se incrementan cuanto mayor es la temperatura de evaporación. Además, para $T_{\text{win}_r2}=45^{\circ}\text{C}$ se recupera más energía calorífica al operar en el punto de presión donde se maximiza la potencia frigorífica, sin embargo, para $T_{\text{win}_r2}=12.5^{\circ}\text{C}$ sucede a la inversa, recuperando más energía en el punto de presión que optimiza el COP. Este hecho indica que la recuperación a $T_{\text{win}_r2}=12.5^{\circ}\text{C}$ presenta un máximo que se encuentra a un nivel de presión inferior al punto de presión que maximiza la potencia frigorífica.

Por último, hacer notar que la superficie de intercambio con la que está diseñado este intercambiador (2 metros) provoca variaciones muy grandes en la potencia calorífica recuperada a una $T_{\text{win}_r2}=12.5^{\circ}\text{C}$ y bajos caudales volumétricos, lo cual indica que la superficie de diseño queda muy lejos de la necesaria para estas condiciones de operación si se quiere mantener una eficiencia de intercambio térmico alta. No obstante, en este depósito se podría disminuir el caudal volumétrico de fluido secundario por debajo de $\dot{m}_{\text{win}_r2}=0.8\text{m}^3/h$ para conseguir saltos térmicos superiores, ya que el diseño del intercambiador que disipa el resto de energía calorífica puede asumir la penalización en el approach que sufra el intercambiador de recuperación a nivel térmico medio al reducir el caudal volumétrico.

A partir de la potencia calorífica representada en la figura 2.84, se representa en la figura 2.85 el nivel térmico que alcanza el fluido secundario a la salida del intercambiador que recupera la energía calorífica a un nivel térmico medio. Para la temperatura de recuperación de $T_{\text{win}_r2}=45^{\circ}\text{C}$ se alcanzan saltos térmicos comprendidos entre $[0.5\div 8]^{\circ}\text{C}$, mientras que para la temperatura de recuperación de $T_{\text{win}_r2}=12.5^{\circ}\text{C}$ se consiguen alcanzar saltos térmicos de $[2.2\div 28.5]^{\circ}\text{C}$.

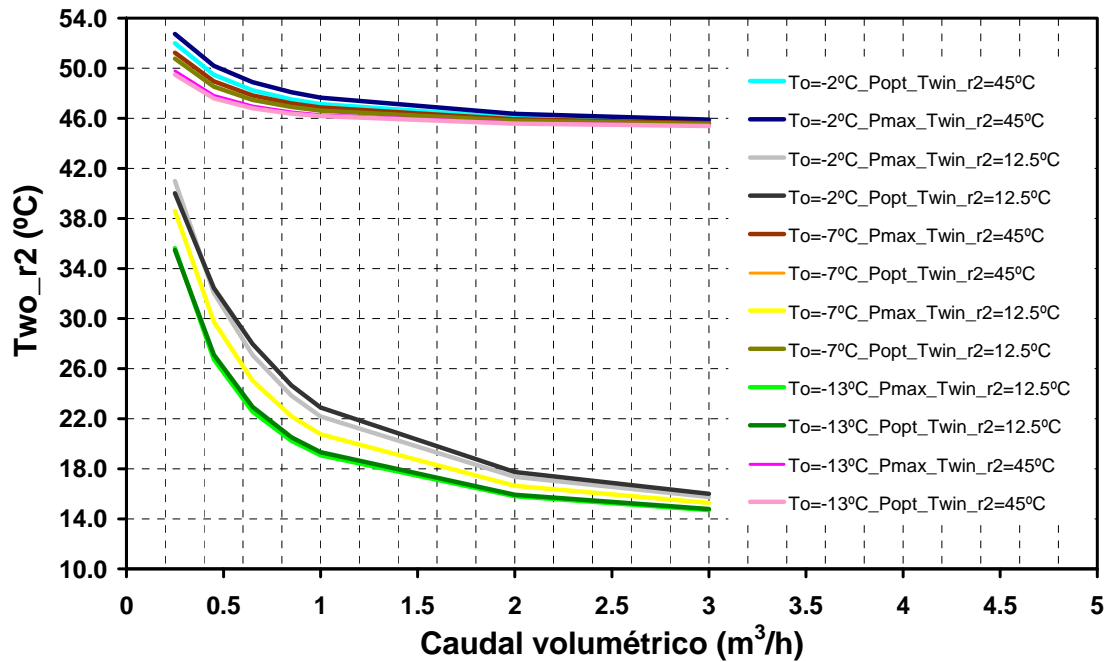


Figura 2.85.- Temperatura de salida del fluido secundario en el gas-cooler de recuperación a nivel térmico de recuperación medio.

A partir de los resultados expuestos en las gráficas 2.84 y 2.85, el siguiente análisis pretende responder a la cuestión que plantea utilizar la energía calorífica recuperada en el sistema de producción de frío para abastecer la demanda de ACS. Como se comentó en el apartado 2.4 del presente capítulo, la instalación de frío puede suplir la demanda frigorífica de una vivienda unifamiliar de 100 m² donde habitan cuatro personas. Para estas condiciones, la normativa calcula la demanda de ACS en 30 litros/persona/día [23]. En la gráfica 2.86 se presenta la demanda de ACS en función de la evolución horaria del día según establece la normativa anteriormente referenciada.

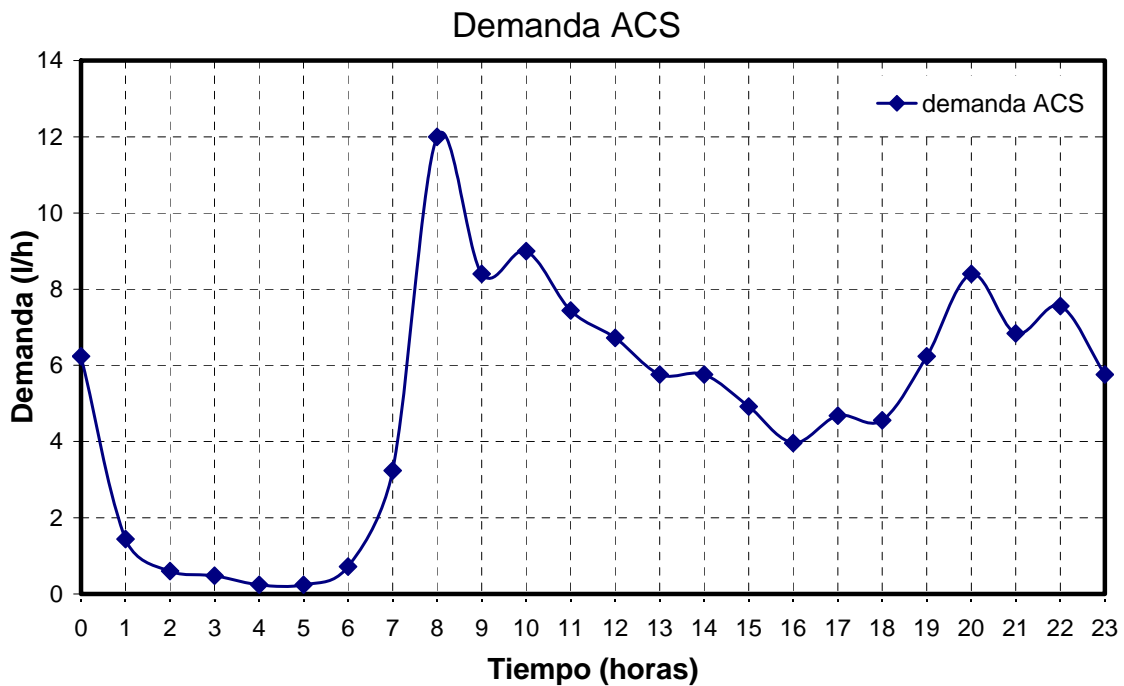


Figura 2.86.- Evolución de la demanda de ACS en horas para una vivienda unifamiliar de 100 m² donde habitan 4 personas.

La energía necesaria para elevar la temperatura del agua de red hasta los 60°C de consumo final se ha representado en la gráfica 2.87. Este cálculo se ha realizado en cada franja horaria referida a la evolución presentada en la figura 2.86, empleando la ecuación ec. 2.21.

$$E = V(m^3) \cdot \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot c_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot (60 - 12.5) K \quad \text{ec. 2.21}$$

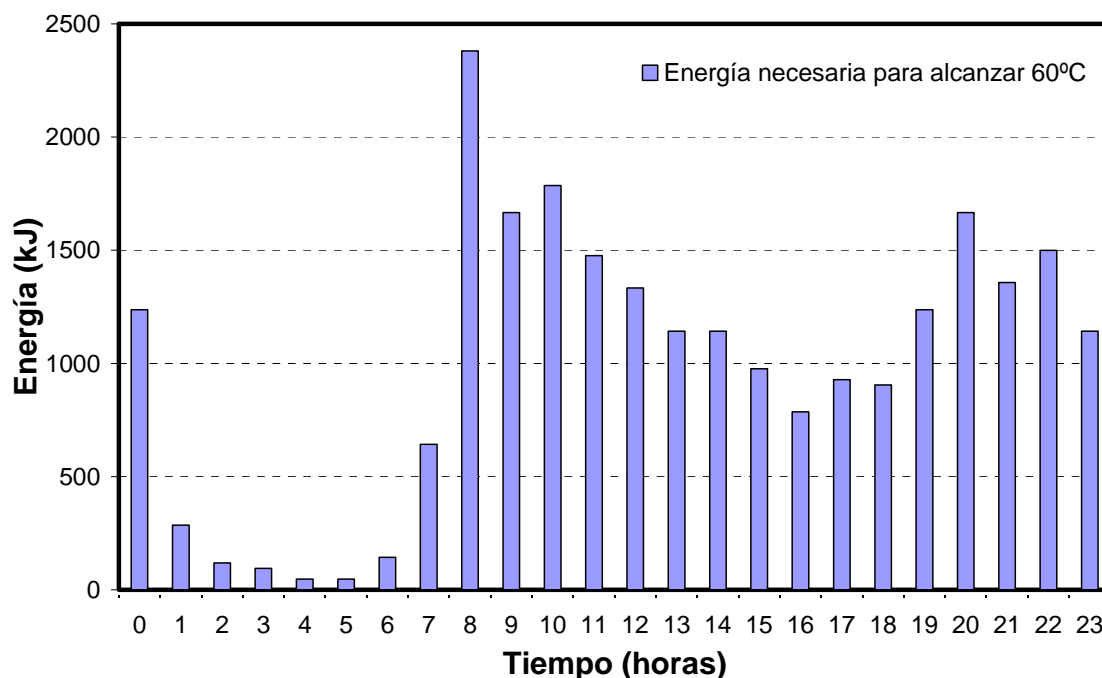


Figura 2.87.- Energía necesaria para suplir la demanda de ACS.

De la suma de todas las energías correspondientes a cada franja horaria resulta que la energía necesaria al día para abastecer la demanda de ACS se sitúa en 23893.26 kJ. Por criterio de este doctorando, voy a suponer que el sistema de producción de frío opera durante 8 horas, por lo que la energía que deberá suministrar la instalación en cada hora de funcionamiento ronda los 2986.65 kJ, que equivale a una potencia calorífica de 0.83 kW.

Si suponemos el periodo de funcionamiento de la instalación de frío desde las 10:00h hasta las 18:00h, durante este intervalo de tiempo la instalación debe proporcionar la energía necesaria para abastecer los 48.24 l demandados en esta franja horaria, y almacenar los 72.96 l restantes a un nivel térmico de 60°C para el abastecimiento del resto de horas de consumo, en las cuales, la instalación de frío permanece parada.

Los resultados expuestos en la figura 2.83, advierten que en ningún caso se alcanzan niveles térmicos de 60°C con los caudales volumétricos empleados para realizar este análisis. Por tanto, y dado que la demanda de ACS es muy inferior al flujo volumétrico que circula por los gas-coolers de recuperación, se precisa rediseñar el modo de operación de los dos intercambiadores de recuperación para alcanzar el nivel térmico exigido. En este nuevo diseño, la recuperación de calor debe obtenerse con caudales de agua más pequeños, lo que supondrá que la superficie de intercambio deberá incrementarse. Por tanto, el primer análisis debe responder a la pregunta de cual es el caudal de agua que debe circular por el gas-cooler para alcanzar 60°C y cuánta superficie se requiere.

A partir de la expresión ec. 2.22 se recalcula el flujo volumétrico mínimo que debe circular por el gas-cooler que recupera la energía calorífica a un nivel térmico medio para alcanzar 60°C a la salida del mismo.

$$V\left(\frac{m^3}{h}\right) = \frac{\dot{Q}(kW)}{\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right) \cdot c_p\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right) \cdot (60 - 12.5)K}$$

ec. 2.22

El mínimo caudal volumétrico necesario para recuperar la energía calorífica se da en las condiciones de operación con menor nivel térmico de evaporación ($T_o = -13^\circ C$), y se fija en $0.095 \text{ m}^3/h$. Para calcular la superficie asociada al nuevo caudal volumétrico, se establece como criterio que en ningún caso, la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler que recupera energía calorífica a nivel térmico medio sea inferior a la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler de disipación, lo que provocará approach comprendidos entre $[12.5 \div 21.5]^\circ C$ en función de las condiciones de operación. Con esta filosofía, no conseguiremos incrementar la producción frigorífica cuando el agua de red entre a $T_{win_r2} = 12.5^\circ C$, sin embargo, se consiguen longitudes de intercambio térmicos más moderadas. De los estudios anteriores se ha comprobado que la máxima superficie de intercambio se produce a $T_{win_r2} = 34^\circ C$, por tanto, en la figura 2.88 se presenta la longitud que permite alcanzar temperaturas próximas a $60^\circ C$ frente al caudal volumétrico necesario en cada punto de funcionamiento. Este análisis se ha realizado en las condiciones extremas de operación, tanto en el nivel térmico de evaporación como en la temperatura del agua a la entrada del gas-cooler de disipación.

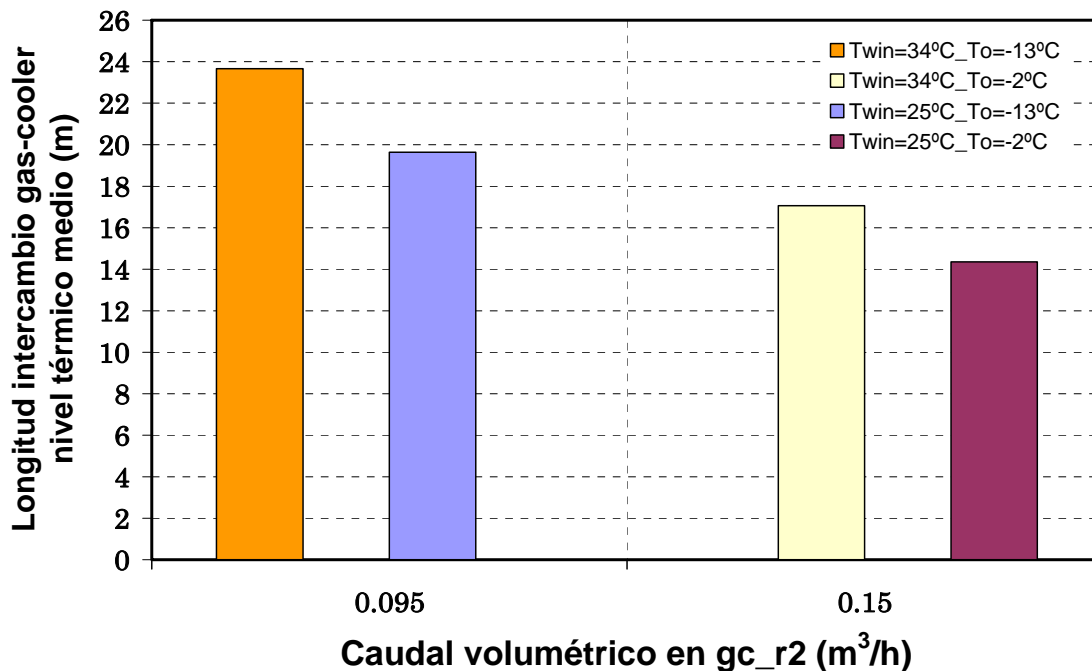


Figura 2.88.- Energía necesaria para suplir la demanda de ACS.

Además, para cumplir con la normativa, se decide incrementar un metro más la longitud del gas-cooler que recupera energía calorífica a un nivel térmico alto, colocando una superficie total de 2 metros en este intercambiador, donde se alcanzan las temperaturas que se exponen en la figura 2.89 con caudales de $0.25 \text{ m}^3/h$. Por tanto, el nuevo diseño para esta aplicación específica contaría con una longitud en el gas-cooler de recuperación a nivel térmico alto de 2 metros, 24 metros para el gas-cooler de recuperación a nivel térmico medio y 3 metros para el gas-cooler de disipación de energía que es necesario cuando la temperatura del tanque de precalentamiento se encuentre por encima de la temperatura del fluido secundario a la entrada al gas-cooler de disipación.

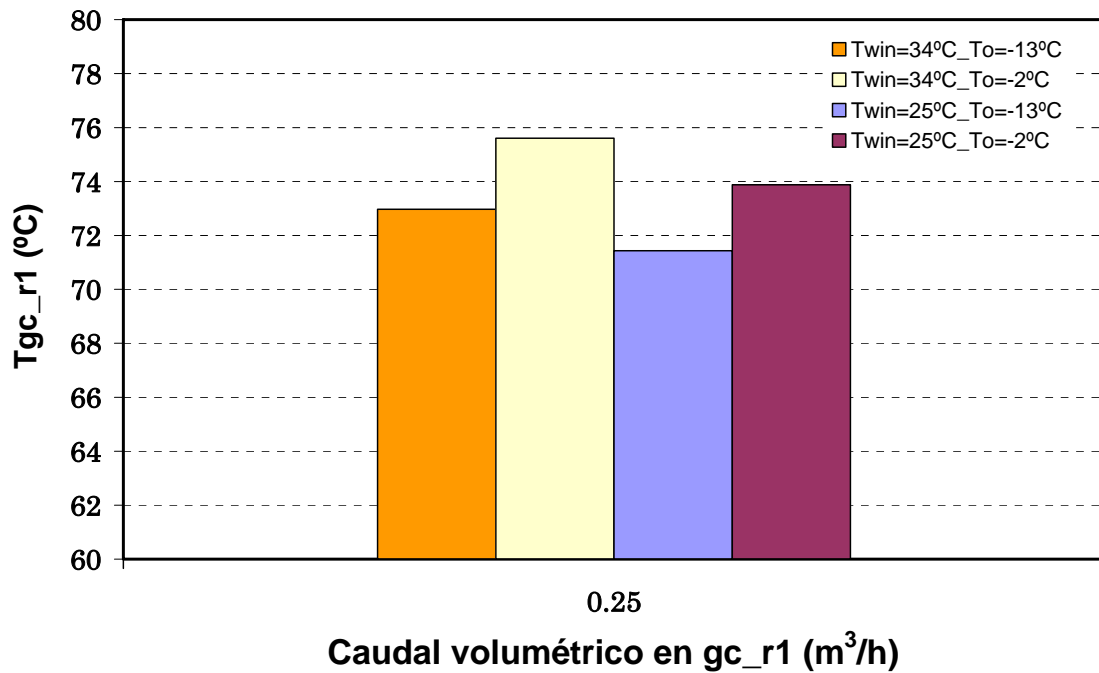


Figura 2.89.- Temperatura del fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación a nivel térmico alto.

En base a los resultados presentados en la figura 2.88, el estudio de ACS se realizará con el caudal más pequeño, que es el que se establece a $T_o = -13^\circ\text{C}$. Por tanto, en cada hora de funcionamiento la instalación puede proporcionar 95 l/h de agua a la temperatura demandada, por lo que, en cada hora de funcionamiento la demanda de ACS es muy inferior a la producción de ACS. Durante el intervalo de funcionamiento, la instalación de frío es capaz de almacenar 760 l de agua al nivel térmico requerido, por lo que se generaría un excedente de 638.8 l. Con el excedente generado, se podría abastecer la demanda de ACS para 5 viviendas con las mismas características.

En aquellas épocas del año que no sea necesario la producción de frío, el sistema puede actuar como bomba de calor para suministrar la demanda de ACS requerida. Este análisis responde a la viabilidad energética del tema objeto de estudio, sin pretender analizar la viabilidad económica del mismo.

2.5.3- Estudio de recuperación para climatización con 4 tubos

El siguiente estudio pretende evaluar la energía calorífica recuperada en el gas-cooler de una enfriadora de agua, de forma que pueda suministrarse simultáneamente agua fría y agua caliente a un sistema de climatización (sistemas a cuatro tubos), según el esquema de la figura 2.90.

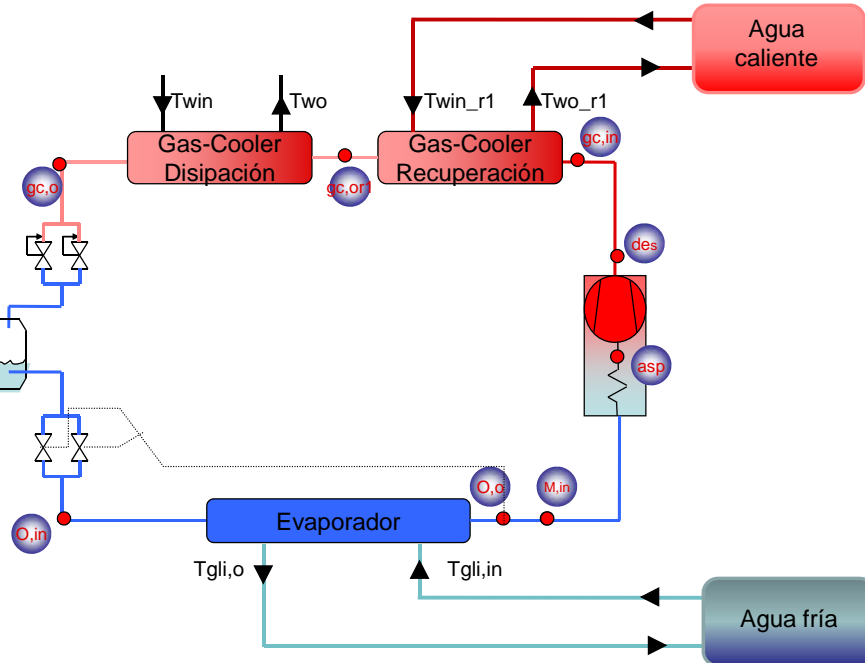


Figura 2.90.- Esquema de conexión para un sistema de climatización a cuatro tubos.

En este caso, la temperatura del agua que retorna del circuito de climatización y entra en el gas-cooler de recuperación (T_{win_r1}) se fija en un nivel térmico de 45°C, donde se pretende generar un salto térmico de 7°C como máximo durante el intercambio térmico.

El estudio de recuperación se inicia con el dimensionado de los dos gas-coolers colocados en la zona de alta presión. Este diseño pretende que las superficies elegidas permitan obtener las condiciones demandadas en la aplicación que es objeto de estudio en este apartado. Como también quedó demostrado en los estudios anteriores, la superficie requerida al dividir la etapa de enfriamiento en dos regiones es superior a la superficie que necesita la instalación cuando todo el enfriamiento se realiza con un único gas-cooler, tal y como se observa en la figura [2.91-2.93].

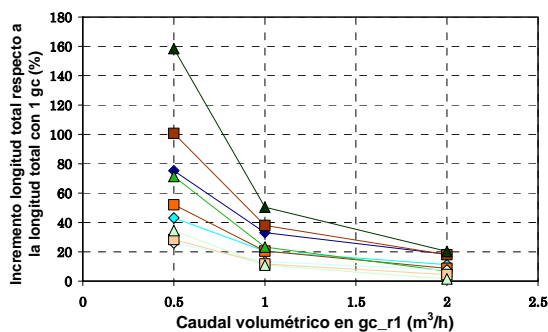


Figura 2.91.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$.

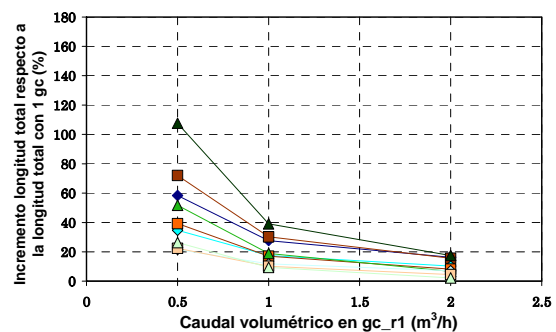


Figura 2.92.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$.

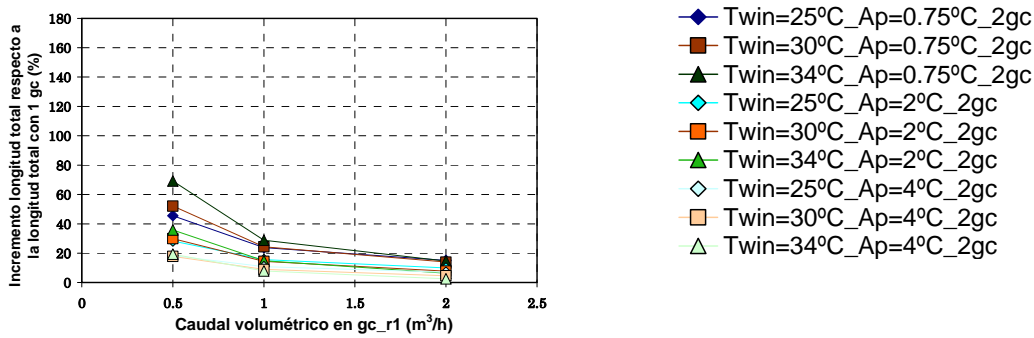


Figura 2.93.- Incremento de longitud al dividir el enfriamiento en 2 gc. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Después de analizar las superficies necesarias para dividir el enfriamiento del refrigerante en dos etapas, a lo largo de tres niveles térmicos de recuperación diferentes (T_{win_r1}) y comparar los resultados obtenidos en este primer análisis con los incrementos de superficie presentados a $T_{win_r1}=70^\circ\text{C}$ y $T_{win_r1}=60^\circ\text{C}$, correspondientes a las condiciones demandadas en los sistemas de absorción y adsorción respectivamente, se puede concluir que los incrementos de superficie respecto a la longitud original son mayores a medida que desciende el nivel térmico de agua a la entrada del gas-cooler de recuperación (T_{win_r1}).

Siguiendo con la comparativa entre los tres niveles térmicos de recuperación (T_{win_r1}) realizados hasta este apartado, el próximo estudio compara la penalización en energía calorífica que se produce en cada uno de los distintos niveles térmicos de recuperación, al variar el approach seleccionado en la fase de diseño. Como se indica en las figuras [2.94-2.96], la energía calorífica recuperada se penaliza en mayor medida al incrementar el approach y es más sensible a medida que se incrementa el nivel térmico de recuperación. Por tanto, realizar un buen diseño que permita alcanzar las condiciones demandadas se convierte en un trabajo más crítico en el nivel térmico de recuperación de $T_{win_r1}=70^\circ\text{C}$, ya que un pequeño error en la superficie requerida a este nivel térmico de recuperación durante la etapa de diseño supone la mayor pérdida de potencia calorífica a recuperar entre los tres niveles térmicos (T_{win_r1}) analizados hasta este momento.

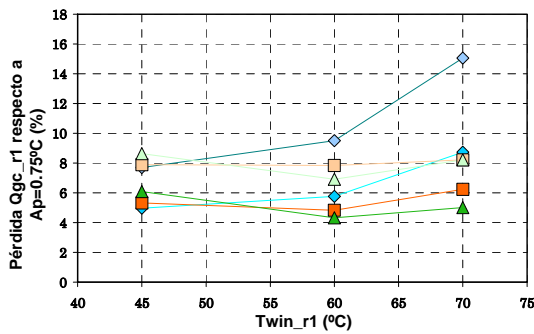


Figura 2.94.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} con un $Ap=0.75^\circ\text{C}$. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

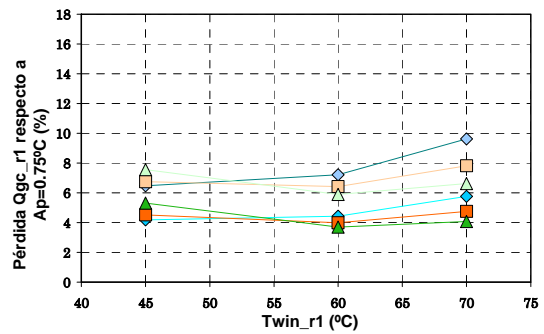


Figura 2.95.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} con un $Ap=0.75^\circ\text{C}$. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

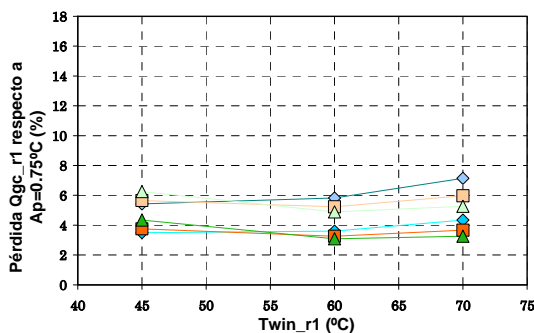


Figura 2.96.- Penalización en Q_{gc} respecto a la Q_{gc} con un $Ap=0.75^\circ\text{C}$. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Para finalizar con la etapa de diseño y poder iniciar el análisis de recuperación de energía calorífica, se presenta en la figura [2.97-2.99] la superficie requerida en cada condición de operación.

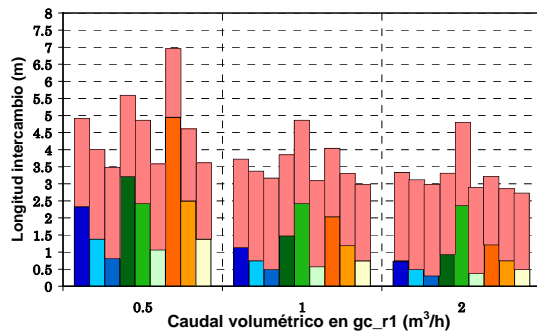


Figura 2.97.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

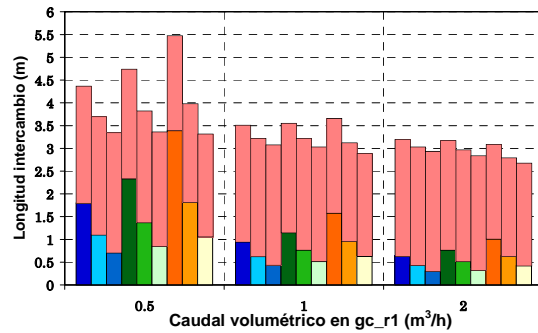


Figura 2.98.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

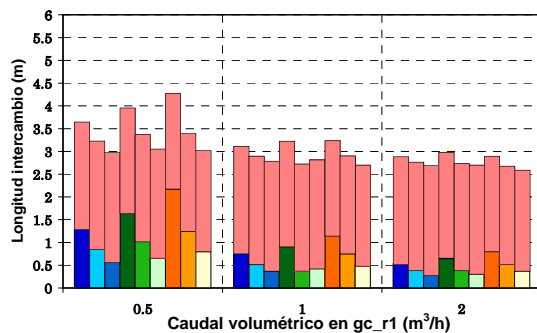
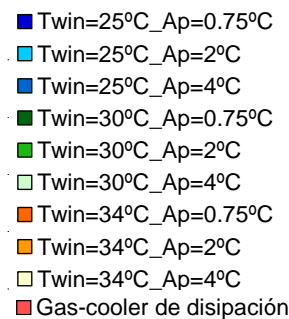


Figura 2.99.- Longitudes de intercambio térmico. $T_o = -13^\circ\text{C}$.



Tras analizar las superficies expuestas en las figuras [2.97-2.99], se decide dotar, tanto, al gas-cooler de recuperación como al gas-cooler de disipación, con una longitud total de 2.5 metros para cada uno de los dos intercambiadores. Por tanto, para realizar este análisis la instalación dispone de una longitud total de intercambio de 5 metros repartidos equitativamente entre los dos gas-coolers colocados en la zona de alta presión. Esta longitud supone ampliar en un metro más la longitud total de intercambio empleada en los estudios anteriores de recuperación acoplados a un sistema de absorción y adsorción.

Finalizada la etapa de diseño, los estudios venideros se centran en el análisis de recuperación de la energía calorífica destinada a convertir la instalación de compresión de vapor en un sistema de climatización por cuatro tubos. Este estudio se realiza manteniendo constante la longitud de intercambio térmico, calculada en la fase de diseño, en todas las condiciones de operación.

En la figura 2.100, se muestra la evolución de la potencia calorífica intercambiada en el gas-cooler de recuperación con los incrementos de presión. Esta potencia calorífica se ha obtenido a partir de caudales volumétricos de $1\text{m}^3/\text{h}$ y $T_{\text{win}_r1} = 45^\circ\text{C}$, representándose para los tres niveles de evaporación analizados. Sobre cada representación se ha indicado la potencia calorífica recuperada en cada punto de presión donde el COP alcanza un óptimo, que a su vez, está relacionado con cada una de las temperaturas de agua estudiadas a la entrada del gas-cooler de disipación.

La tendencia de la potencia calorífica recuperada es muy similar a las presentadas en los anteriores estudios de recuperación, ya que sigue aumentando la energía calorífica tras incrementar la presión de gas-cooler y aumentar el nivel de evaporación. Por tanto, en este análisis también se conseguirá incrementar la eficiencia de la instalación al pasar del punto de presión en el que el COP es óptimo al punto de presión donde se maximiza la \dot{Q}_o , ya que la energía calorífica también se incrementa al aumentar la presión de gas-cooler. Además, a diferencia de los otros estudios realizados en los apartados anteriores, en este análisis la

mayor energía calorífica recuperada se produce con el nivel de evaporación más alto ($T_o = -2^\circ\text{C}$) en todo el rango de presiones analizado, lo que indica que a este nivel de recuperación ($T_{win,r1}$) la mayor temperatura de descarga que tienen los niveles de evaporación inferiores se compensan con los mayores flujos másicos que se trasiegan en los niveles de evaporación más altos.

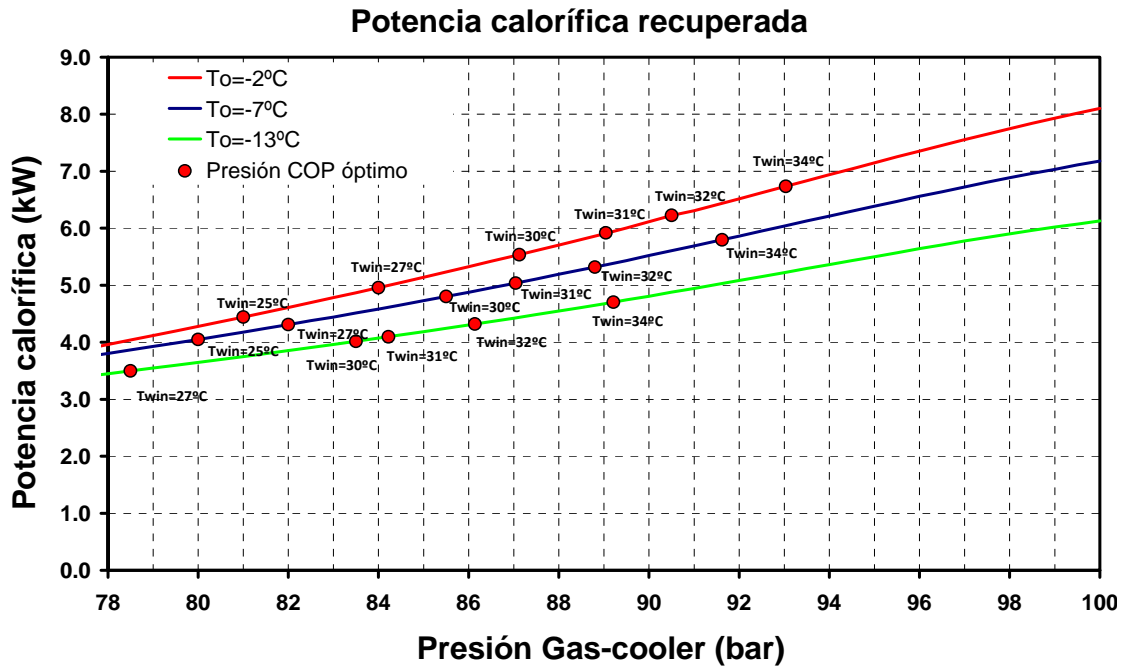


Figura 2.100.- Evolución de la energía calorífica recuperada con $T_{win,r1} = 45^\circ\text{C}$.

El diseño adoptado para los intercambiadores ubicados en la región de alta presión permite obtener la máxima potencia calorífica con un caudal volumétrico constante de $1\text{m}^3/\text{h}$, sin embargo, es necesario evaluar la potencia calorífica recuperada en función del caudal volumétrico de fluido secundario, ya que de esta forma se puede establecer una relación entre la máxima energía recuperada con el máximo salto térmico en el fluido secundario. Por ello, se muestra en la figura 2.101 la energía calorífica recuperada para diferentes flujos volumétricos en el fluido secundario que circula por la superficie de intercambio. Este análisis se ha efectuado en los puntos de presión que optimizan el rendimiento energético de la instalación y en los que se maximiza la potencia frigorífica de la misma, estableciendo la máxima eficiencia de intercambio a partir de caudales superiores a $0.5\text{ m}^3/\text{h}$ en la mayoría de los niveles de evaporación analizados.

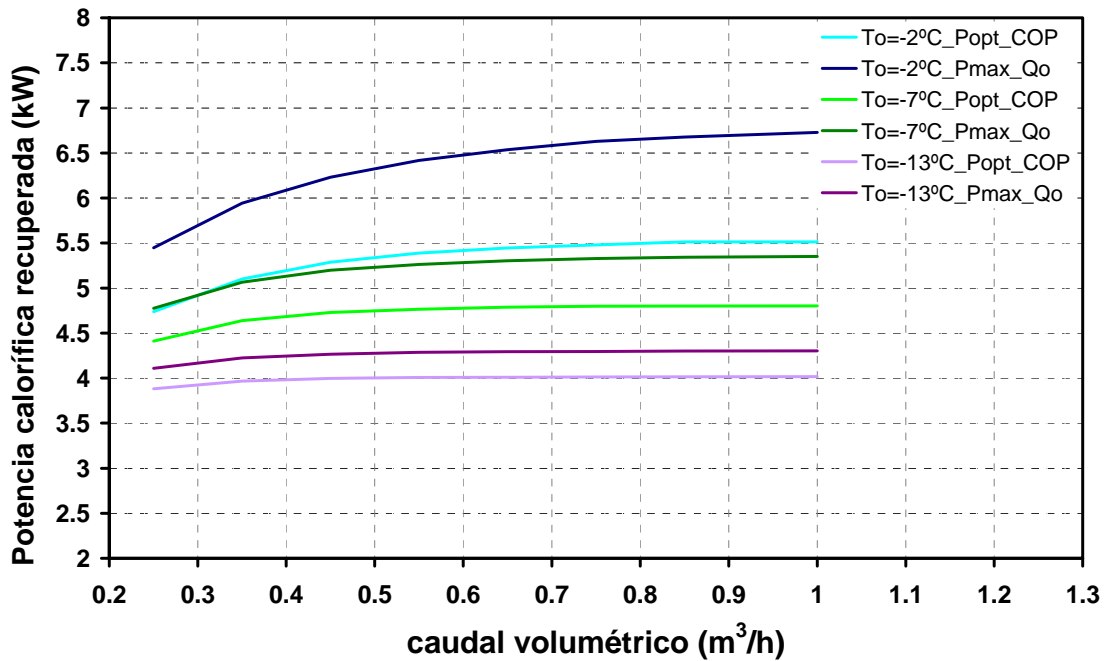


Figura 2.101.- Evolución de la energía calorífica recuperada con variación flujo másico del fluido secundario. $T_{win,r1}=45^{\circ}\text{C}$.

Las dimensiones con las que se ha diseñado el gas-cooler de recuperación provocan que la potencia calorífica se incremente al aumentar el caudal volumétrico de fluido secundario en el nivel de evaporación $T_o=-2^{\circ}\text{C}$. En el resto de niveles de evaporación el diseño de los intercambiadores permite alcanzar eficiencias altas en el gas-cooler de recuperación, por ello, la potencia calorífica recuperada permanece aproximadamente constante con los incrementos de flujo volumétrico en el fluido secundario. Además, la diferencia entre la potencia calorífica recuperada en el punto de máxima \dot{Q}_o y la potencia recuperada en el punto de presión de COP óptimo, se incrementa a medida que aumenta el nivel de evaporación, estableciendo las máximas diferencias en $T_o=-2^{\circ}\text{C}$.

La combinación entre la potencia calorífica transferida y el caudal volumétrico con el que intercambia energía el fluido secundario, proporcionan el nivel térmico alcanzado por el fluido secundario en cada uno de los niveles de evaporación estudiados. Estos niveles térmicos que alcanza el agua a la salida del gas-cooler de recuperación se han representado en las figuras [2.102-2.104], donde se observan incrementos en la temperatura del fluido secundario a la salida del gas-cooler de recuperación a medida que se incrementa el nivel de evaporación y disminuye el caudal volumétrico.

Además de la temperatura del agua a la salida del gas-cooler de recuperación ($T_{wo,r1}$), se ha representado otro eje vertical con las temperaturas de agua a la entrada del gas-cooler de disipación (T_{win}) como variable independiente, donde para cada temperatura T_{win} se representa el intervalo de presiones entre el punto de presión que optimiza al COP y la presión que maximiza la potencia frigorífica. Por tanto, las gráficas [2.102-2.104] contienen información en cada uno de los dos ejes verticales representados. Por un lado, se ha representado la temperatura del agua a la salida del gas-cooler de recuperación en función del caudal volumétrico y de la presión de gas-cooler, y por el otro se indica el intervalo de presiones entre el punto de presión que optimiza el COP y el que maximiza la potencia frigorífica para cada T_{win} y para cada nivel de evaporación estudiado.

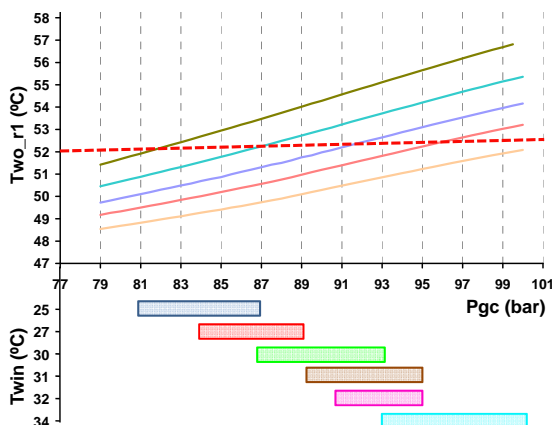


Figura 2.102.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

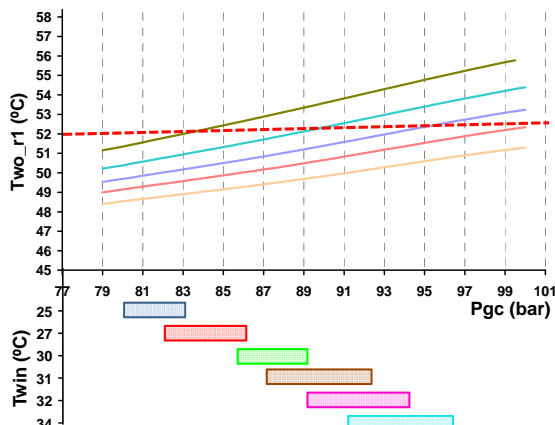


Figura 2.103.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

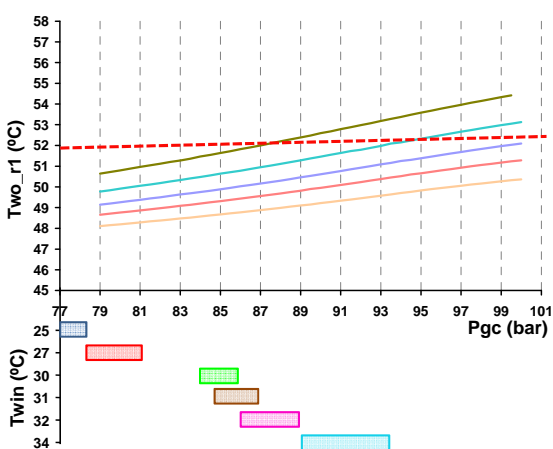
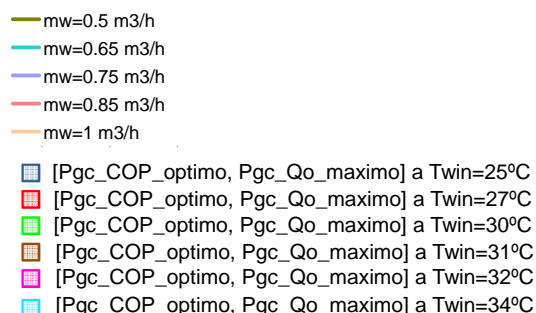


Figura 2.104.- Temperatura de agua a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -13^\circ\text{C}$.



El estudio efectuado en las figuras [2.102-2.104] permite conocer en todo momento el caudal mínimo de fluido secundario a circular por el gas-cooler de recuperación, donde hay que resaltar que el flujo volumétrico mínimo en el fluido secundario se encuentra en función de las condiciones de exteriores de operación, siendo diferente en cada una de ellas. Por ejemplo, para $T_o = -2^\circ\text{C}$ y $T_{win} = 25^\circ\text{C}$, el intervalo de presiones entre el punto de COP óptimo y Q_o máximo abarca desde 81 bar hasta 87 bar. Atendiendo a ese intervalo, el menor caudal volumétrico a emplear se sitúa en $m_w = 0.65 \text{ m}^3/\text{h}$ ya que éste es el primer caudal que genera temperaturas de agua a la salida del gas-cooler de recuperación (T_{wo_r1}) inferiores a los 52°C que se han impuesto como condición límite.

Tal y como se ha ido demostrando a lo largo de este apartado, la energía calorífica generada depende del punto de presión seleccionado en la región transcítica. La tendencia lineal mostrada en la gráfica 2.100 denota que la mayor energía calorífica se encuentra en el punto de máxima producción frigorífica. Por ello, el estudio que se muestra en las figuras [2.105-2.107] trata de evaluar la potencia calorífica que se pierde a medida que nos alejamos del punto de presión donde se maximiza la potencia frigorífica, que representa el punto de presión donde se obtiene la máxima potencia calorífica. Para llevar a cabo este cometido, en las figuras [2.105-2.107] se ha evaluado el porcentaje de energía calorífica recuperada en cualquier punto de presión comprendido entre el intervalo de presiones estudiado, respecto al valor máximo de potencia calorífica recuperada, que como se ha indicado anteriormente, se produce a la presión de máxima potencia frigorífica. De esta forma, a $T_o = -2^\circ\text{C}$ y $T_{win} = 27^\circ\text{C}$, el punto de presión que optimiza el COP se encuentra 5 bar por debajo del punto de presión que maximiza la potencia frigorífica, y en esas condiciones la potencia calorífica recuperada representa un 83.4% de la potencia calorífica recuperada en el punto de máxima producción frigorífica.

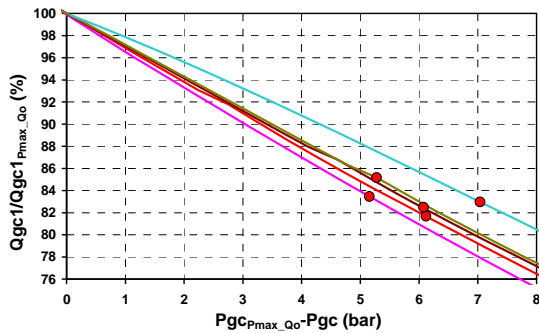


Figura 2.105.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q_o máxima. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

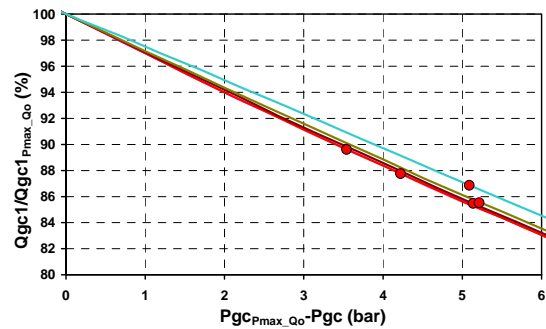


Figura 2.106.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q_o máxima. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

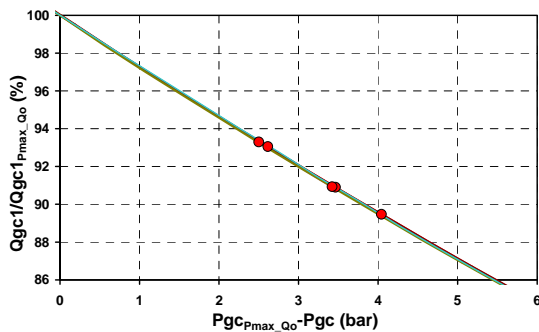


Figura 2.107.- Potencia calorífica recuperada respecto al punto de presión de Q_o máxima. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

- $T_{win} = 27^\circ\text{C}$
- $T_{win} = 30^\circ\text{C}$
- $T_{win} = 31^\circ\text{C}$
- $T_{win} = 32^\circ\text{C}$
- $T_{win} = 34^\circ\text{C}$
- Presión COP óptimo

Tras comparar la energía calorífica recuperada en los puntos de presión de eficiencia óptima y máxima potencia frigorífica, se destaca que la máxima variación se encuentra en el nivel de evaporación más elevado, llegando a alcanzar hasta un 18% más de energía calorífica al incrementar el punto de presión en la región supercrítica. La máxima variación para los niveles térmicos intermedio e inferior se establecen en incrementos del 15% y 11% de energía calorífica recuperada respectivamente. Estos resultados subrayan que incrementar la presión de la región transcítica por encima de la presión que optimiza la eficiencia frigorífica de la instalación induce un efecto positivo en la energía recuperada en el foco caliente. Sin embargo, como ya se ha indicado en este capítulo, el coeficiente de rendimiento energético calculado a partir de la energía frigorífica absorbida queda penalizado cuando se trabaja con presiones superiores a aquella que optimiza el COP frío. Al ser dos efectos enfrentados, se representa en las figuras [2.108-2.110] la penalización que sufre la eficiencia energética de la instalación con los incrementos de presión tras contabilizar la energía frigorífica absorbida y el aumento que representa cuando se tienen en cuenta las energías en ambos focos térmicos.

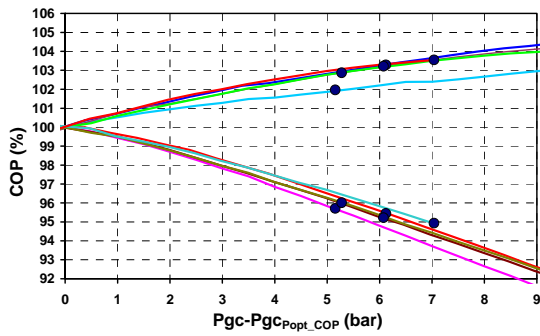


Figura 2.108.- COP respecto al valor óptimo. $T_o = -2^\circ\text{C}$.

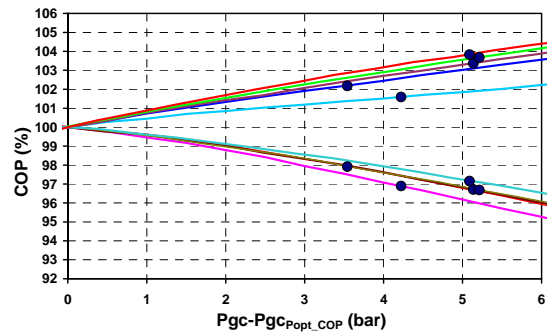


Figura 2.109.- COP respecto al valor óptimo. $T_o = -7^\circ\text{C}$.

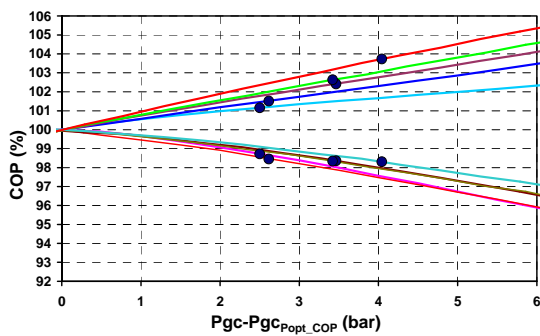
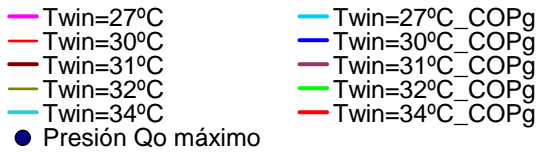


Figura 2.110- COP respecto al valor óptimo. $T_o = -13^\circ\text{C}$.



En todos los casos se cumple que la eficiencia global de la instalación aumenta tras incrementar la presión de la región transcítica, quedando de manifiesto la mayor influencia que presentan los incrementos de energía calorífica generada a pesar del mayor consumo eléctrico provocado por los incrementos en la tasa de compresión.

2.5.4- Máximo aprovechamiento de la energía calorífica generada

El principal objetivo que se ha perseguido a lo largo de este capítulo se ha centrado en estudiar las posibilidades de recuperación de la energía térmica a disipar al foco caliente para ser utilizada en diferentes aplicaciones. De esta forma, se consigue mejorar el rendimiento energético de las instalaciones frigoríficas al conseguir incrementar la energía utilizada (calorífica+frigorífica) a partir del mismo consumo eléctrico. El siguiente estudio evalúa la posibilidad de recuperar toda la energía calorífica generada en la instalación de compresión de vapor considerando que el enfriamiento del refrigerante se produce hasta una temperatura lo más próxima posible a la ambiente. Esta energía recuperada puede destinarse a aplicaciones que requieran la máxima energía posible como los sistemas ORC. Otros estudios apuestan por activar los sistemas ORC a partir de la energía solar térmica [53].

Para realizar este último estudio sobre la recuperación de energía en el gas-cooler, se ha considerado una instalación como la presentada en la figura 2.111, donde el enfriamiento del refrigerante se realiza en un único intercambiador, sin distinguir entre gas-cooler de recuperación y gas-cooler de disipación. El intercambio térmico en el gas-cooler de recuperación se ha realizado empleando agua como fluido secundario, de forma que sea este fluido el encargado de transmitir la energía calorífica al fluido que circula por el ciclo Rankine. Este esquema de acoplamiento provoca mayores irreversibilidades durante los procesos de intercambio térmico, pero permite seleccionar el fluido más apropiado en el ciclo Rankine al no producirse el intercambio térmico de manera directa sobre el gas-cooler de recuperación ubicado en la instalación de compresión de vapor.

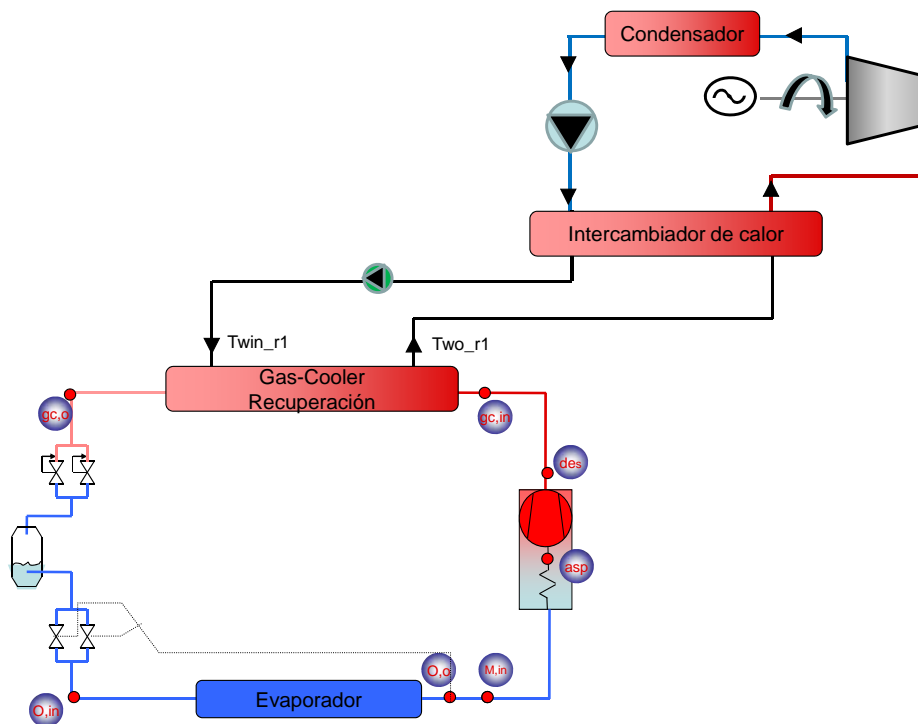


Figura 2.111.- Esquema de conexión entre ciclo de compresión de vapor y Rankine.

A diferencia de los estudios realizados en los anteriores apartados, en este primer análisis no se incluye ningún estudio sobre el dimensionamiento del intercambiador ubicado en la región de alta presión, puesto que ya está dimensionado para disipar la energía calorífica a un caudal volumétrico en el agua de $1\text{m}^3/\text{h}$. Por tanto, la longitud del gas-cooler con la que se simularán los resultados se fija en los tres metros de la longitud de intercambio que dispone la instalación real.

Atendiendo al esquema de acoplamiento presentado en la figura 2.111, se observa como la temperatura del agua a la entrada del gas-cooler de recuperación (T_{win_r1}) es conexas al

approach existente entre este fluido y el fluido que circula por el ciclo Rankine, por lo que T_{win_r1} depende de la superficie de intercambio térmico de este intercambiador de calor, donde además, dicho intercambio térmico se encuentra supeditado a la temperatura de condensación que alcance el fluido que circule por el ciclo Rankine. En este primer análisis se evaluarán las condiciones de salida del agua en el gas-cooler de recuperación considerando que $T_{win_r1}=T_{win}$, lo cual implicará que tanto la temperatura de condensación en el ciclo Rankine como la superficie de intercambio entre el fluido empleado en el ciclo Rankine y el agua, deberán alcanzar unos valores específicos para proporcionar las temperaturas consideradas en el agua a la entrada del gas-cooler de recuperación $T_{win_r1}=T_{win}$. El objeto de este análisis se centra, en primera instancia, en evaluar las condiciones del agua a la salida del gas-cooler de recuperación cuando $T_{win_r1}=T_{win}$, lo que permitirá discernir sobre la posibilidad de activar un ciclo Rankine, por tanto, de momento no se contemplarán las características necesarias en el ciclo Rankine para acoplarse al funcionamiento de la instalación de compresión de vapor.

En las figuras [2.112-2.114] se ha representado la potencia calorífica generada para todo el rango de temperaturas del fluido secundario que entra en el gas-cooler de recuperación cuando $T_{win_r1}=T_{win}$, observándose que la evolución de la potencia calorífica deja de tener un comportamiento lineal, tal como ocurría en los anteriores estudios donde se recuperaba la potencia calorífica a los niveles térmicos de $T_{win_r1}=70^{\circ}\text{C}$, 60°C y 45°C .

Además, en estas figuras, se presenta un resumen de la potencia calorífica recuperada a todos los niveles térmicos estudiados en este capítulo. Por tanto, este gráfico muestra la evolución de la potencia calorífica recuperada cuando $T_{win_r1}=T_{win}$ y además, la potencia calorífica recuperada cuando $T_{win_r1}=70^{\circ}\text{C}$, 60°C y 45°C . Sobre la evolución de la potencia calorífica recuperada cuando $T_{win_r1}=T_{win}$, se han indicado los puntos de presión que proporcionan rendimiento energético óptimo y los que proporcionan máxima potencia frigorífica, resultando que, para una misma T_{win} , la variación de potencia calorífica es muy pequeña (inferior al 3%) cuando se opera a un valor u otro de presión de gas-cooler.

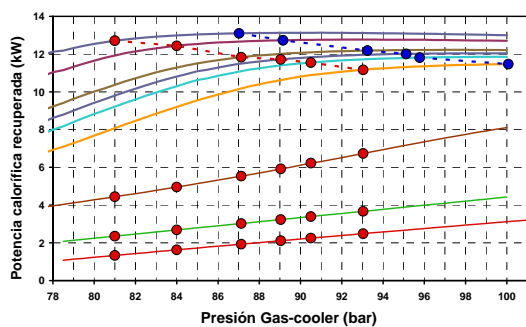


Figura 2.112.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-2^{\circ}\text{C}$.

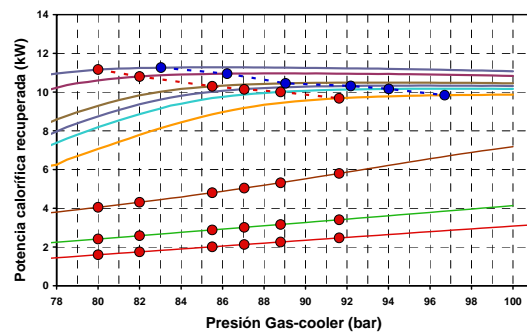


Figura 2.113.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-7^{\circ}\text{C}$.

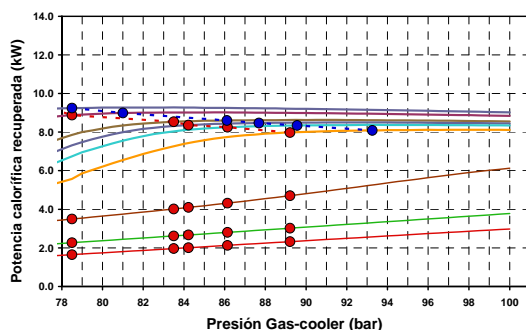
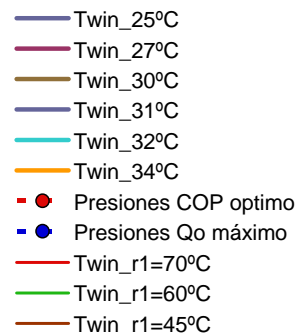


Figura 2.114.- Potencia calorífica generada en gas-cooler. $T_o=-13^{\circ}\text{C}$.



Como se indica en las figuras [2.112-2.114], en algunos casos, la potencia calorífica presenta un máximo que se encuentra en un punto muy próximo al punto de presión que maximiza la potencia frigorífica del equipo, por lo que, en estas circunstancias, incrementar

la presión en el gas-cooler no supondría un incremento muy alto en la potencia calorífica recuperada. Para mejorar la claridad de lo expuesto, en la tabla 2.2 se indica la fracción que representa la potencia calorífica alcanzada en el punto de COP óptimo respecto a la lograda en el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica.

Temperatura evaporación	T_{win}	$Q_{gc}(P_{COP_{opt}})/Q_{gc}(P_{Qo_{max}})$
-2°C	25°C	97.5%
	27°C	96.99%
	30°C	96.16%
	32°C	96.84%
	34°C	96.61%
-7°C	25°C	98.57%
	27°C	98.15%
	30°C	97.5%
	32°C	97.74%
	34°C	98.08%
-13°C	25°C	99.74%
	27°C	97.91%
	30°C	98.48%
	32°C	98.37%
	34°C	98.12%

Tabla 2.2.- Potencia calorífica generada en gas-cooler respecto al punto de presión que maximiza la potencia frigorífica.

A la vista de los resultados expuestos, se puede concluir que, aunque continúe incrementándose la potencia calorífica con los incrementos de presión en la región transcítica, la mayor potencia eléctrica consumida por el compresor para conseguir este incremento de energía calorífica, provoca que carezca de sentido la búsqueda de un punto de funcionamiento diferente al punto de presión que optimiza el rendimiento energético del equipo.

Por otra parte, para activar un ciclo Rankine es necesario alcanzar el máximo salto térmico en el fluido secundario. Para ello se necesita estudiar el mínimo flujo volumétrico que puede circular por el gas-cooler de recuperación. La figura 2.115 responde al análisis planteado, donde se observa que a partir de caudales superiores a 1 m³/h se alcanza la máxima eficiencia en el intercambio térmico en todos los casos.

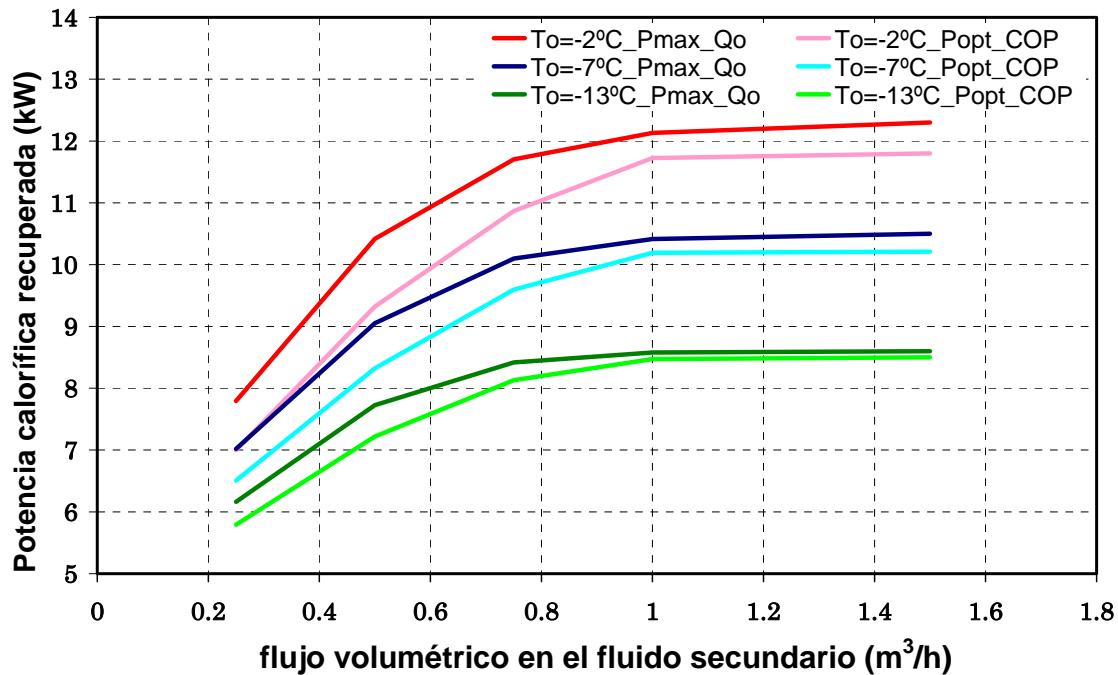


Figura 2.115.- Evolución de la energía calorífica recuperada con variación flujo másico del fluido secundario. $T_{win,r1}=30^{\circ}\text{C}$.

Para no penalizar la máxima producción calorífica generada en el gas-cooler de recuperación, se ha representado en las figuras [2.116-2.118] el nivel térmico alcanzado en cada una de las condiciones de funcionamiento estudiadas a partir de este flujo mínimo. Este análisis no muestra el máximo nivel térmico que puede alcanzar el agua a la salida del gas-cooler de recuperación (T_{wo_r1}), puesto que en un primer estudio se precisa conocer el máximo nivel térmico que alcanza el agua con la máxima eficiencia de intercambio.

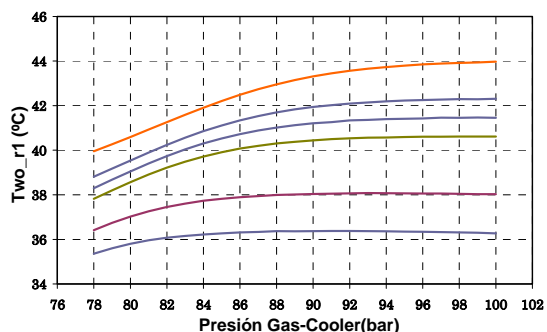


Figura 2.116.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$.

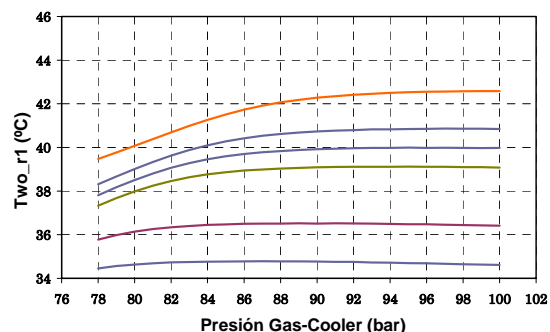


Figura 2.117.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$.

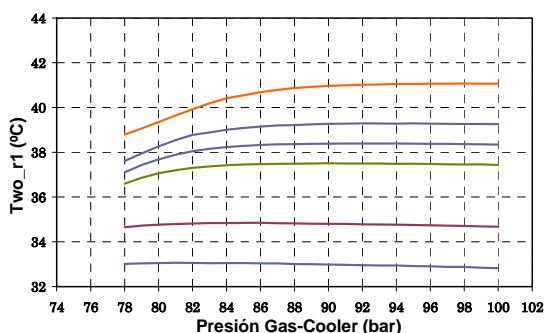


Figura 2.118- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -13^{\circ}\text{C}$.

- Twin_25°C
- Twin_27°C
- Twin_30°C
- Twin_31°C
- Twin_32°C
- Twin_34°C

El máximo nivel térmico que se podría alcanzar en el agua se representa en las figuras [2.119-2.121], ya que al reducir el caudal de agua que circula por el gas-cooler de recuperación se consiguen incrementar las temperaturas del agua a la salida de dicho intercambiador, pero en detrimento de la potencia calorífica recuperada como se indicó en la figura 2.115. La menor potencia intercambiada al disminuir el caudal de agua se encuentra directamente relacionada con la mayor superficie de intercambio que necesitaría el gas-cooler de recuperación para mantener la misma eficiencia de intercambio térmico al reducir el caudal del fluido secundario, dado que éste representa el fluido de mayor capacidad calorífica.

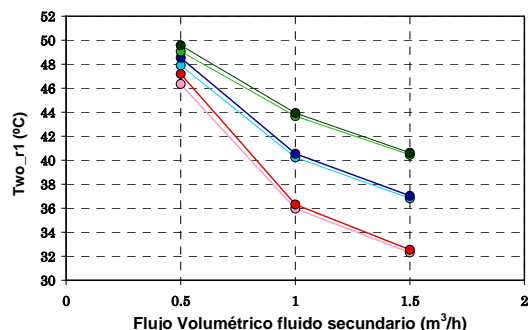


Figura 2.119.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -2^{\circ}\text{C}$.

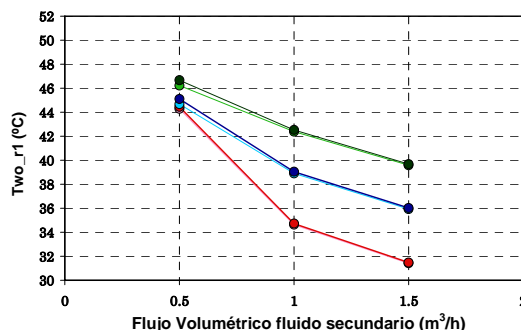


Figura 2.120.- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -7^{\circ}\text{C}$.

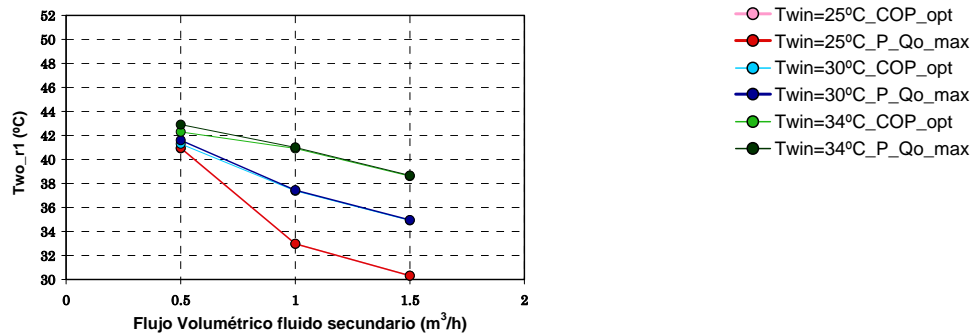


Figura 2.121- Temperatura a la salida del gas-cooler de recuperación. $T_o = -13^\circ\text{C}$.

Con este sistema de acoplamiento entre la instalación de compresión de vapor y el ciclo Rankine, el nivel térmico alcanzado se encuentra lejos de los valores necesarios para activar los sistemas ORC, los cuales suelen ser activados con niveles térmicos comprendidos entre 80°C y 250°C en agua [53]. Por tanto, dado que no se alcanza el nivel térmico suficiente se debe complementar el calentamiento del fluido secundario con un equipo auxiliar hasta alcanzar el nivel térmico requerido.

Para mejorar las irreversibilidades durante los procesos de transferencia de energía, se muestra en la figura 2.122 un nuevo sistema de conexión entre la instalación de compresión de vapor y el ciclo Rankine, donde el intercambio térmico se realiza de forma directa empleando CO_2 como fluido refrigerante en el ciclo Rankine.

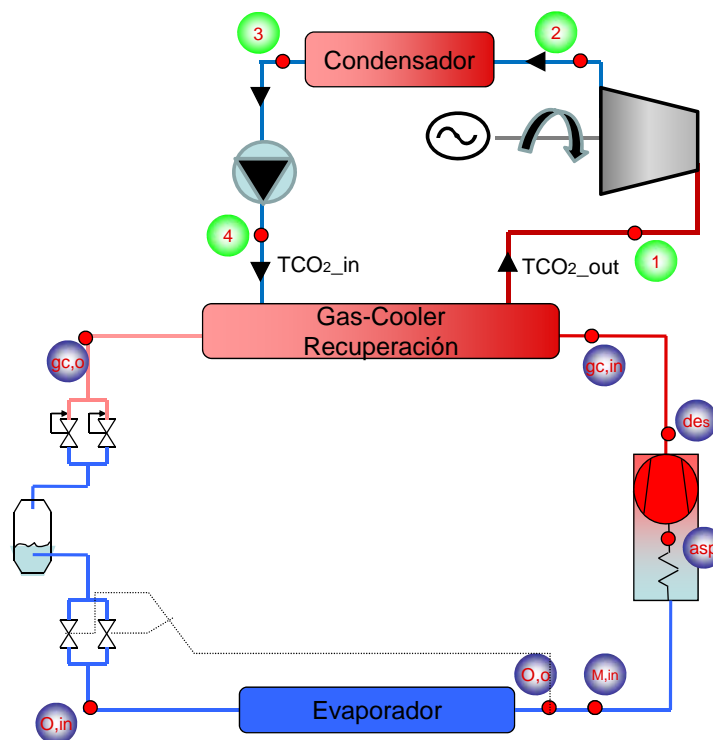


Figura 2.122.- Esquema de conexión para recuperar toda la energía calorífica generada.

Para poder acoplar ambos sistemas es necesario definir perfectamente el ciclo termodinámico que describe el refrigerante que circula por el ciclo Rankine. En primer lugar, se supone que el intercambio térmico en el condensador del ciclo Rankine se realiza con agua enfriada por una torre de refrigeración, donde el diseño del condensador y la torre de refrigeración permiten alcanzar enfriamientos del refrigerante próximos a la temperatura

ambiente (punto 3). Además, se consideran enfriamientos en la línea de entrada al condensador de 5°C y expansión isoentrópica en la turbina, por lo que quedan definidos los puntos 2 y 1. El ciclo termodinámico queda completamente definido tras considerar compresión isoentálpica en la bomba (Punto 4), donde la presión de descarga es uno de los parámetros a calcular para que este ciclo se pueda adaptar al funcionamiento del ciclo de compresión de vapor. El último criterio adoptado afecta a la potencia térmica intercambiada en el gas-cooler de recuperación. En esta ocasión, se considera que el diseño del ciclo Rankine debe adaptarse a las condiciones de operación de la instalación de compresión de vapor, por lo que se considerarán las potencias térmicas intercambiadas presentadas en las figuras [2.112-2.114] para las diferentes condiciones de operación. A partir de estas potencias de intercambio, y con el ciclo termodinámico completamente definido, se calcula el caudal másico de refrigerante que necesita trasegar la bomba del ciclo Rankine para cumplir con las restricciones comentadas.

Por tanto, este análisis revelará la superficie de intercambio necesaria en el gas-cooler de recuperación para producir el intercambio térmico que haga cumplir con las restricciones de funcionamiento que se imponen desde el ciclo de compresión de vapor, además, proporciona el caudal a trasegar por la bomba, el nivel de condensación requerido para proporcionar la potencia térmica que solicita el ciclo de compresión de vapor y finalmente, la potencia térmica en la turbina y con ello, la potencia eléctrica generada por el ciclo Rankine.

Como los dos fluidos que intercambian energía en el gas-cooler de recuperación son CO₂ en régimen supercrítico, el modelo empleado para calcular la superficie de intercambio térmico es el mismo que el empleado en este capítulo, donde se ha sustituido las correlaciones del agua por las del CO₂ en régimen supercrítico.

Este análisis se ha efectuado en los puntos extremos de funcionamiento de la instalación de compresión de vapor para los tres niveles de evaporación estudiados en este capítulo, donde T₀=-2°C, -7°C y -13°C, con T_{win}=25°C y 34°C en cada uno de los niveles de evaporación. En estas condiciones de funcionamiento, se selecciona la presión de máxima producción frigorífica en el ciclo de compresión de vapor a fin de intercambiar la máxima potencia calorífica que puede proporcionar dicho ciclo. Por tanto, para poder transmitir esta potencia calorífica en estas condiciones de operación, el ciclo rankine debe fijar su ciclo termodinámico a unos valores determinados. En la tabla 2.3 se indican, tanto las condiciones de operación que debe alcanzar el ciclo Rankine para poder intercambiar la potencia calorífica solicitada por la instalación de compresión de vapor en cada una de las condiciones de operación, como la longitud de intercambio térmico en el gas-cooler de recuperación.

Ciclo compresión vapor			Gas-cooler		Ciclo Rankine				
T ₀ (°C)	T _{win} (°C)	P _{gc} (bar)	Q _{gc} (kW)	Longitud (m)	T _k (°C)	P ₄ (bar)	m _{ref} (kg/s)	T ₁ (°C)	Q _{Turbina} (kW)
-2	25	87	13.10	5.32	20	90	0.0707	59.27	1.13
-2	34	100.072	11.47	3.73	20	115	0.0588	78.68	1.72
-2	34	100.072	11.47	14.87	25	115	0.0700	73.64	1.61
-2	34	100.072	11.47	1.18	30	85	0.1038	46.71	0.52
-7	25	83.031	11.26	4.60	20	85	0.0615	54.80	0.99
-7	34	96.711	9.839	7.07	25	110	0.0606	70.22	1.49
-7	34	96.711	9.839	1.40	30	85	0.0895	46.71	0.45
-13	25	78.5	9.242	5.32	20	80	0.0511	50.11	0.84
-13	34	92.53	8.087	4.64	25	105	0.0504	66.65	1.37
-13	34	92.53	8.087	1.70	30	80	0.0731	46.71	0.37

Tabla 2.3.- Diseño del ciclo Rankine para el acoplamiento con el sistema de compresión de vapor.

En la tabla 2.3 se han indicado las condiciones límite de operación que se deben cumplir para poder accionar ambos ciclos de manera conjunta. Este análisis demuestra que es posible acoplar un sistema rankine a uno de compresión de vapor, sin embargo, cabe tener en cuenta que la potencia frigorífica de la instalación quedaría ligeramente penalizada, al no conseguir enfriamientos en el CO₂ que circula por la instalación de compresión de vapor

similares a los producidos con el agua. Este hecho se refleja en la tabla 2.3, ya que en todas las condiciones de operación se cumple que $T_{win} > T_{kr}$, lo cual significa que la potencia calorífica que se obtenía con el enfriamiento con agua es superior al compararlo con el mismo nivel térmico de enfriamiento en el condensador.

Suponiendo un Rendimiento electromecánico en la turbina del ciclo Rankine del 95%, se presenta por último en la figura 2.123, la potencia eléctrica que genera el movimiento de la turbina.

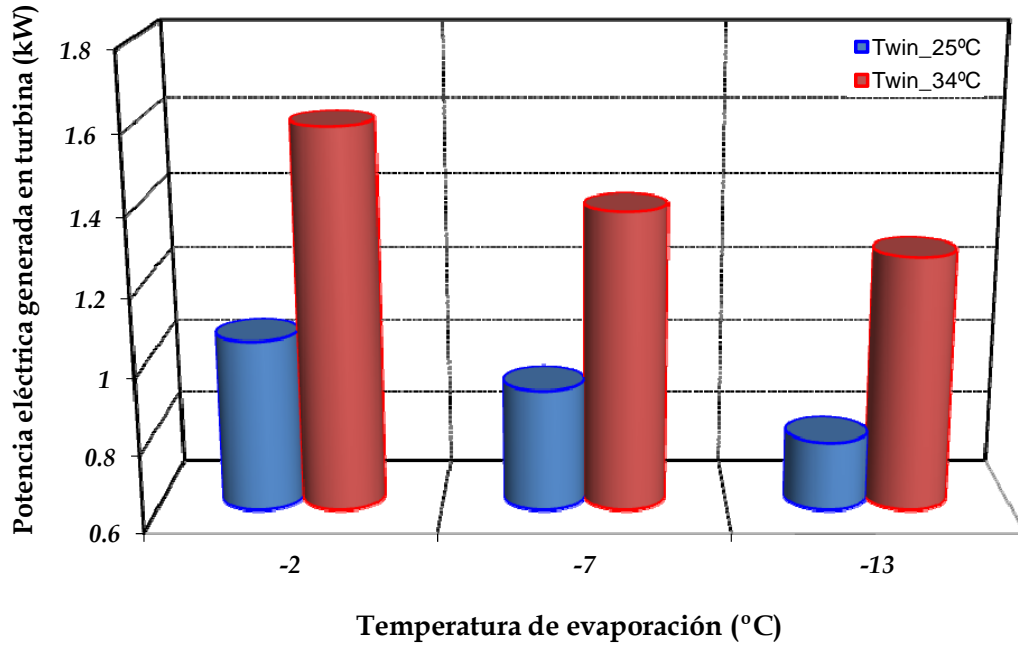


Figura 2.123.- Potencia eléctrica generada en el ciclo Rankine.

2.6.- Conclusiones

Las instalaciones empleadas en el campo de la refrigeración que operan en régimen transcrito presentan un punto de funcionamiento que optimiza el rendimiento energético de las mismas, no obstante, existe otro punto de funcionamiento donde se maximiza la potencia frigorífica generada por la instalación, que no coincide con el punto de rendimiento energético óptimo.

Cuando la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler sea superior a la ambiente, podrán habilitarse al menos dos intercambiadores:

- Un primer gas-cooler de recuperación encargado de elevar el nivel térmico del fluido secundario, donde el enfriamiento del refrigerante se realiza hasta cierto punto. En este intercambiador, el nivel térmico del foco caliente viene determinado por la aplicación para la cual se este recuperando la energía térmica.
- Un segundo gas-cooler de disipación, colocado a continuación, encargado de enfriar el refrigerante hasta el mínimo nivel térmico posible. En este intercambiador el foco caliente lo conforma el fluido ambiente disponible: agua o aire.

En este aspecto, cabe tener en cuenta que al dividir el enfriamiento total del refrigerante en varias etapas, la superficie total de intercambio térmico se incrementa respecto a la longitud que necesita el refrigerante cuando el enfriamiento se produce en una única etapa.

Los análisis que tratan la recuperación de la energía térmica en el gas-cooler con el propósito de destinar dicha energía a activar instalaciones de absorción y adsorción, donde $T_{win,r1}=70^{\circ}\text{C}$ y 60°C respectivamente, han demostrado que al incrementar la presión de gas-cooler por encima del punto de presión que optimiza el rendimiento energético del equipo se consiguen alcanzar grandes incrementos en la potencia calorífica recuperada. Este comportamiento también ocurre con $T_{win,r1}=45^{\circ}\text{C}$, donde la potencia térmica recuperada se puede destinar a aplicaciones tales como la climatización por cuatro tubos. Cuando la temperatura $T_{win,r1}$ se encuentra próxima a la temperatura ambiente, la potencia calorífica recuperada es la máxima posible entre todos los casos analizados, sin embargo, en este caso, al incrementar la presión de gas-cooler por encima del punto donde se obtiene COP óptimo apenas se incrementa la potencia calorífica generada. Esta energía recuperada puede ser empleada para activar sistemas ORC.

En el caso de evaluar conjuntamente las energías frigorífica y calorífica, el punto de funcionamiento de la instalación estará comprendido entre el punto de presión que maximiza la potencia frigorífica y el que optimiza el COP de frío cuando $T_{win,r1}=70^{\circ}\text{C}$, 60°C y 45°C , ya que al incrementar la presión en el gas-cooler el incremento, tanto, en la potencia frigorífica como la potencia calorífica resulta ser más significativo que el aumento del consumo eléctrico derivado del incremento de la tasa de compresión. Con temperaturas $T_{win,r1}=T_{win}$, el punto de funcionamiento óptimo no se encuentra muy bien definido dentro del intervalo planteado, ya que, aunque se incremente la potencia calorífica y frigorífica a partir de los incrementos de presión en el gas-cooler, la potencia eléctrica consumida por el compresor comienza a ser más significativa que los incrementos de las energías frigoríficas y caloríficas.

En la tabla 2.4, se presenta un resumen de los principales parámetros estudiados para el nivel térmico de recuperación correspondiente a 70°C , donde la energía calorífica recuperada en ningún caso supera el 30% de la total generada. El diseño del gas-cooler de recuperación se ha fijado en 1 metro de longitud, dotándose al gas-cooler de disipación de tres metros de longitud total.

Temperatura evaporación	Q_{gc} recuperada	Nivel térmico alcanzado	$Q_{gc}(P_{COPopt})/Q_{gc}(P_{Qomax})$
-2°C	[1.33,3.11]kW	[72,76]°C	[77,82]%
-7°C	[1.59,2.82]kW	[73.23,75.55]°C	[84,89]%
-13°C	[1.58,2.55]kW	[73.13,74.97]°C	[90,92]%

Tabla 2.4.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win,r1}=70^{\circ}C$.

La potencia calorífica recuperada impide activar algún sistema de absorción comercial con el ciclo de compresión de vapor estudiado, sin embargo, este estudio ha demostrado que es posible cumplir con las exigencias térmicas requeridas por el equipo de absorción como se observa en la tabla 2.4. Por tanto, se asume que a partir de sistemas de compresión de vapor con mayor capacidad frigorífica sería posible proporcionar la potencia calorífica demandada al nivel térmico requerido para activar algún ciclo de absorción comercial. En el caso de diseñar un sistema de absorción cuya potencia térmica requerida en el generador se encuentre en el mismo orden de magnitud que la potencia calorífica recuperada en la instalación de compresión de vapor, se estima que la capacidad frigorífica proporcionada por la instalación de absorción estaría comprendida entre [0.96, 2.24] kW aceptando que el rendimiento energético del ciclo de absorción se encuentre entre [0.6,0.7].

Como la energía recuperada no supera el 30% de la total generada, se podría añadir un tercer gas-cooler que recuperara energía calorífica a un nivel térmico medio, de forma que la energía recuperada se pueda destinar a aplicaciones que requieran un dicho nivel térmico. En este caso, al añadir un segundo gas-cooler de recuperación se podría aprovechar el 70% de la potencia calorífica total generada por la instalación, donde la superficie total de intercambio se debería incrementar hasta los 6 metros de longitud total.

Las conclusiones que se extraen del estudio que destina la energía calorífica recuperada a activar un sistema de adsorción también destacan la insuficiencia en cuanto a energía calorífica recuperada para poder activar algún sistema comercial. Sin embargo, en el caso de diseñar un sistema de adsorción que se ajuste a la energía generada por el ciclo de compresión de vapor con el nivel térmico requerido, la energía frigorífica suministrada por dicho sistema se encontraría en el intervalo [1.32,2.65] kW. La energía calorífica recuperada se sitúa en el intervalo [18.44, 37.82]% de la potencia calorífica total generada. En la tabla 2.5 se expone un resumen de los valores alcanzados en este nivel de recuperación.

Temperatura evaporación	Q_{gc} recuperada	Nivel térmico alcanzado	$Q_{gc}(P_{COPopt})/Q_{gc}(P_{Qomax})$
-2°C	[2.35,4.43]kW	[65.58,67.04]°C	[80,83]%
-7°C	[2.41,3.84]kW	[65.48,66.13]°C	[87,91]%
-13°C	[2.2,3.2]kW	[65.01,65.6]°C	[91,93]%

Tabla 2.5.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win,r1}=60^{\circ}C$.

La longitud de intercambio para este nivel térmico de recuperación se fija en las mismas dimensiones que las calculadas cuando $T_{win,r1}=70^{\circ}C$, sin embargo, se llega a aprovechar casi un 15% más de energía calorífica recuperada al reducir el nivel térmico de recuperación.

Para realizar el estudio correspondiente a la viabilidad energética vinculada a la energía calorífica necesaria para el calentamiento de agua sanitaria ha sido necesario conocer la demanda de ACS. Para ello, se equiparó el sistema de compresión de vapor a un sistema de refrigeración de una vivienda unifamiliar con una superficie de 100m² y donde habitan cuatro personas. El estudio demuestra que durante un funcionamiento continuo de ocho horas diarias se podría abastecer la demanda de ACS de 5 viviendas unifamiliares. Para diseñar el sistema de acoplamiento entre la instalación de compresión de vapor y el sistema de ACS se ha dividido la región de enfriamiento durante la fase de disipación de energía en el ciclo de compresión de vapor en tres intercambiadores, cuyas dimensiones de intercambio térmico se fijan en dos metros para la longitud del intercambiador de recuperación a nivel térmico alto,

24 metros para el intercambiador a nivel térmico medio y 3 metros para el intercambiador de disipación del resto de energía calorífica.

En la tabla 2.6 se presentan los resultados del análisis efectuado para temperaturas de recuperación de 45°C ($T_{win,r1}$), donde se destina la energía calorífica recuperada para calentamiento de agua en sistemas de climatización.

Temperatura evaporación	Q_{gc} recuperada	Nivel térmico alcanzado	$Q_{gc}(P_{COPopt})/Q_{gc}(P_{Qomax})$
-2°C	[5.38,6.41]kW	[53.47,55.11]°C	[81,85]%
-7°C	[4.76,5.26]kW	[52.24,53.34]°C	[86,89]%
-13°C	[4,4.4.28]kW	[51.36,51.82]°C	[88,93]%

Tabla 2.6.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win,r1}=45°C$.

En este caso, la energía calorífica recuperada representa entre el [34.36, 59.41]% de la energía total generada. Los resultados muestran que se puede utilizar la instalación de compresión de vapor para emplearla como un sistema de climatización, siendo necesario el uso de dos intercambiadores en la región de alta presión con una longitud de 2.5 metros cada uno.

El último estudio refleja que cuando se pretende recuperar toda la energía calorífica, el punto de funcionamiento de la instalación no quedaba tan bien definido como en los casos anteriores. Así pues, el estudio de máxima recuperación de energía calorífica ha proporcionado las conclusiones que se resumen en la tabla 2.7:

Temperatura evaporación	Q_{gc} recuperada	Nivel térmico alcanzado	$Q_{gc}(P_{COPopt})/Q_{gc}(P_{Qomax})$
-2°C	[11.2,13. 1]kW	[36.4,44.3]°C	[96.6,97.5]%
-7°C	[9. 6,11.1]kW	[35.2,43. 4]°C	[97.5,98.5]%
-13°C	[7.9,9.3]kW	[33.6,41. 2]°C	[98.2,99.7]%

Tabla 2.7.- Resumen del análisis de recuperación de calor con $T_{win}=30°C$.

Si se emplea agua como fluido secundario para recuperar toda la energía generada en un único intercambiador, los resultados han mostrado que el nivel térmico alcanzado no es suficiente para permitir activar un ciclo Rankine, ya que como máximo se alcanzan niveles térmicos de 50°C con caudales de 0.5 m³/h del fluido secundario. Sin embargo, sería posible accionar un ciclo Rankine si el intercambio se realiza de forma directa sobre el gas-cooler de recuperación y se utiliza CO₂ como fluido refrigerante en el ciclo Rankine, el cual generaría potencias eléctricas comprendidas entre [0.7,1.5] kW, con superficies de intercambio térmico comprendidas entre [1,15] metros.

2.7.- Referencias bibliográficas

- [1] Gustav Lorentzen. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* Volume 17, Issue 5, 1994, Pages 292–301.
- [2] Pettersen J, Aarlién R. Progress in CO₂ vapour compression systems. *Thermal Science and Engineering* 1998; 6(1): 25–34.
- [3] Kruse H, Heidelck R, Suss J. The application of CO₂ as a refrigerant. *Bulletin of the International Institute of Refrigeration* 1999; 99-1:2–21.
- [4] Strømmen I, Bredesen AM, Eikevik T, Neksa^o P, Pettersen J, Aarlién R. Refrigeration, air-conditioning and heat pump systems for the 21st century. *Bulletin of the International Institute of Refrigeration* 2000; 2000-2:3–18.
- [5] P. Neksa^o, H. Rekstad, G.R. Zakeri, P.A. Schiefloe, CO₂-heat pump water heater: characteristic, system design and experimental results, *International Journal of Refrigeration* 21 (3) (1998) 172–179.
- [6] Willy Adriansyah. Combined air conditioning and tap water heating plant using CO₂ as refrigerant. *Energy and Buildings*. Volume 36, Issue 7, July 2004, Pages 690–695.
- [7] Y.T. Ge, R.T. Cropper. Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 5-6, April 2009, Pages 957–965.
- [8] M.H. Kim, J. Pettersen, C.W. Bullard, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 119–174.
- [9] S. Jørn, J. Arne, A. Trond, Skiple Torgeir, Neksa^o Petter. CO₂ Heat pump system for combined heating and cooling of non-residential buildings. 22nd International Congress of Refrigeration. *International Institute of Refrigeration* (2007). ISBN: 9782913149595.
- [10] Petter Neksa CO₂. heat pump systems. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 421–427.
- [11] J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya*, M. Ram Gopal. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 735–743.
- [12] Neksa^o P, Rekstad H, Zakeri GR, Schiefloe PA, Svensson MC. Commercial heat pumps for water heating and heat recovery. In: CO₂ technology in refrigeration, heat pump and air conditioning systems. Mainz. Germany, 1999.
- [13] Bredesen AM, Aflekt K, Pettersen J, Hafner A, Neksa^o P, Skaugen G. Studies on CO₂ heat exchangers and heat transfer. In: CO₂ technology in refrigeration, heat pumps and air conditioning systems. Trondheim, Norway. IEA Heat Pump Centre, 13–14 May, 1997.
- [14] Enkemann T, Kruse H, Oostendorp P. CO₂ as heat pump working fluid for retrofitting hydronic heating systems in western Europe. In: CO₂ technology in refrigeration, heat pumps and air conditioning systems. Trondheim, Norway, IEA Heat Pump Centre, 13–14 May 1997.
- [15] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, G. Papadakis. On site experimental evaluation of a low-temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination. *Solar Energy*, Vol 83, Issue 5, p.646-656, 2009
- [16] Madhawa Hettiarachchi, H.D., Golubovic, M., Worek, W.M., Ikegami, Y., 2007. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32 (9), 1698–1706.
- [17] Nicholas Fernandez, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher. Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high cop cycles. *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid - Int. J. Refrigeration*, vol. 33, no. 3, pp. 635-644, 2010.

- [18] Cho, H., Ryu, C., Kim, Y., Kim, H.Y. , 2005, Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump, *Int. J. Refrigeration*, 28, pp. 1266–1273.
- [19] Hashimoto, K., 2006, Technology and market development of CO₂ heat pump water heaters (ECO Cute) in Japan, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, 24(3): 12-16.
- [20] *Appliance Magazine*, Japanese Heat-Pump Water Heater Market Growing, September 2005, p.20
- [21] Stene. J., 2005, Residential CO₂ Heat Pump for Combined Space Heating and Hot Water Heating, *International Journal of Refrigeration*, 28(8): 1259-1265.
- [22] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella. Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas-coolers. *Applied Energy* 93 (2012) 637–647.
- [23] Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Complementarias (ITE). Real Decreto 1751/1998, de 31 de julio.
- [24] Clark Bullard. Transcritical CO₂ systems: recent progress and new challenges. *Klimatizacija, grejanje, hlađenje*. 2004, vol. 33, iss. 3, pp. 31-36.
- [25] B. Choudhury, P.K. Chatterjee, J.P. Sarkar. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 14, Issue 8, October 2010, Pages 2189–2195.
- [26] Pilatowsky, I.F., Best, R.W., Gutierrez, F.M., Hernandez, J.I.G., (1993), "Métodos de Producción de Frío", UNAM.
- [27] Velásquez Limón Nicolás. Refrigeración Solar. Memoria Anes, 2006. Curso de actualización, Vol 30.
- [28] Syed A.M. Said, Maged A.I. El-Shaarawi, Muhammad U. Siddiqui. Alternative designs for a 24-h operating solar-powered absorptionrefrigeration technology. *International Journal of Refrigeration*.
- [29] www.sonnenklima.de
- [30] M. Pons, Y. Feng. Characteristic parameters of adsorptive refrigeration cycles with thermal regeneration. *Applied Thermal Engineering* .Volume 17, Issue 3, March 1997, Pages 289–298.
- [31] Dind Philippe, Cherbuin Olivier, Catherine hildbrand y Julien Mayor. La refrigeration solare al adsorption, *Ecole D Ingenieurs Du Canton De Vaud, Journal Solar Energy*, 2005, pages 3-5.
- [32] M. Karagiorgas and F. Meunier, The dynamics of a solid-adsorption heat pump connected with outside heat sources of finite capacity. *J. Heat Recovery Systems CHP* 7 3 (1987), pp. 285–299
- [33] D.I. Tchemev and D.T.E. Emerson, High efficiency regenerative zeolite heat pump. *ASHRAE Trans.* 94 2 (1988), pp. 2024–2032.
- [34] R.E. Critoph and R. Vogel, Possible adsorption pairs for use in solar cooling. *Int. J. Ambient Energy* 7 4 (1986), pp. 183–190.
- [35] R.E. Critoph, Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping. *Carbon* 27 (1989), pp. 63–70.
- [36] B.B. Saha, E.C. Boelman and T. Kashiwagi, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle-the influence of operating conditions on cooling output and COP. *ASHRAE Trans. Res.* 101 2 (1995), pp. 348–355.
- [37] H.T. Chua, K.C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa and B.B. Saha, Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers. *Int. J. Refrigeration* 22 (1999), pp. 194–204.
- [38] K.C.A. Alam, B.B. Saha, Y.T. Kang, A. Akisawa and T. Kashiwagi, Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel-water adsorption system. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 43 24 (2000), pp. 4419–4431.

- [39] www.icogen-sa.com/index.php/eficiencia-energetica/-refrigeracion-termica/ciclo-de-adsorcion.html
- [40] M. Izquierdo, S. Aroca. Lithium bromide high-temperature absorption heat pump: Coefficient of performance and exergetic efficiency. *International Journal of Energy Research*. Volume 14, Issue 3, pages 281–291, 1990
- [41] Aristov Yu I, B.Dawoud, Glaznev, Elyas. A new methodology of studying the dynamics of water Sorption/desorption under real operating conditions of adsorption heat pumps experiment. Ed. Elsevier, *Journal Heat and mass transfer*, 2008, Pages 4966-4972. Volume 51.
- [42] R.Z. Wang, R.G. Oliveira. Adsorption refrigeration—an efficient way to make good use of waste heat and solar energy. *Prog Energy Combust Sci*, 32 (4) (2006), pp. 424–458
- [43] Nekså P., Rekstad H., Zakeri G. R., Schiefloe P. A., 1998. CO₂ – heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. J.Refrigeration*, 21(3), 172-179.
- [44] Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L., 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution. *Int. J. Refrig.* 28, 1250–1258.
- [45] Fernandez N., Hwang Y., Radermacher R., 2010. Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles. *Int. J. Refrigeration*, 33, 635-644.
- [46] Yokoyama R., Shimitzu T., Ito K., Takemura K., 2007, Influence of ambient temperatures on performance of a CO₂ heat pump water heating system, *Energy* 32, 388–398.
- [47] Liao S.M., Zhao T.S., Jakobsen A., 2000. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Appl. Therm. Eng.* 20, 831–841.
- [48] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M., 2004. Optimisation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *Int. J. Refrig.* 27, 830–838.
- [49] Kauf F., 1999. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles. *Int. J. Therm. Sci.* 38, 325–330.
- [50] Chen Y., Gu J., 2005. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *Int. J. Refrig.* 28, 1238–1249.
- [51] Minetto, S. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water, *International Journal of Refrigeration* (2010), Volume 34, Issue 3, May 2011, Pages 742–751.
- [52] Fornasieri E., Giroto S., Minetto S., 2008. CO₂ heat pump for domestic hot water. 8th IIR Gustav Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids, Copenhagen, 7-10 September.
- [53] Lourdes García-Rodríguez, Julián Blanco-Gálvez. Solar-heated Rankine cycles for water and electricity production: POWERSOL project. *Desalination* 212 (2007) 311–318

CAPÍTULO 3

Análisis de la instalación operando en régimen transcrito frente a la posibilidad de trabajar en régimen subcrítico



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcríticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 3. Análisis de la instalación operando en régimen transcrito frente a la posibilidad de trabajar en régimen subcrítico.

3.1. Introducción

El rendimiento energético de los sistemas de producción de frío es un parámetro que se encuentra fuertemente vinculado con la temperatura del foco caliente. En los países con climas cálidos existe una amplia variación de las condiciones climáticas (temperatura del foco caliente), convirtiéndose esta variabilidad de las condiciones ambientales en un factor que influye en el comportamiento energético de los equipos ubicados en este tipo de climas, ya que experimentan variaciones en su rendimiento energético ligadas a la época del año en la cual el equipo se encuentre en funcionamiento.

Adicionalmente, las unidades de refrigeración que utilizan el R744 como refrigerante se diseñan para disipar energía en condiciones supercríticas, especialmente cuando estas unidades están ubicadas en climas cálidos. Las características que presentan los diseños en supercrítico se encuentran relacionadas con unas muy buenas propiedades de intercambio térmico, lo que posibilita que estos equipos sean muy compactos.

Este refrigerante presenta una peculiaridad ligada a la temperatura del foco caliente, ya que podría pasar parte del tiempo de funcionamiento del equipo disipando energía en la región subcrítica si la temperatura ambiente es inferior a la temperatura crítica y el equipo no cuenta con ningún mecanismo que permita controlar la presión en la región de disipación. La temperatura ambiente podría ser inferior a la temperatura crítica durante periodos diarios o estacionales como el invierno y buena parte de la primavera y el otoño [1], por tanto, las menores dimensiones que necesitaba el diseño en supercrítico podrían penalizar el comportamiento energético del equipo al disipar energía en régimen subcrítico durante estos periodos estacionales del año. De esta forma, el hecho de poder operar en régimen transcrito o subcrítico en función de las condiciones ambientales adquiere mucha importancia, pues afecta directamente al rendimiento energético cuando el diseño no se ajusta para permitir disipar energía en las dos regiones. Esta posibilidad introduce una variable más a considerar a la hora de optimizar el COP de las instalaciones de compresión de vapor que actúan con R744.

Las instalaciones operarán en régimen supercrítico siempre que la temperatura mínima del foco caliente sea superior a la temperatura crítica ($T_{gc,o} > T_{crit} = 31^{\circ}C$), y la presión de trabajo en la región de disipación de calor esté por encima de la crítica ($P_{gc} > P_{crit}$), tal y como se indica en la figura 3.1. En estas condiciones de funcionamiento supercrítico existe una presión que genera el máximo rendimiento energético para una determinada temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler. Este punto ha sido estudiado por varios autores manteniendo el ciclo termodinámico [2,3,4,5]. En la figura 3.1, se ha sombreado la región donde se produce el enfriamiento cuando se cumple la relación anterior $T_{gc,o} > T_{crit}$.

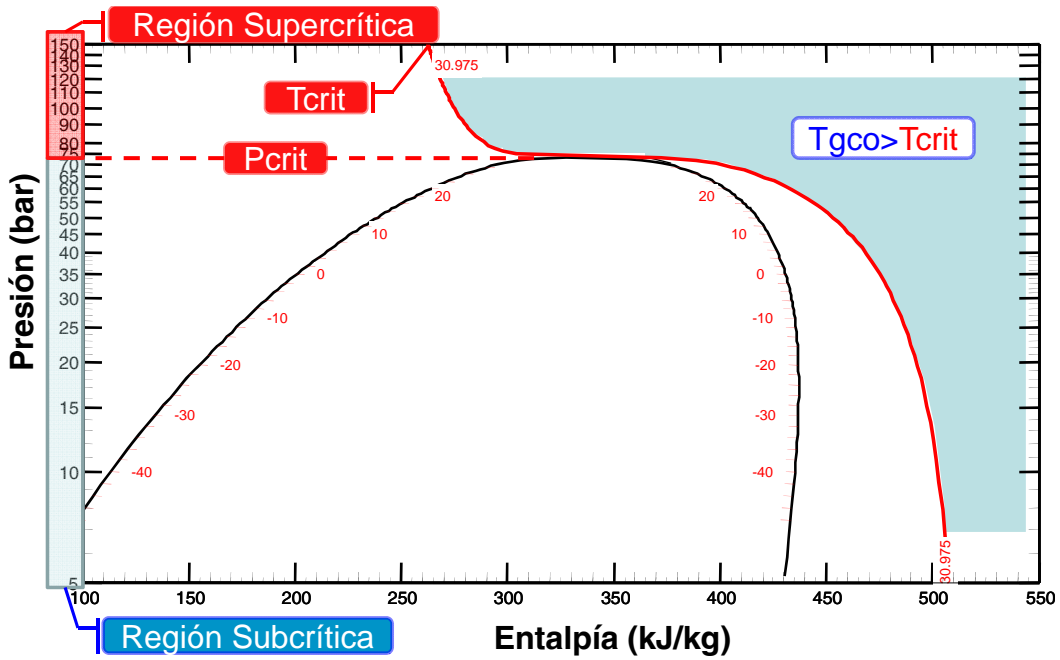


Figura 3.1.- Región donde actúa el CO₂ en la zona de alta presión cuando $T_{gco} > T_{crit}$.

Sin embargo, se contemplan dos opciones interesantes cuando las condiciones exteriores permitan que la temperatura de salida del refrigerante en el intercambiador de alta presión (gas-cooler/condensador) sea inferior a la temperatura crítica ($T_{gco,0} < T_{crit} = 31^\circ\text{C}$): disipar la energía en régimen subcrítico ($P_{gc} < P_{crit}$) ó actuar en régimen supercrítico ($P_{gc} > P_{crit}$), quedando la elección de cada modo de operación en función del control realizado sobre la presión del refrigerante durante el proceso de disipación (figura 3.2).

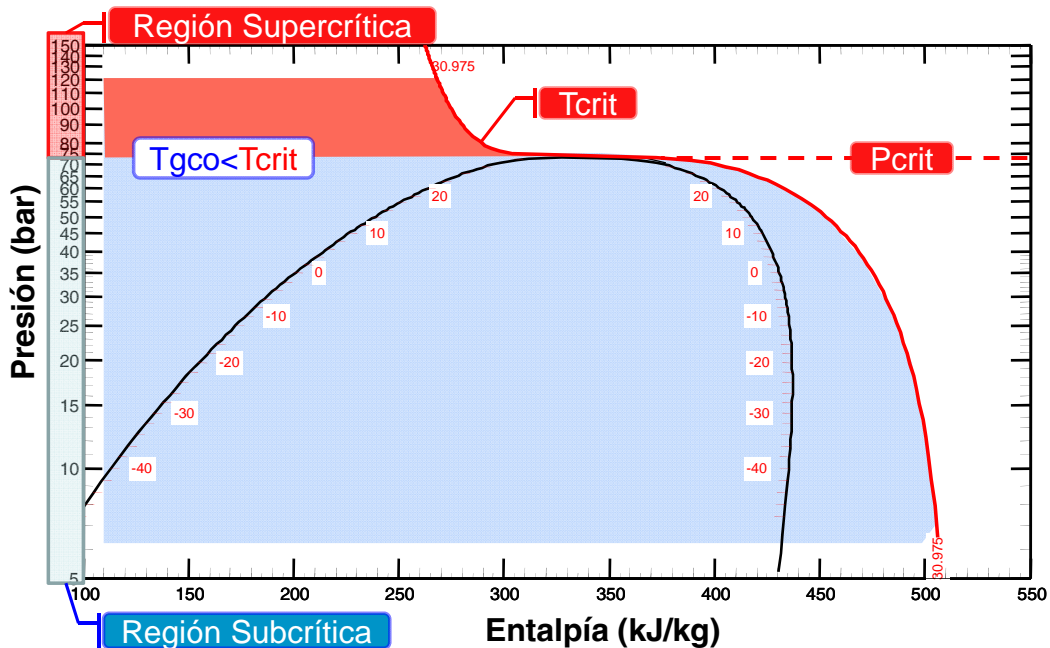


Figura 3.2.- Región donde actúa el CO₂ en la zona de alta presión cuando $T_{gco} < T_{crit}$.

En el primer caso ($P_{gc} < P_{crit}$), el refrigerante cambia de estado mediante un proceso de condensación, donde se regula la expansión mediante control termostático. Este control no gobierna la presión del refrigerante durante el proceso de disipación por lo que se establece una relación directa entre la presión del refrigerante y la temperatura de cambio de estado. En el segundo caso ($P_{gc} > P_{crit}$), el proceso de disipación se produce en condiciones transcricas, la presión del refrigerante y la temperatura de enfriamiento se establecen como

variables independientes, por lo que el refrigerante no experimenta un cambio de estado sino un enfriamiento. Para alcanzar el régimen transcrito durante el proceso de disipación de energía, en este trabajo de tesis doctoral, se realiza la expansión mediante control presostático, de forma que dicho control permita gobernar la cantidad de masa acumulada aguas arriba de la propia válvula y así poder alcanzar presiones superiores a la presión correspondiente al punto crítico [6]. Ante esta tesitura y cuando las condiciones ambientales lo permitan ($T_{gco} < T_{crit}$), este tipo de instalaciones cuentan con la posibilidad de regular la expansión mediante control termostático o por regulación presostática, donde el proceso de disipación de energía se produce en condiciones subcríticas o transcricas respectivamente.

En aras de encontrar el modo de operación que conduzca hacia el punto de máximo rendimiento energético de la instalación, se decide comparar de forma experimental ambos sistemas de expansión en las mismas condiciones comentadas en el capítulo 1. La relevancia de este trabajo se encuentra en los pocos estudios que existen donde se compare el funcionamiento en régimen supercrítico frente al subcrítico, ya que, diversos autores como Liao, 2000 [3]; Kauf, 1999 [2]; Sarkar, 2004 [4] y Chen 2005 [5], sólo estudiaron el punto de máxima eficiencia energética durante el funcionamiento en la región supercrítica manteniendo el ciclo termodinámico.

3.2.- Descripción de las configuraciones empleadas para operar en transcrítico y subcrítico.

En las figuras 3.3 y 3.4 se presenta el esquema de los elementos utilizados en la configuración supercrítica y subcrítica respectivamente. La diferencia entre ambas configuraciones estriba en el sistema de expansión utilizado. Para operar en condiciones supercríticas se emplea un sistema de doble etapa de expansión en el cual, la primera etapa es una expansión presostática realizada mediante válvulas backpressure que permite regular la presión en el gas-cooler. La segunda etapa de expansión se realiza utilizando válvulas termostáticas de tipo electrónico, entre ambas etapas se sitúa un depósito de acumulación, a este sistema de expansión lo denotaremos por "SEP+SET" (figura 3.3). Cuando se quiere operar en condiciones subcríticas se activa un by-pass que permite aislar el sistema de expansión presostático, obligando a las válvulas termostáticas realizar toda la expansión en una sola etapa, a este sistema lo denotaremos como "SET" (figura 3.4).

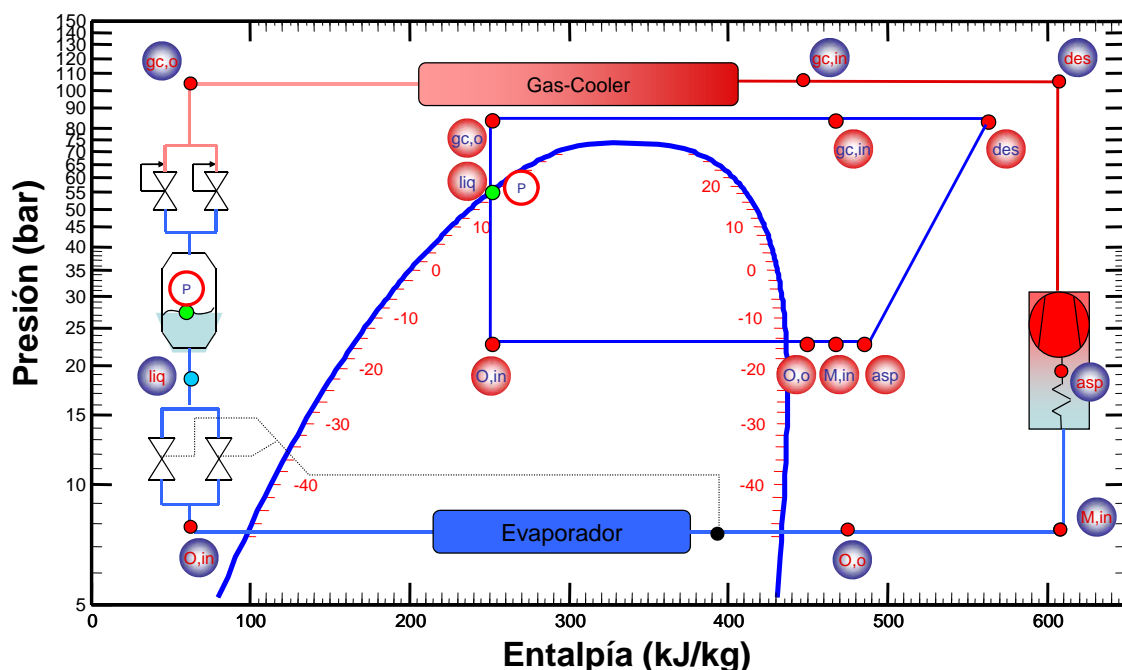


Figura 3.3.- Esquema de la Instalación frigorífica actuando en régimen supercrítico mediante control presostático.

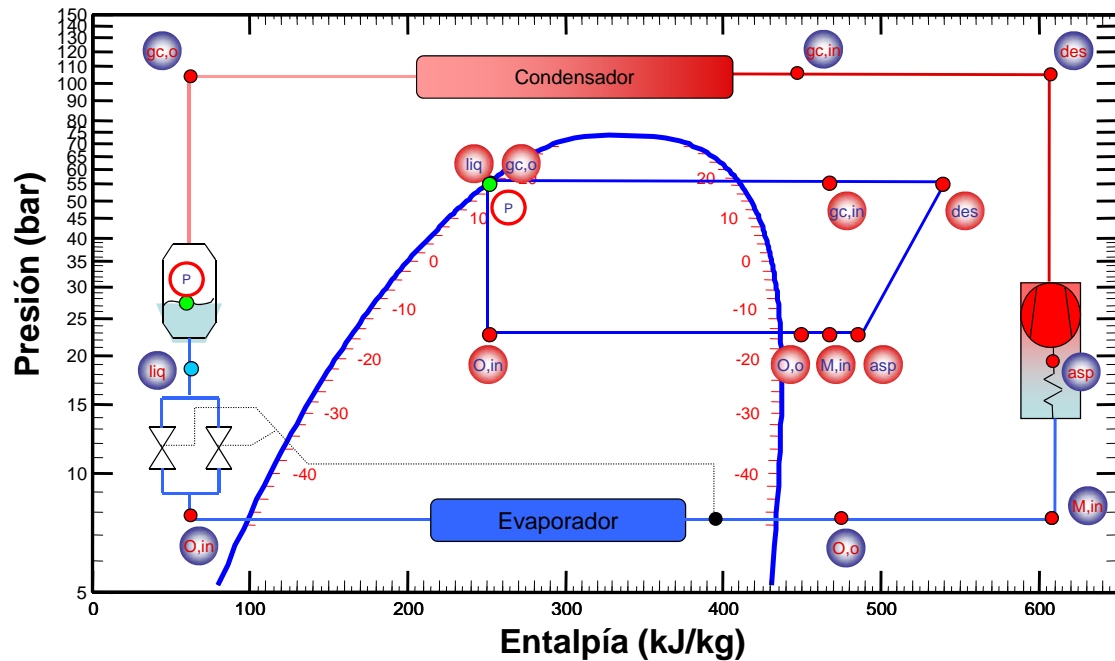


Figura 3.4.- Esquema de la Instalación frigorífica actuando en régimen subcrítico mediante control termostático.

De esta forma, para cada una de las temperaturas del fluido secundario a la entrada del gas-cooler y evaporador se representa el estacionario correspondiente al modo de expansión termostático (SET) cuando se opera en régimen subcrítico y toda la curva de valores obtenida para un rango de presiones cuando se opera en régimen supercrítico utilizando el sistema de expansión SEP+SET, siendo el objeto de este análisis discernir sobre la conveniencia de emplear una de las dos formas de controlar la expansión, en base al COP obtenido de la instalación, según las condiciones exteriores que interactúen con ella.

Además, para comparar estos dos modos de operación bajo los efectos de una demanda frigorífica inferior, se complementa el anterior análisis con otro estudio también experimental en el que se varía el régimen de giro en la condición $T_{w,in}=20^{\circ}\text{C}$ y $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, utilizando los sistemas SET+SEP y SET.

3.3.- Análisis experimental

3.3.1. Frecuencia del compresor constante

Con la finalidad de analizar el comportamiento de la instalación frigorífica se han modificado las temperaturas de entrada de los fluidos secundarios empleados en ambos intercambiadores (gas-cooler y evaporador). Así, se han utilizado dos niveles de temperatura del agua glicolada a la entrada al evaporador ($T_{gli,in}$): 5 y 15°C, mientras que se ha ensayado un rango de temperaturas de entrada de agua al gas-cooler ($T_{w,in}$) entre 15 y 35°C, con escalones de 5°C. En todos los casos, se ha mantenido constante la velocidad de giro del motor (1450 rpm), el recalentamiento útil (situado en torno a los 6°C) y se ha utilizado el mismo intercambiador de la zona de alta presión, el cual está diseñado como gas-cooler. A lo largo de este análisis, el sistema de expansión con control presostático, encargado de regular la presión de alta y que permite disipar la energía en la región supercrítica, se denotará por las siglas SEP y el sistema de expansión termostático, encargado de regular el recalentamiento útil se expresará con las siglas SET.

Como ya se ha comentado en el apartado anterior, cuando se opera en régimen supercrítico ($P_{gc} > P_{crit}$) existe un valor de presión en el gas-cooler que optimiza el rendimiento energético del equipo y que se encuentra en función de la $T_{w,in}$. Para encontrar dicho punto de máximo rendimiento energético se ha representado una curva de presiones correspondientes a

diferentes $T_{w,in}$ como se indica en las figuras 3.5 y 3.6, donde se observa que al operar en condiciones supercríticas y para valores de $T_{gc,o} < T_{crit}$ obtenidos con $T_{w,in} = 15$ y 20°C , el máximo rendimiento energético se localiza en puntos de presión cercanos al punto crítico, mientras que para valores de $T_{gc,o} > T_{crit}$ correspondientes a $T_{w,in} = 25^\circ\text{C}$, 30°C y 35°C , el COP óptimo (COP_{opt}) se obtiene a presiones cada vez mayores conforme aumentamos $T_{w,in}$.

La operación en régimen subcrítico se ha podido realizar para valores de $T_{w,in}$ inferiores a 25°C , pues sólo en esos casos se ha podido conseguir que $T_{gc,o} < T_{crit}$ y por tanto, que $P_{gc} < P_{crit}$. En todos los casos donde se ha podido comparar ambos modos de operación representados en las figuras 3.5 y 3.6 ($T_{w,in} = 25^\circ\text{C}$, 20°C y 15°C), se ha obtenido que el COP operando en subcrítico es inferior al COP_{opt} operando en supercrítico, siendo la diferencia tanto mayor cuanto mayor es la $T_{w,in}$. La explicación de este hecho es objeto de análisis a continuación.

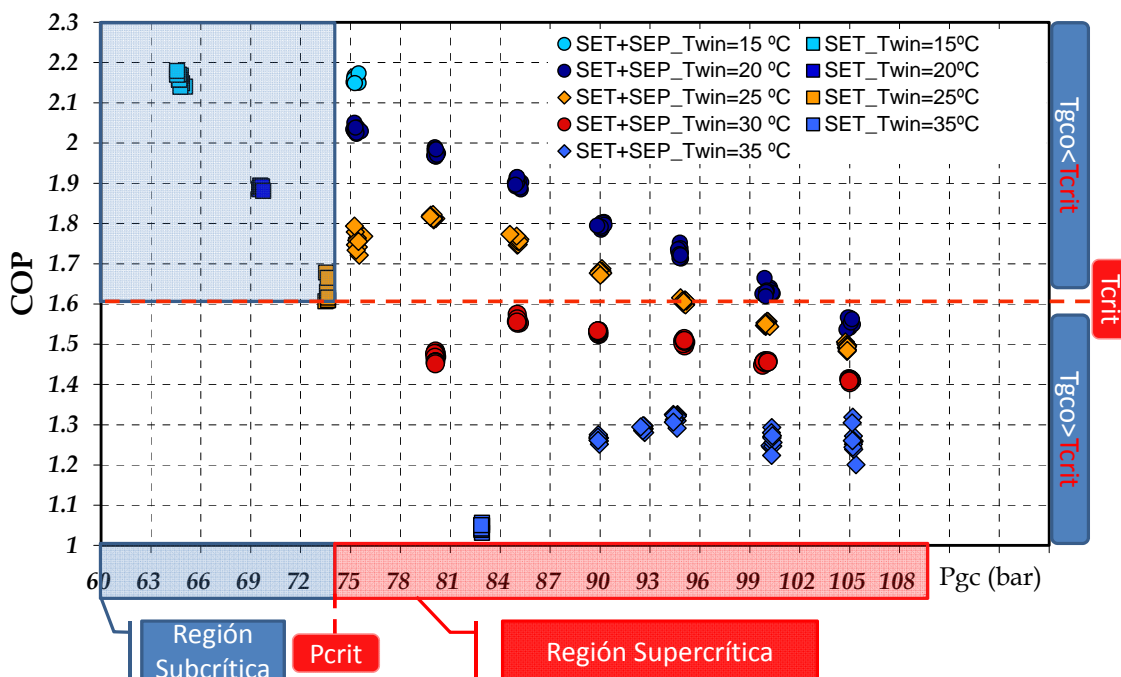


Figura 3.5.- Comparativa entre el modo de expansión presostático y el termostático a un nivel térmico de glicol de 5°C .

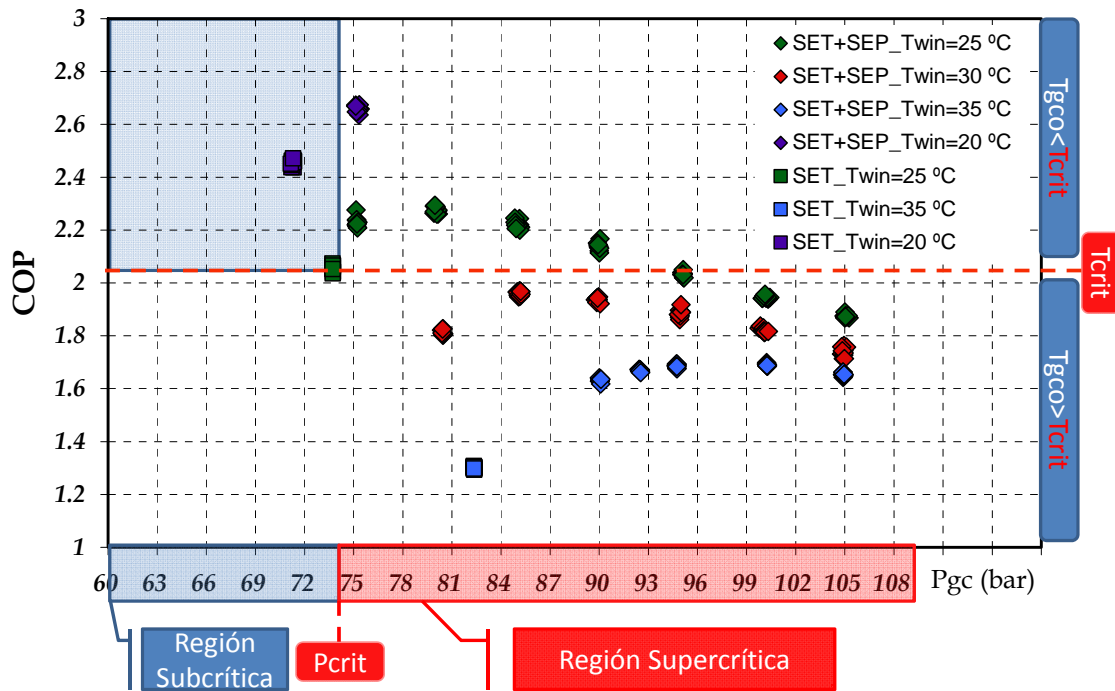


Figura 3.6.- Comparativa entre el modo de expansión presostático y el termostático a un nivel térmico de glicol de 15°C.

Los sistemas de expansión utilizados en ambos modos de operación provocan que las presiones de trabajo en la región de cesión de calor sean diferentes. Así, cuando se opera en régimen supercrítico, el sistema SEP+SET acumula mucha masa de refrigerante aguas arriba de la válvula backpressure, lo que obliga al ciclo a trabajar con presiones en la región de alta superiores a las que tiene cuando trabaja en subcrítico, manteniendo las mismas condiciones de $T_{w,in}$ y $T_{gli,in}$. Por ejemplo, para una $T_{w,in}$ de 20°C y una $T_{gli,in}$ de 5°C las presiones con el sistema SEP+SET (régimen supercrítico) son $P_o = 24,1$ bar y $P_{gc,COPopt} = 75,3$ bar, mientras que las presiones obtenidas con el sistema SET (régimen subcrítico) son $P_{gc} = P_k = 69,6$ bar y $P_o = 24,9$ bar.

La mayor presión de trabajo en la región del gas-cooler obtenida con el modo de operación en supercrítico obliga a trabajar con mayores tasas de compresión, por lo que el rendimiento volumétrico del compresor es inferior y la potencia eléctrica consumida por el compresor es mayor [7]. Este hecho podría llevar a la conclusión de que la operación en transcrito es peor que la operación en subcrítico, sin embargo, en las figuras 3.5 y 3.6 se observa que el COP es mayor cuando la disipación de energía se realiza en la región transcítica (para las mismas condiciones de $T_{w,in}$ y $T_{gli,in}$). La diferencia fundamental estriba en la tasa de transferencia de calor obtenida en el intercambiador de alta presión, ya que el U es muy diferente dependiendo de la región de trabajo como consecuencia de las variaciones en las propiedades termofísicas del CO₂ [8, 9]. El mayor valor de U permite elevadas eficiencias y valores de approach más bajos, lo que genera un mayor salto entálpico disponible en el evaporador y por tanto un mayor COP.

Para corroborar esta afirmación se ha determinado el coeficiente de transferencia global de transferencia calor a partir de los datos experimentales, despejándolo de la ecuación ec. 3.1.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{ec. 3.1.}$$

En las gráficas de las figuras 3.7 y 3.8 se observa cómo los valores de U para el intercambiador de alta presión son superiores cuando el régimen es transcrito frente a los obtenidos para régimen subcrítico. De esta forma, si el coeficiente global de transferencia de calor es menor y la superficie de transferencia de calor es la misma, la potencia disipada en el intercambiador de alta presión operando como condensador es menor a la intercambiada operando como gas-cooler, lo que redundaría en que el salto entálpico disponible en el

evaporador será menor en el primer caso que en el segundo, esto lleva a una reducción en el COP obtenido.

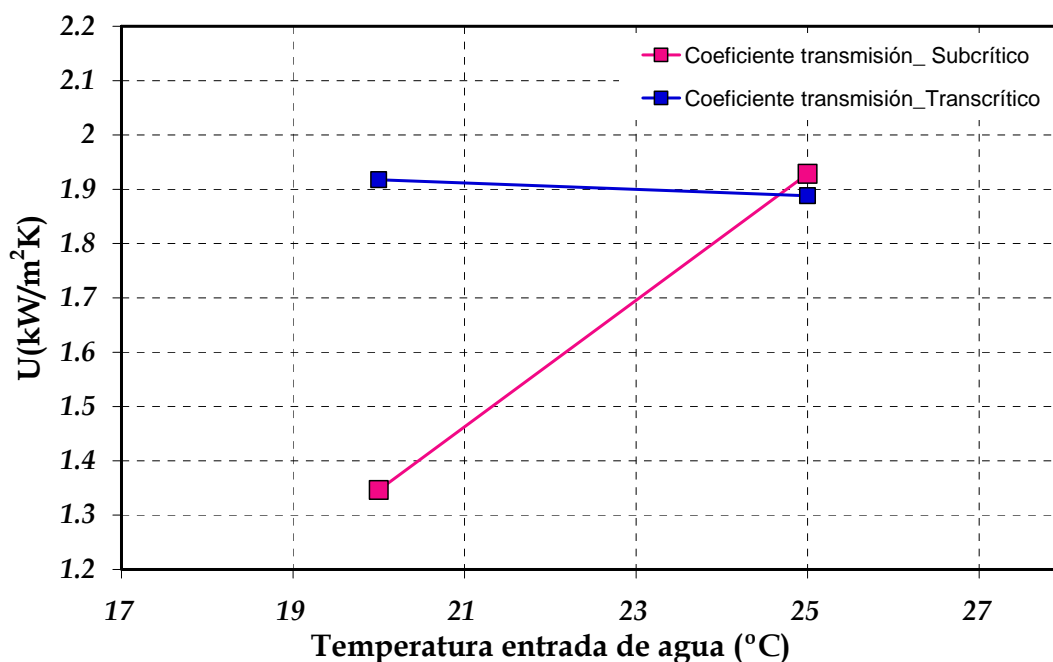


Figura 3.7.- Coeficientes globales de transmisión de calor. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

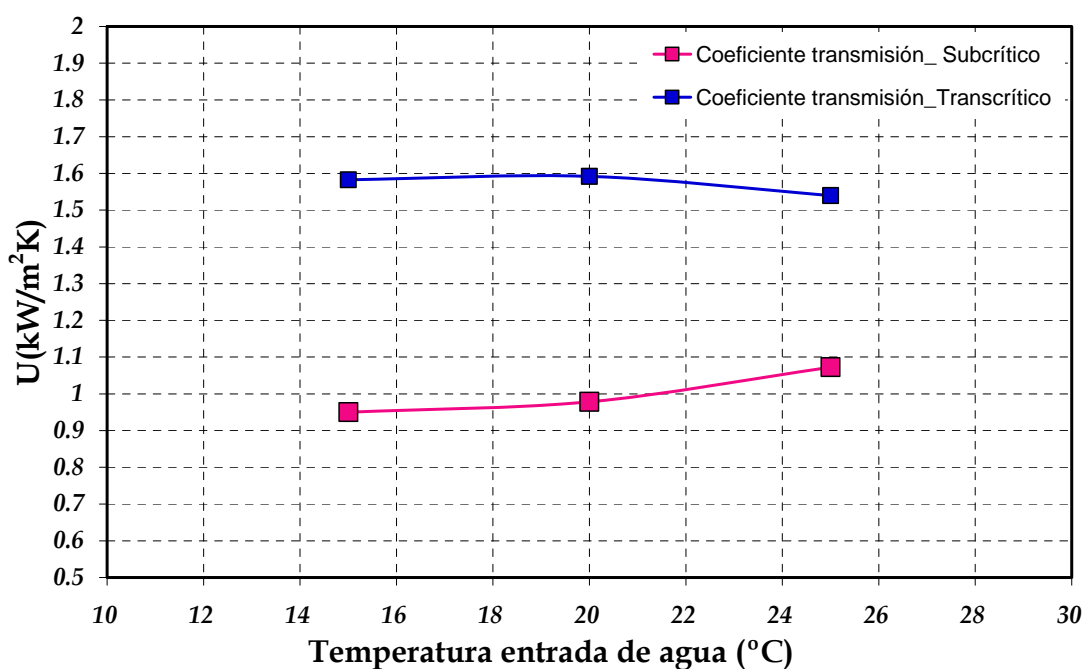


Figura 3.8.- Coeficientes globales de transmisión de calor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

El coeficiente global de transmisión de calor proporciona un indicativo de cómo se ha producido el intercambio térmico en el intercambiador, es decir, se define como una variable que pondera las propiedades termofísicas del refrigerante y las características del intercambiador, proporcionando una medida de la capacidad de transferencia de energía que presenta dicho intercambiador. En ambos regímenes de operación los valores de U mejoran a medida que se incrementa el nivel de evaporación ($T_{gli,in}$) debido al aumento del caudal

másico de refrigerante. Sin embargo, a partir de $T_{w,in}=15^{\circ}\text{C}$, al aumentar la temperatura del agua a la entrada del gas-cooler el valor de U empeora cuando operamos en régimen transcrito y mejora al operar en régimen subcrítico (Figuras 3.7 y 3.8). Si observamos las figuras 3.5 y 3.6, el aumento de la temperatura del fluido secundario a partir de 15°C provoca que nos acerquemos al punto crítico en el caso de operar en modo subcrítico y que nos alejemos del mismo en caso de operar en transcrito (hablando del punto de COP_{opt}). Dado que en las proximidades del punto crítico el refrigerante presenta las mejores propiedades de intercambio térmico [10,11], es lógico que el coeficiente de transmisión de calor aumente en los estacionarios ensayados en régimen subcrítico y decrezca para los estacionarios ensayados en régimen transcrito conforme nos acercamos o alejamos de este punto respectivamente.

En casi todos los casos analizados, se resaltan las mejores propiedades en la transferencia de energía media producida en la región supercrítica, frente a la capacidad de intercambio mostrada en la región subcrítica. Sin embargo, en el estacionario ensayado a $T_{\text{gli,in}}=15^{\circ}\text{C}$ y $T_{w,in}=25^{\circ}\text{C}$ el coeficiente global de transferencia de calor obtenido en régimen subcrítico es muy similar al obtenido en régimen transcrito, ya que en este caso, el nivel de evaporación al que llegó la instalación ($P_o=34.59$ bar) generó una presión de condensación ($P_k=73.71$ bar) muy cercana al valor crítico. Estas condiciones son muy similares a las obtenidas en régimen supercrítico ($P_o=30.94$ bar, $P_{gc}=80$ bar), por lo que es lógico que los valores de U sean muy parecidos.

Aunque los coeficientes globales de transmisión de calor sean similares en este estacionario, cabe tener en cuenta que durante el proceso de condensación la capacidad calorífica mínima la establece el fluido secundario, alcanzando valores muy superiores a la capacidad calorífica que presenta el refrigerante durante el proceso de enfriamiento en la región transcrito. La capacidad calorífica de un fluido expresa la cantidad de energía que absorbe o disipa dicha sustancia en relación con el cambio de temperatura que experimenta [12]. Esta propiedad explica que la corriente con menor capacidad calorífica es quien limita la cantidad de calor que se puede transferir. Por tanto, al comparar las capacidades caloríficas entre el refrigerante, que es el fluido con menor capacidad calorífica cuando el intercambio térmico se produce en la región transcrito, frente al agua, que es el fluido de menor capacidad calorífica durante el intercambio con el CO_2 en régimen subcrítico, resulta que, la capacidad calorífica del refrigerante es del orden de diez veces inferior a la del agua, por lo que, parece claro que la máxima potencia que puede transferir el refrigerante durante el intercambio térmico en la región transcrito sea muy inferior a la máxima potencia térmica que puede transferir el agua cuando el refrigerante intercambia energía en la región subcrítica. Este proceso define la eficiencia durante intercambio térmico, de forma que, la eficiencia aumenta cuando lo hace el ratio entre el flujo térmico real transferido y máximo flujo térmico transferido posible, como se indica en la ecuación ec.3.2

$$e = \frac{\dot{Q}_{\text{real}}}{\dot{Q}_{\text{máxima}}} \quad \text{ec. 3.2}$$

De la expresión ec.3.2 se explica que, aunque el coeficiente global de transmisión de calor sea superior en el estacionario realizado con control termostático a $T_{w,in}=25^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{gli,in}}=15^{\circ}\text{C}$, la tasa máxima de transferencia de calor es muy superior durante el proceso de condensación, siendo éste el motivo que causa que la eficiencia de intercambio térmico sea superior al realizar el proceso de disipación en la región transcrito. La mayor eficiencia que se produce durante el intercambio térmico llevado a cabo en la región transcrito provoca que la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler y la de salida del refrigerante (temperatura approach) sea muy inferior a la obtenida en condiciones subcríticas. La eficiencia en el intercambio térmico aumenta a medida que se reduce el approach, lo que conlleva a superficies de intercambio térmico próximas a la necesaria conforme se aproxime dicha eficiencia a la unidad [13]. En las gráficas 3.9 y 3.10 se muestran los valores de la eficiencia del intercambiador de alta presión actuando como gas-cooler o como condensador. Estos valores han sido calculados según las expresiones ec.3.3 y ec.3.4 respectivamente. Los resultados muestran como el valor de la eficiencia de intercambio térmico es superior cuando el proceso de disipación de energía se produce en condiciones transcritis en comparación con la eficiencia alcanzada cuando el intercambio térmico se realiza en condiciones subcríticas ($\epsilon_k < \epsilon_{GC}$). Destacar que actuando como gas-cooler se alcanzan valores de eficiencia próximos al 100% en todas las condiciones de $T_{w,in}$ y $T_{\text{gli,in}}$, lo

que provoca que la temperatura $T_{gc,o}$ sea muy similar a la $T_{w,in}$ (valores de approach muy bajos), como puede deducirse de la expresión ec.3.4.

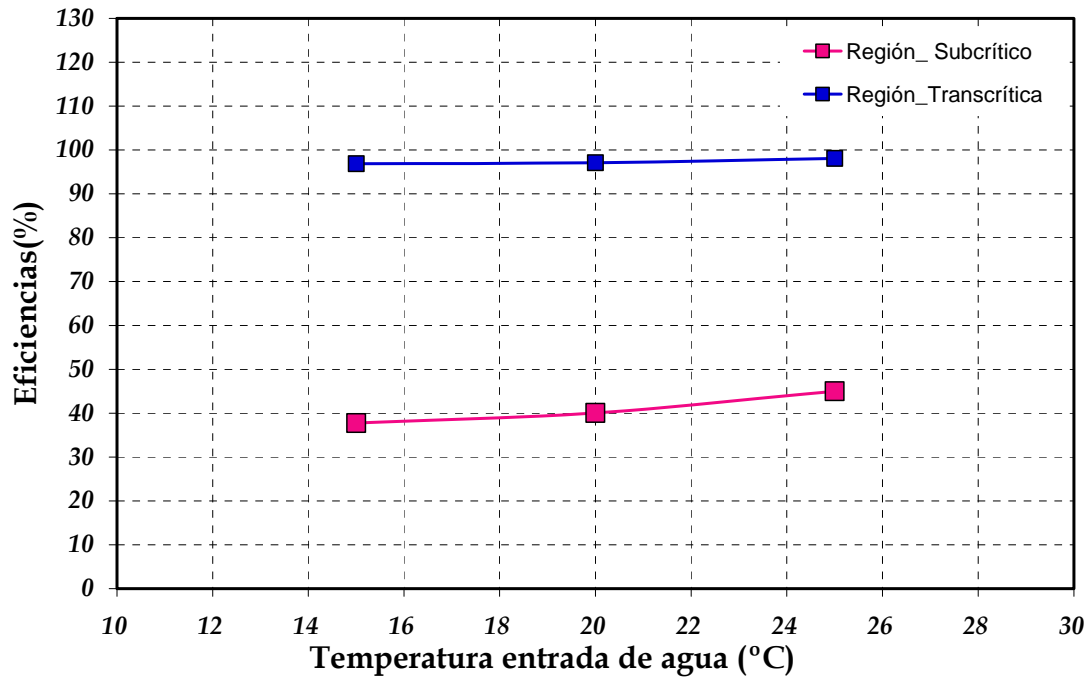


Figura 3.9.- Eficiencia en el intercambio térmico. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

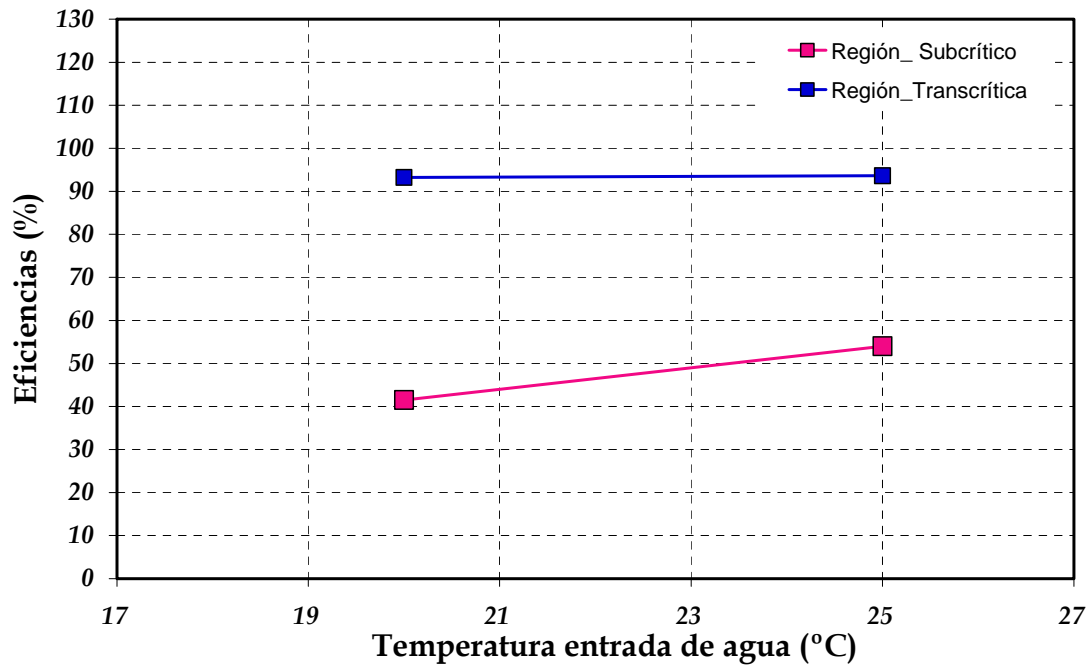


Figura 3.10.- Eficiencia en el intercambio térmico. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

$$ek = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_{max|cond} + \dot{Q}_{max|des}} = \frac{\dot{m}_{ref}(\Delta h)_{ref}}{C_{ref_des}(\Delta T)_{ref} + C_{w_k}(\Delta T)_w}$$

ec. 3.3

$$e_{GC} = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{gc,in} - T_{gc,o}}{T_{gc,in} - T_{w,in}}$$

ec. 3.4

El cálculo de las eficiencias en régimen subcrítico se ha establecido diferenciando dos regiones de intercambio en el proceso de disipación de energía: una primera zona de desrecalentamiento donde se produce el enfriamiento del refrigerante hasta las condiciones de vapor saturado y otra región de condensación donde se constituye el cambio de estado. En la figura 3.11 se muestra un esquema de la consideración efectuada.

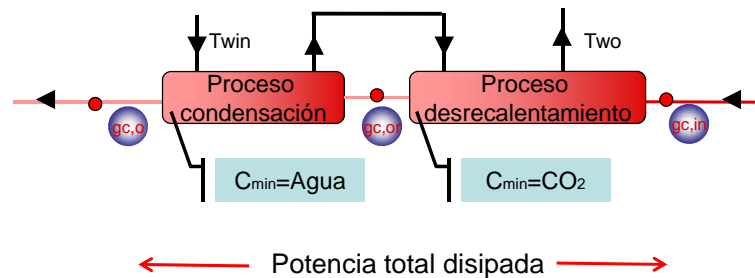


Figura 3.11.- Esquema proceso de disipación en régimen subcrítico.

En este caso, la potencia intercambiada en la región de desrecalentamiento no se puede considerar despreciable al pertenecer al mismo orden de magnitud que la potencia intercambiada en el cambio de estado. Por este motivo, para calcular la potencia máxima que se produciría durante el intercambio térmico se ha considerado el cambio de propiedades entre los fluidos con menor capacidad calorífica.

La menor eficiencia del intercambiador actuando como condensador hace que el salto entálpico disponible en el evaporador sea menor operando en régimen subcrítico y que el salto logarítmico medio en el condensador sea mayor que en el gas-cooler, lo que conlleva a mayores tasas de compresión y por lo tanto, menores COP cuando la instalación opera en régimen subcrítico frente a la operación en transcrito. Por lo tanto, de este primer análisis se concluye que para obtener las mismas condiciones de salida del refrigerante en el intercambiador de alta presión la superficie necesaria para condensar debería ser superior a la necesaria para enfriar el refrigerante.

La primera de las conclusiones que se extraen hace referencia a la pérdida de rendimiento energético que sufre la instalación al operar en régimen subcrítico con un intercambiador dimensionado para actuar en la región transcrito. Las excelentes propiedades en el intercambio térmico que presenta el R744 en régimen transcrito provocan que la superficie de intercambio térmico sea muy inferior a la requerida en la región subcrítica para poder realizar el intercambio térmico en las mismas condiciones, subrayando la necesidad de actuar sobre la superficie de intercambio ó simular una instalación con menor capacidad frigorífica para poder obtener condiciones de intercambio similares que permitan comparar el rendimiento energético de la instalación entre ambos modos de operación.

Para intentar comparar ambos sistemas, se decide disminuir la velocidad de giro del compresor con la intención de estudiar el comportamiento entre ambos regímenes de operación ante fluctuaciones en la demanda frigorífica. Las fluctuaciones en la demanda frigorífica son el modo de funcionamiento real de cualquier sistema de producción de frío, donde cabe discernir la forma de proporcionar dicha demanda. En esta línea se encuentran dos posibilidades: emplear sistemas de paro/marcha, funcionando a la frecuencia de red, ó utilizar variadores de frecuencia que permitan ajustar la producción de frío a la demanda frigorífica. Esta filosofía permitirá simular una instalación con menor capacidad frigorífica donde se podría compensar la falta de superficie durante el proceso de condensación al trasegar menor cantidad de flujo másico a condensar.

3.3.2.- Análisis experimental variando el régimen de giro del compresor.

Cualquier sistema de producción de frío que opere bajo un ciclo de compresión de vapor está expuesto durante su funcionamiento a distintas variaciones, tanto, en la carga térmica como en las condiciones ambientales. Estas continuas fluctuaciones permiten que puedan existir distintas posibilidades para reducir el consumo eléctrico en este tipo de instalaciones, encauzadas todas ellas hacia acciones que afectan directamente a la gestión y el control de la instalación, las cuales se manifiestan en tres puntos importantes:

- 1.- Adecuación a la demanda
- 2.- Utilización de la máxima superficie de transmisión de calor
- 3.- Utilización de compresores a su máximo rendimiento

En toda instalación frigorífica existe un cambio continuo en la demanda frigorífica, lo cual indica que la producción frigorífica debe ser variable para satisfacer dicha demanda. El problema aparece en la primera fase de diseño, ya que todas las instalaciones están diseñadas en un punto de funcionamiento de máxima capacidad frigorífica, sin embargo, las necesidades reales de funcionamiento serán variables e inferiores, por lo que la instalación se verá obligada a operar de forma intermitente. Debido a estas necesidades reales de funcionamiento se muestra imprescindible de cara al ahorro energético establecer un buen acoplamiento ante condiciones de carga variable, que es lo que se interpreta como "adecuación a la demanda". Por otro lado, producir cierta cantidad de frío en un periodo de tiempo más corto implica siempre un mayor consumo energético, de lo cual se deduce que si se produjera frío de forma continua, tal como se demanda, el consumo energético sería menor que si se produjera de forma discontinua a intervalos. La adecuación a la demanda también requiere producir el frío con la calidad suficiente para mantener las temperaturas de las cámaras determinadas, pero conviene remarcar que si bien el frío producido puede tener mucha calidad (temperatura muy baja), cuando esta no se requiere no se debe producir, ya que generar frío de baja temperatura implica un mayor consumo energético. Esta consideración tiene implicaciones serias a la hora del diseño de la instalación en su fase de ingeniería ya que, implica una concepción de la planta que permita una gestión de forma flexible, es decir, la instalación debe diseñarse teniendo en cuenta las condiciones más desfavorables (máxima carga térmica), pero también debe de tener en cuenta las condiciones de funcionamiento normales, e incluso de carga térmica mínima. En definitiva y sin ningún tipo de dudas puede afirmarse que la variación de la demanda térmica afecta a todo el diseño de la instalación, y es aquí donde enlaza con la variación de velocidad como elemento de gestión y control en los distintos componentes con motores eléctricos que intervienen en los circuitos de refrigeración.

La variación de velocidad además de facilitar una correcta adecuación a la demanda de la instalación proporciona una serie de ventajas, entre las que destacan: las reducciones en el ruido de la corriente de arranque y de la potencia reactiva, generándose una sucesión de beneficios que se plasmarán como un ahorro económico al reducir los costes de operación. Incorporar un variador de velocidad al motor eléctrico permite reducir el número de revoluciones del compresor y por tanto, se reduce el volumen desplazado y la potencia frigorífica del sistema de refrigeración. Las limitaciones se encuentran en el diseño de los compresores, en la gestión de la lubricación y en el enfriamiento de las partes móviles. Los compresores están diseñados para un desplazamiento volumétrico determinado consumiendo una energía eléctrica determinada, intentado trabajar en el punto de máximo rendimiento. Cuando por cualquier sistema de regulación de capacidad se fuerza al compresor a trabajar fuera de estas condiciones, el rendimiento energético es menor y como consecuencia se penaliza el consumo de energía. Esto ocurre cuando varía la carga térmica demandada por la instalación, por ello, la variación del punto de funcionamiento de los compresores debería producirse de la misma forma que la variación de la carga térmica. Debido a limitaciones técnicas, esto no siempre es posible, excepto cuando se utilizan variadores de velocidad en los compresores. Por último, se debe considerar que las frecuencias máximas y mínimas a las cuales puede trabajar el compresor vienen limitadas por las características frigoríficas del compresor en mayor medida que por las características eléctricas del motor. Entre dichas características se encuentran:

- Velocidad de rotación máxima y mínima (r.p.m.)
- Vibraciones, Ruido
- Arrastre de aceite en tuberías
- Lubricación de partes móviles
- Refrigeración motor eléctrico

Para poder comparar el funcionamiento de la instalación, actuando con los sistemas de expansión estudiados en este capítulo frente a variaciones en la demanda frigorífica, se decide realizar ensayos experimentales que abordan velocidades de giro en el compresor de 1214, 1025 y 873 rpm para las mismas condiciones en demanda térmica empleadas en el apartado 3.3.1 ($T_{g\text{li},\text{in}}=5^{\circ}\text{C}$ y 15°C y $T_{\text{win},\text{in}}=15^{\circ}\text{C}$, 20°C y 25°C). Como se ha comentado al inicio del vigente apartado y se muestra en la figura 3.12, la capacidad frigorífica de la instalación desciende a medida que lo hace la velocidad de giro en el compresor, por lo que la cantidad de refrigerante a condensar o enfriar también decrece al disminuir el flujo másico trasegado por el mismo.

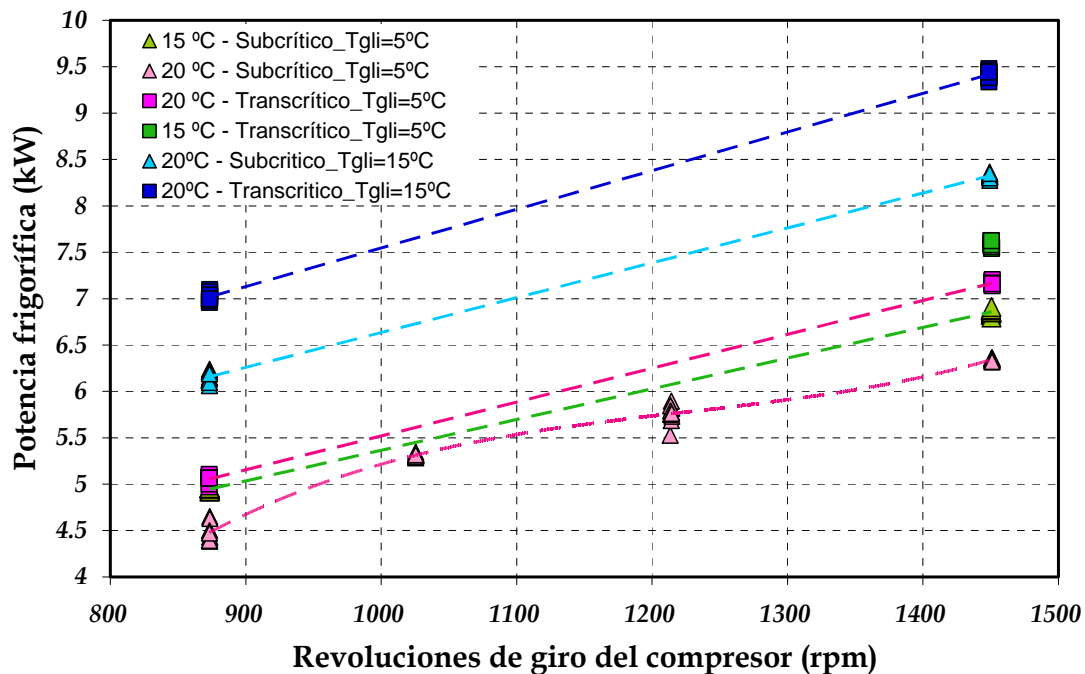


Figura 3.12.- Producción frigorífica con variación de giro en el compresor.
 $T_{g\text{li},\text{in}}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{g\text{li},\text{in}}=15^{\circ}\text{C}$

Reducir la cantidad de flujo másico que circula por el gas-cooler implica tener mayor superficie de intercambio térmico disponible para realizar el proceso de condensación, de forma que, se podrían disminuir los efectos que provocaban las limitaciones en la superficie de intercambio al operar en condiciones subcríticas, es decir, condensando, en condiciones de máxima capacidad frigorífica. Por tanto, el objeto de este análisis se centra en estudiar el intercambio térmico llevado a cabo durante el proceso de condensación con esta nueva filosofía y discernir sobre la conveniencia de emplear uno u otro sistema de expansión ante variaciones en la capacidad frigorífica. Cabe recordar que el gas-cooler con el que cuenta la instalación está dimensionado para realizar el intercambio térmico en régimen transcrito y como se ha demostrado en el apartado 3.3.1, las propiedades termofísicas del refrigerante en esta región favorecen la capacidad de intercambio térmico, permitiendo menores superficies de intercambio.

El descenso del flujo másico trasegado en la instalación origina la acción de dos efectos importantes a destacar: la menor velocidad del fluido y la reducción de la presión de condensación, como consecuencia de trasegar por la instalación menor cantidad de masa de refrigerante y mejorar por tanto la eficiencia térmica. Estos dos efectos llevan asociados que tanto el número de Reynolds como la conductividad térmica del fluido disminuyan, arrastrando con ellas al coeficiente de película generado en el intercambio térmico y empeorando de esta forma las propiedades de intercambio que muestra el refrigerante durante el cambio de estado al reducir la velocidad de giro en el compresor. En este aspecto, la variable que proporciona un indicativo de cómo se ha producido la transferencia de calor es el coeficiente global de transmisión de calor, representado en la figura 3.13, donde se observa un descenso en la transferencia de energía en régimen subcrítico al disminuir las revoluciones de giro en el compresor manteniéndose prácticamente constante en régimen supercrítico.

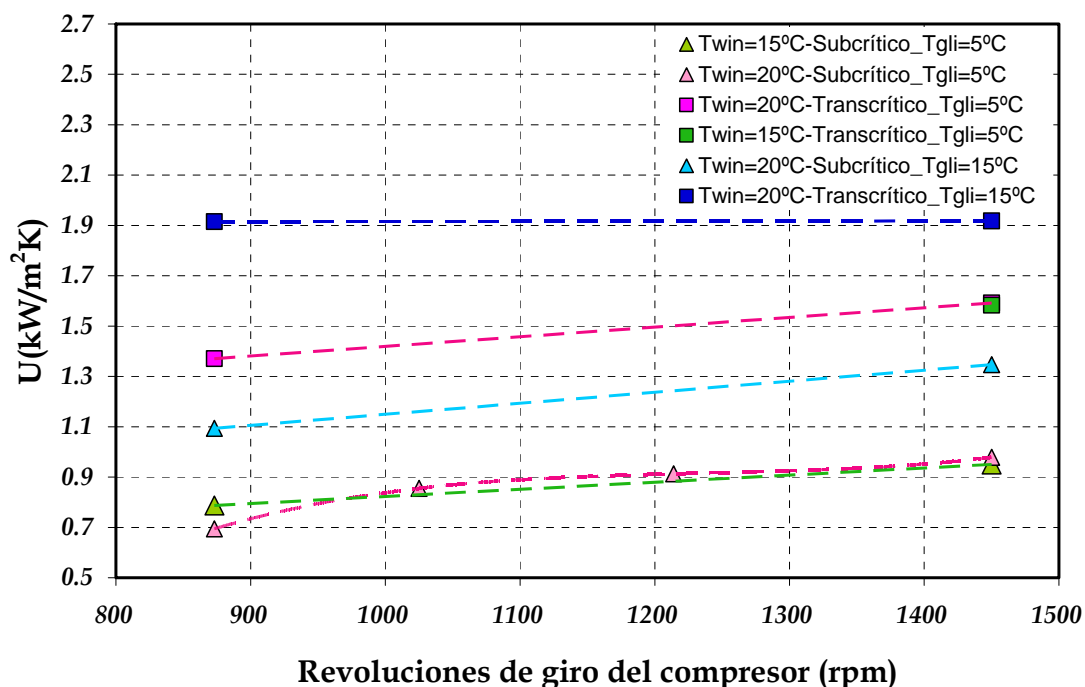


Figura 3.13.- Coeficiente global de transmisión de calor. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$ y $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Al disminuir la velocidad de giro en el compresor se observan comportamientos diferentes entre las propiedades de intercambio mostradas en régimen transcrítico y las presentadas en régimen subcrítico. Como se indicó en la figura 3.13, el menor flujo másico que circula por el intercambiador reduce los coeficientes globales de transmisión de calor en la región subcrítica, manteniendo dicho coeficiente constante al reducir la velocidad de giro en la región transcrítica. Estas diferencias en el proceso de disipación de energía entre ambos modos de expansión las marca el fluido de menor capacidad calorífica. Durante el proceso de enfriamiento llevado a cabo en la región transcrítica, el refrigerante se muestra como el fluido de menor capacidad calorífica, por lo que las variaciones de caudal trasegado por el compresor afectan directamente a la capacidad calorífica del refrigerante. Las consecuencias de este hecho convergen en que la transferencia máxima de calor se reduce, generando aumentos de la eficiencia del intercambiador a pesar de que las propiedades de intercambio se reduzcan. Sin embargo, las variaciones de flujo másico en el refrigerante no afectan de ninguna forma al fluido con menor capacidad calorífica cuando el intercambio térmico se produce durante el proceso de condensación, ya que, en este caso, el fluido secundario es quien presenta menor capacidad calorífica, manteniéndose ésta constante e independiente de la cantidad de flujo másico a condensar. Por este motivo, la eficiencia, en este caso, se reduce a medida que desciende el flujo másico trasegado, ya que el fluido secundario es quien marca la velocidad máxima de transferencia de calor y ésta permanece constante. A este efecto hay que sumarle que la transferencia de calor real en el refrigerante disminuye como consecuencia de la reducción del flujo másico, provocando la combinación de ambos

efectos tanta desigualdad entre las eficiencias calculadas con ambos modos de control de la expansión.

Por todo lo expuesto, se puede afirmar que al reducir la velocidad de giro en el compresor, la eficiencia del intercambiador aumenta cuando el refrigerante se encuentra en régimen transcrítico, ocurriendo el suceso contrario al producirse el intercambio con el refrigerante en la región subcrítica como se observa en la figura 3.14.

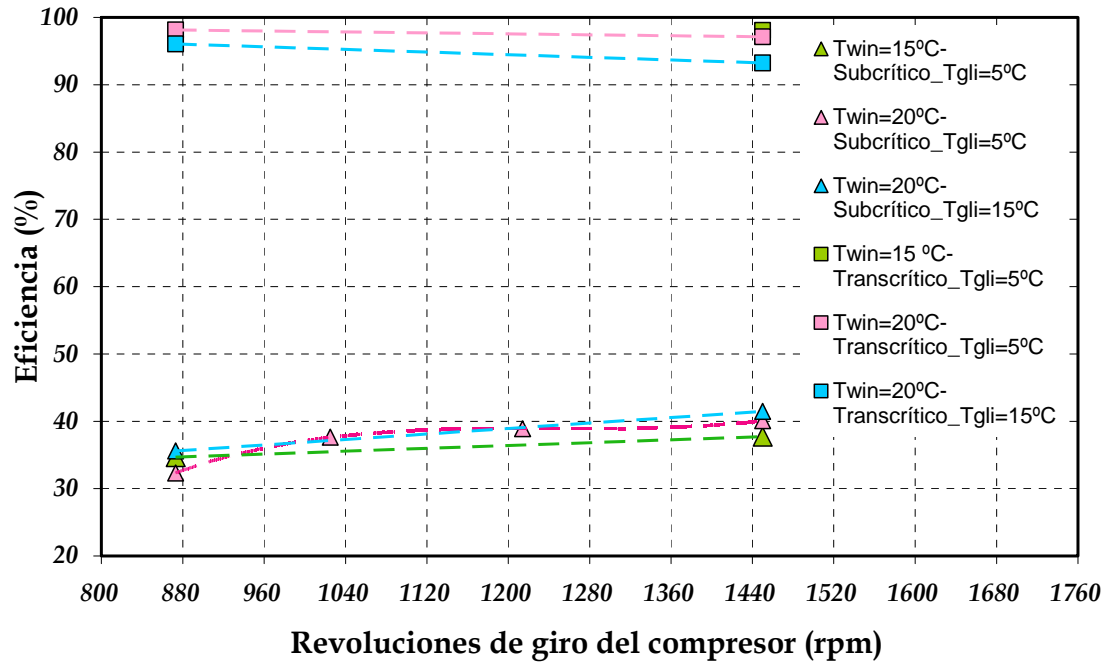


Figura 3.14.- Eficiencia de intercambio térmico.

Por último, el descenso paulatino de la velocidad de giro provoca que la menor cantidad de flujo másico que circula por la instalación genere menores presiones de condensación en los estacionarios que operan en régimen subcrítico, con lo que la tasa de compresión disminuye en el compresor a la par que lo hace el flujo másico trasegado por el mismo. Estos dos efectos contribuyen a reducir la potencia eléctrica consumida por el compresor, como se indica en la figura 3.15. Por otro lado, el sistema que regula el control de la expansión de modo presostático, obliga a mantener la presión de alta al nivel de presión óptimo, por lo que la tasa de compresión no se reducirá de la misma forma que con el control termostático al disminuir la velocidad de giro en el compresor.

En la figura 3.16 se ha representado la potencia eléctrica consumida por el compresor con el modo de regulación presostático, donde también se observa que se reduce el consumo eléctrico al disminuir el flujo trasegado por la instalación.

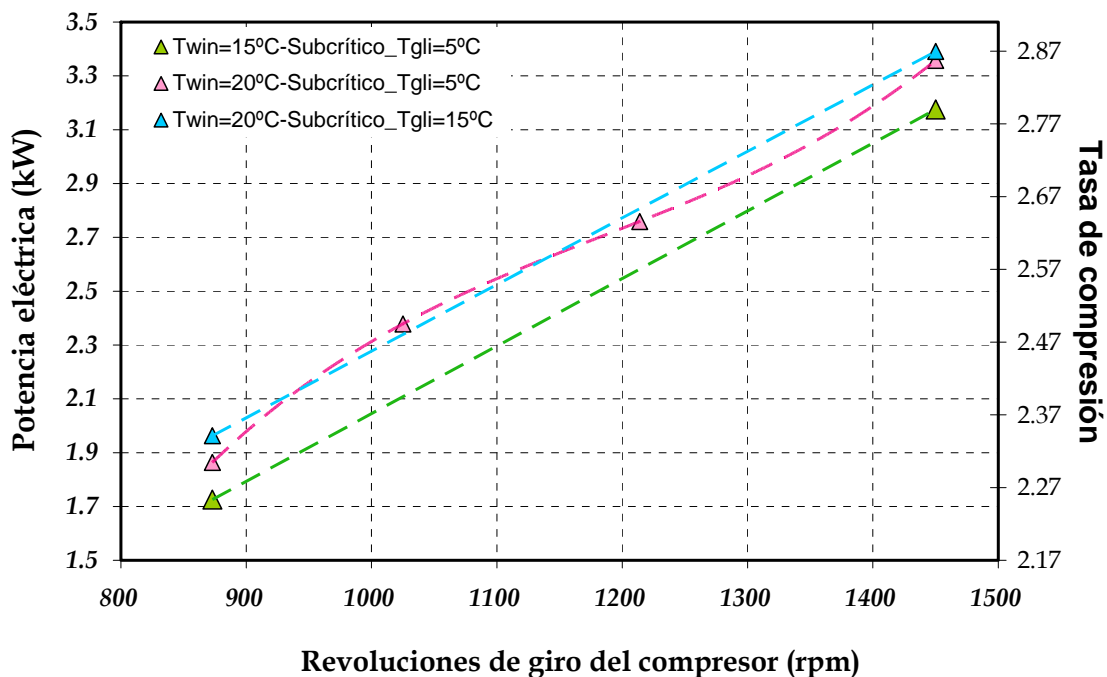


Figura 3.15.- Potencia eléctrica consumida por el compresor. Regulación termostática (modo de operación subcrítico).

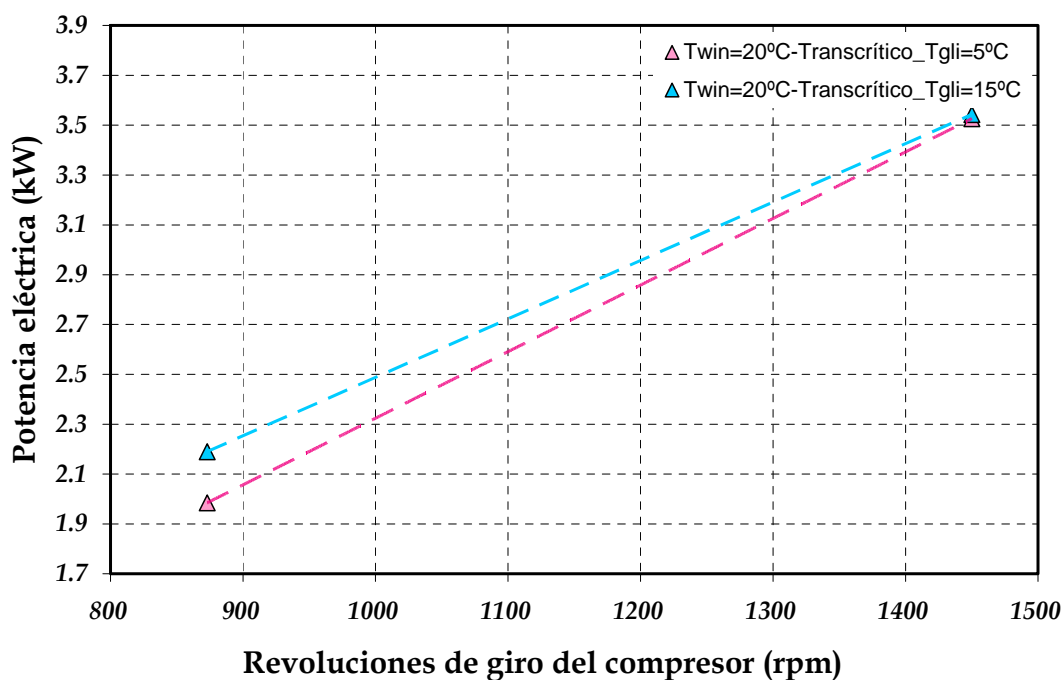


Figura 3.16.- Potencia eléctrica consumida por el compresor. Regulación presostática (modo de operación supercrítico).

La potencia eléctrica en el compresor viene determinada, a parte de por el punto de aspiración, por el flujo másico a trasegar y por la tasa de compresión a la que se debe someter al refrigerante. Con el funcionamiento en régimen subcrítico, la tasa de compresión resultaba ser inferior a la mostrada en las mismas condiciones por el sistema operando en régimen transcrítico, sin embargo, ocurre lo contrario al evaluar el flujo másico a trasegar. Este hecho denota que la variable más significativa es la tasa de compresión, ya que el sistema de expansión termostático muestra consumos eléctricos inferiores.

Tras el análisis de transferencia de calor en el gas-cooler/condensador y el estudio del comportamiento del compresor, cabe resaltar que a pesar de que disminuyan las características de intercambio térmico en el refrigerante, empeorando dicho intercambio con ambos modos de funcionamiento, adecuar la velocidad de giro en el compresor a la demanda frigorífica ha permitido incrementar la eficiencia energética de la instalación en todos los casos, como se indica en la figura 3.17, donde se ha representado el COP de la instalación a las diferentes velocidades de giro ensayadas. El incremento del rendimiento energético con ambos modos de operación viene condicionado por el comportamiento del compresor, puesto que el menor flujo másico a trasegar en ambas configuraciones y la menor tasa de compresión al operar en subcrítico, provocan que el consumo eléctrico se reduzca en mayor medida que la potencia frigorífica generada.

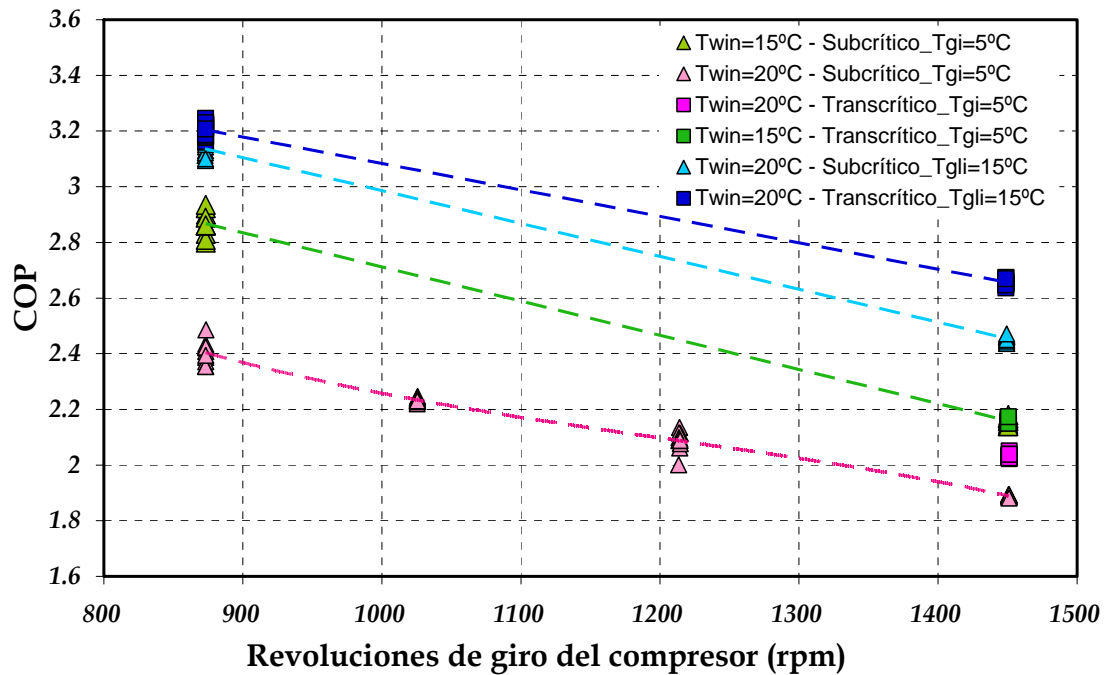


Figura 3.17.- Rendimiento energético de la instalación con variaciones de giro en el compresor.

La figura 3.17 indica un aumento del rendimiento energético de la instalación al reducir la velocidad de giro en el compresor en todos los casos, pese a la reducción en la potencia frigorífica generada por la instalación. Cada una de las curvas de la figura 3.17 representa el COP obtenido con cada modo de operación, donde se ha mantenido el mismo sistema de expansión en cada una de las evoluciones representadas.

Por tanto, si la demanda frigorífica lo permite y es posible regular la velocidad de giro del compresor, la instalación tendría cuatro modalidades de operación que le permitirían encontrar el punto de funcionamiento con el máximo rendimiento energético:

- Punto A.- Permanecer en régimen supercrítico manteniendo la velocidad de giro del compresor
- Punto B.- Permanecer en régimen supercrítico reduciendo la velocidad de giro del compresor
- Punto C.- Reducir la presión de operación y pasar a régimen subcrítico manteniendo la velocidad de giro del compresor
- Punto D.- Reducir la presión de operación y pasar a régimen subcrítico reduciendo la velocidad de giro del compresor

En la figura 3.18 se presentan los resultados experimentales que se obtienen en cada uno de los cuatro modalidades de operación para los dos casos de $T_{gli,in}$ estudiados, donde se observa que el paso del Punto A a los Puntos B y D mejoran el rendimiento energético de la instalación, mientras que pasar al Punto C empeora el rendimiento energético del equipo.

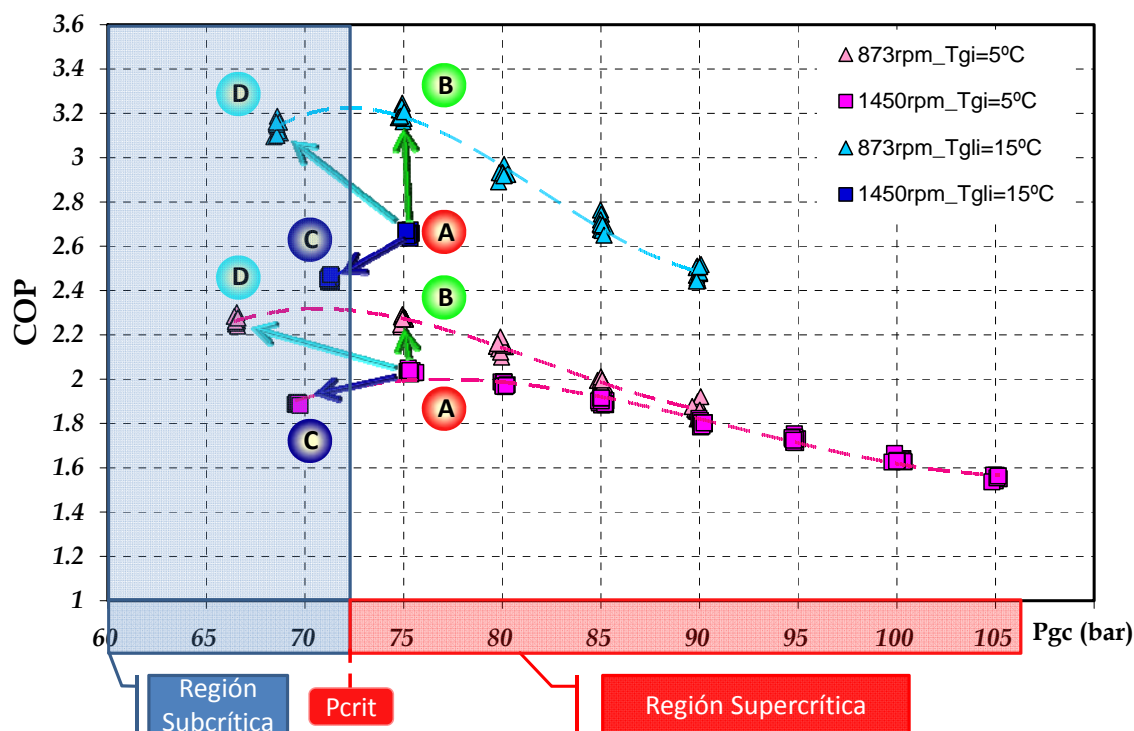


Figura 3.18.- Rendimiento energético de la instalación al variar la presión de gas-cooler y la velocidad de giro del compresor.

Los datos promedio más significativos obtenidos en los ensayos se representan en la tabla 3.1.

$T_{w,in}$ ($^{\circ}C$)	$T_{gli,in}$ ($^{\circ}C$)	rpm	Expansión system	RU ($^{\circ}C$)	$T_{gc,o}$ ($^{\circ}C$)	P_k (bar)	$P_{gc,COPopt}$	U (kW/m^2K)	e (%)	Q_o (kW)	P_c (kW)	COP
15	5	1450	SET	2.87	24.95	64.74	----	0.95	37.7	6.85	3.17	2.13
15	5	873	SET	2.54	22.27	61.37	----	0.78	34.6	4.94	1.72	2.86
15	5	1450	SEP+SET	3.3	22.34	---	75	1.58	98.0	7.58	3.51	2.15
20	5	1450	SET	1.71	28.47	69.61	----	0.97	40.0	6.34	3.35	1.88
20	5	1214	SET	0.89	28.09	68.99	----	0.91	38.8	5.75	2.75	2.08
20	5	1025	SET	2.22	27.22	67.81	----	0.85	37.6	5.31	2.37	2.23
20	5	873	SET	2.21	26.31	66.7	----	0.69	32.3	4.47	1.86	2.40
20	5	1450	SEP+SET	2.96	22.31	----	75.3	1.59	97.1	7.16	3.52	2.03
20	5	873	SEP+SET	1.51	21.30	----	74.9	1.37	98.1	5.05	1.98	2.27
25	5	1450	SEP+SET	2.72	27.29	----	79.9	1.53	96.8	6.78	3.73	1.81
25	5	1450	SET	0.82	30.92	72.9	----	1.07	45	5.80	3.56	1.62
30	5	1450	SEP+SET	1.1	32.25	----	85	1.4	96.6	6.1	3.91	1.55
35	5	1450	SEP+SET	0.85	36.77	----	94.5	1.35	97.4	5.49	4.17	1.31
35	5	1450	SET	1.40	37.04	82.88	----	1.44	96.4	4.14	3.96	1.04
20	15	1450	SEP+SET	0.83	24.27	----	75.2	1.91	93.2	9.41	3.54	2.65
20	15	873	SEP+SET	0.4	22.11	----	74.9	1.90	96.0	7.01	2.18	3.20
20	15	1450	SET	0.78	29.47	71.27	----	1.34	41.4	8.32	3.39	2.45
20	15	873	SET	1.23	28.53	68.60	----	1.09	35.5	6.15	1.96	3.13
25	15	1450	SEP+SET	2.35	29.02	----	80	1.88	93.6	8.75	3.84	2.27
25	15	1450	SET	2.46	30.87	73.71	----	1.95	53.2	7.16	3.48	2.05
30	15	1450	SEP+SET	3.25	33.6	----	85.1	1.74	94.0	7.91	4.04	1.96
35	15	1450	SEP+SET	1.21	37.73	----	100.2	1.87	96.5	7.56	4.47	1.69
35	15	1450	SET	2.36	37.04	----	82.35	1.55	96.3	5.03	3.87	1.3

Tabla 3.1.- Variables más significativas promediados.

Este análisis ha mostrado que la disipación de energía en régimen transcrito ha presentado mejores propiedades durante la transferencia térmica que las propiedades de intercambio mostradas en régimen subcrítico. Sin embargo, la mayor tasa de compresión necesaria para

alcanzar el régimen transcrito penaliza notablemente el consumo eléctrico del compresor, razón por la cual, no existe tanta diferencia en cuanto a rendimiento energético de la instalación entre ambos modos de operación. En este punto, se considera interesante aumentar la superficie del gas-cooler para mejorar el intercambio térmico cuando éste opere en régimen subcrítico, y de esta forma, minimizar las diferencias de intercambio térmico entre ambos sistemas de operación. En función de los resultados obtenidos, se podría barajar la posibilidad de dimensionar el gas-cooler como condensador para poder operar en régimen subcrítico sin acusar las deficiencias en el intercambio provocadas por un intercambiador dimensionado para disipar energía en régimen transcrito.

Ante la complejidad operativa de poder aumentar la superficie física del intercambiador, se presenta en el apartado 3.4 un estudio teórico de transferencia de calor en condiciones subcríticas en el que se podrá establecer approach similares entre ambos modos de operación, de forma que se pueda equiparar la transferencia de energía en la región de alta presión entre ambos sistemas. Este estudio evalúa los volúmenes de control pertenecientes a las zonas de desrecalentamiento y condensación del fluido refrigerante proporcionando los coeficientes de película en cada uno de los volúmenes de control examinados. Además, proporcionará información sobre la superficie de intercambio necesaria para producir la condensación en aquellas condiciones externas que permiten poder emplear cualquiera de las dos formas de controlar la expansión.

3.4.- Modelo teórico de la instalación operando en régimen subcrítico

El siguiente estudio pretende analizar las características de intercambio térmico que se producen en régimen subcrítico tras imponer approach similares a los obtenidas en condiciones transcríticas. El estudio se realiza a partir de un modelo teórico basado en el cálculo de transferencia de calor aplicado a un número finito de volúmenes de control, diferenciando entre la región bifásica y la monofásica. El modelo proporcionará la superficie de intercambio necesaria en la región subcrítica para cumplir con la condición impuesta de mantener la temperatura de acercamiento (approach) obtenida en régimen transcrítico, lo que proporcionará condiciones comparables entre ambos sistemas. Este estudio se realiza para aquellas condiciones donde se consigue que $T_{gco} < T_{crit}$, siendo la temperatura de entrada del fluido secundario al evaporador de 5°C. Para poder realizar la condensación del fluido refrigerante ha sido necesario calcular el caudal volumétrico del agente condensante, imponiendo un "pinch point" de 0.9°C para poder conseguir valores de "approach point" parecidos a los obtenidos durante el funcionamiento como gas-cooler. Con estas condiciones, se representa en la figura 3.19, los ciclos de compresión equivalentes entre el intercambio térmico llevado a cabo en la región transcrítica y su homólogo en la región subcrítica, donde el trazo continuo representa el ciclo de compresión descrito en régimen transcrítico y el discontinuo describe el ciclo de compresión en régimen subcrítico.

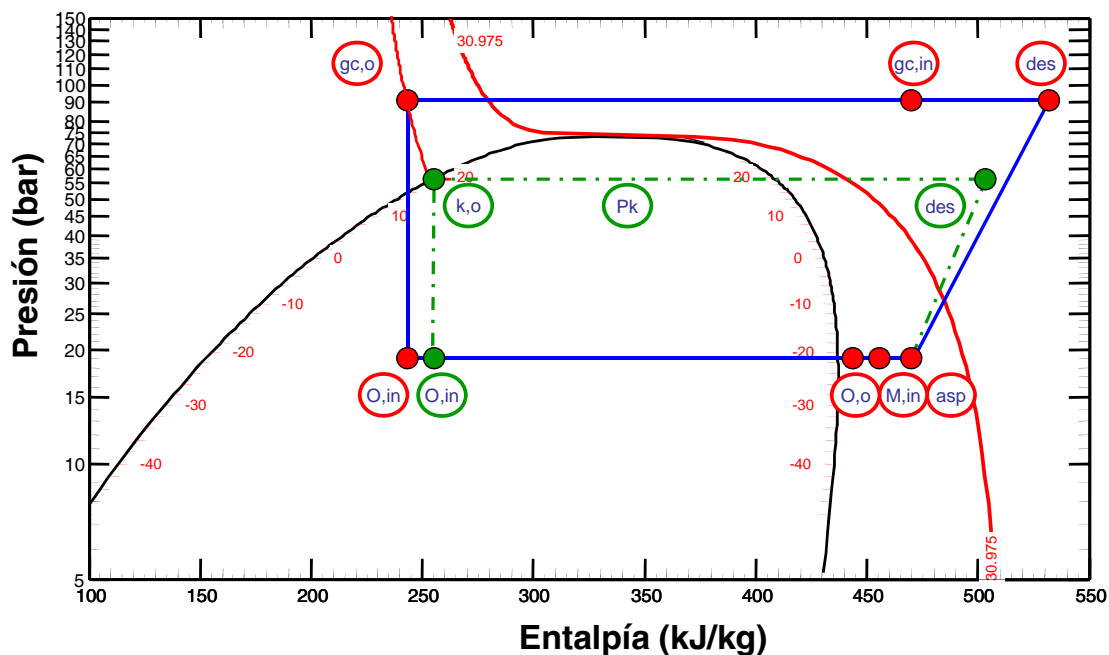


Figura 3.19.- Ciclos de compresión de vapor equivalentes.

El modelo teórico en el que se basan los cálculos para analizar la transferencia de energía en régimen subcrítico, se describe en el apartado 3.4.1

3.4.1.- Descripción del modelo teórico de la instalación operando en régimen subcrítico

El objeto de este análisis se focaliza en proporcionar unas dimensiones de intercambio térmico que permitan alcanzar eficiencias comparables con las obtenidas durante el proceso de transferencia de energía generado en régimen transcrito. La condición impuesta en el modelo, se basa en mantener las mismas temperaturas de acercamiento (approach) actuando en las mismas condiciones externas y suponiendo el mismo nivel de evaporación en ambos modos de controlar la expansión. Así pues, las variables que sirven de entrada al modelo para iniciar el cálculo en régimen subcrítico se toman de los estacionarios ensayados en régimen transcrito, siendo elegidas aquellas condiciones ambientales que posibilitan el funcionamiento de la instalación con ambos modos de operación ($T_{gc,o} < T_{crit}$).

La metodología empleada se cimienta en un algoritmo de cálculo basado en el modelado matemático de diferentes volúmenes de control, donde se aplica a cada uno de ellos las ecuaciones de conservación de la energía y de transferencia de calor. Se asumirá que no existen pérdidas al ambiente en ninguno de los volúmenes de control, despreciando las pérdidas de carga en el condensador, por lo que se asume proceso a presión constante y conlleva a despreciar la ecuación de conservación del momento. Además se considera despreciable tanto el almacenamiento de masa en el volumen de control referente a la región de condensación como el almacenamiento de energía en el refrigerante. Estas consideraciones nos conducen a un análisis en condiciones estacionarias. Cabe destacar que en los intercambiadores de calor coexisten los tres fenómenos fundamentales de intercambio de calor [14]: conducción, convección y radiación, aunque el más importante y más influyente en instalaciones de producción de frío es el intercambio de calor por convección. Ningún autor considera en ningún momento intercambios de calor por conducción o radiación en intercambiadores de calor con niveles térmicos de los fluidos de intercambio como los estudiados en este capítulo, debido a su bajo aporte en cuanto a la potencia total transmitida.

3.4.1.1.- Consideraciones en el modelado del condensador

En la mayoría de condensadores se producen tres cambios termodinámicos en el refrigerante, de forma que se pasa de un refrigerante a alta presión y temperatura, en forma de vapor sobrecalentado, a un refrigerante a alta presión pero a baja temperatura en forma de líquido saturado ó subenfriado. Durante el proceso de condensación intervienen tres procesos termodinámicos, como también se indica en la figura 3.20:

- Desrecalentamiento del refrigerante hasta el punto de vapor saturado.
- Condensación completa del refrigerante.
- Subenfriamiento del líquido saturado hasta las condiciones de salida.

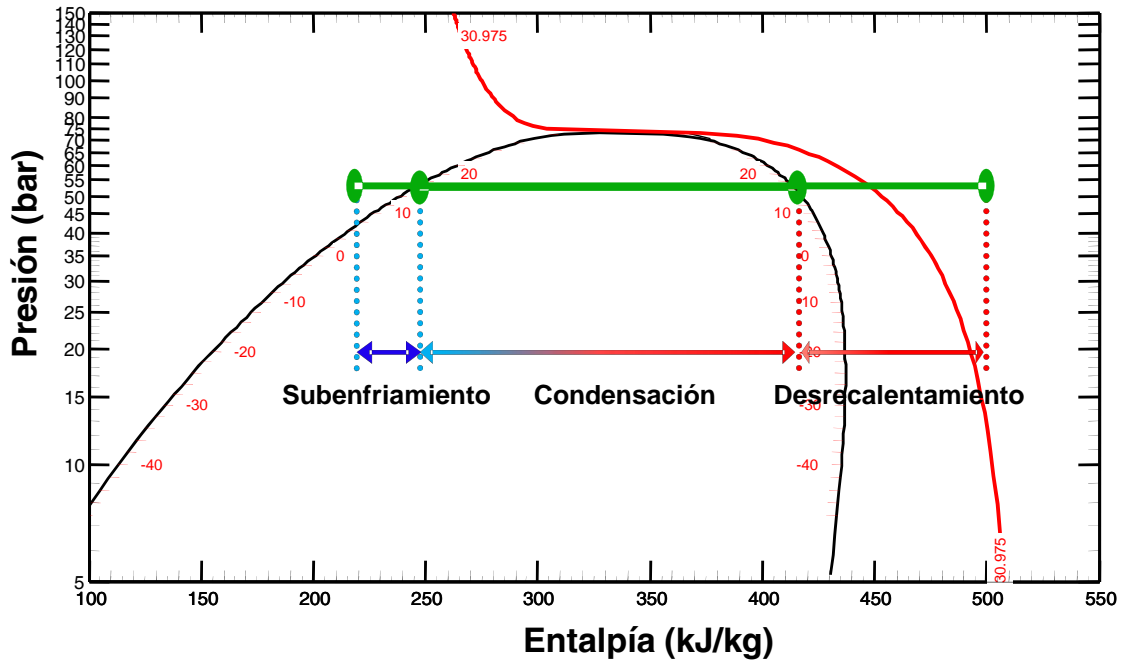


Figura 3.20.- Descripción del proceso de condensación.

La modelización más simple para el condensador se puede simplificar mediante el uso de un intercambiador unidireccional como el de la figura 3.21, Shah R. [15]:

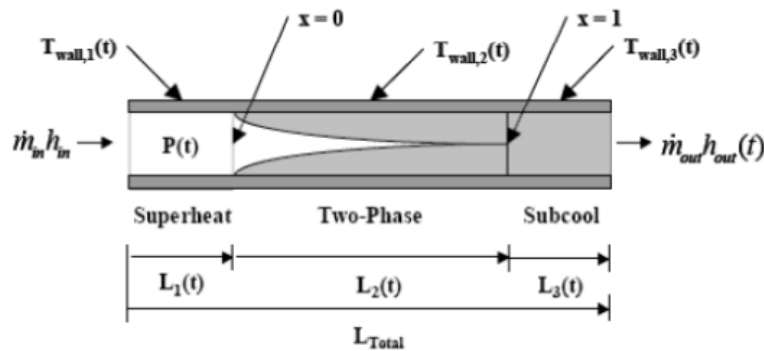


Figura 3.21.- Esquema condensador unidireccional.

Donde una longitud o área del intercambiador, L_1 , se utiliza para desrecalentar el refrigerante, otra, L_2 , se utiliza para condensar y la restante, L_3 , para subenfriar el líquido. El análisis de intercambio térmico en régimen subcrítico se ha efectuado considerando que la superficie de intercambio es la necesaria en todo momento, siendo este el motivo por el que se elimina la zona de subenfriamiento en el modelo. La simplificación del modelo viene representada en la figura 3.22.

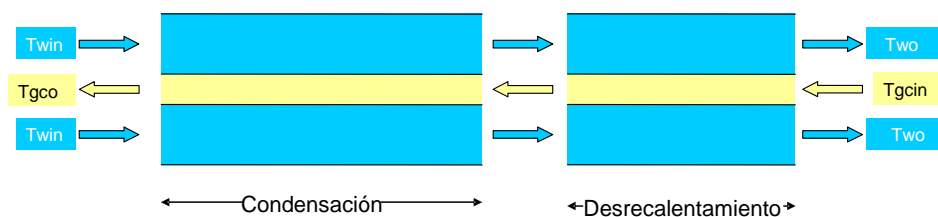


Figura 3.22.- Esquema condensador unidireccional simplificado.

Para calcular el intercambio de calor en cada uno de los volúmenes de control examinados se impondrán condiciones de convergencia referentes a la longitud de intercambio y la temperatura del metal.

3.4.1.2.- Variables de entrada/salida

El cálculo de las variables de salida referentes al proceso de transferencia de energía producido en el condensador está basado en ecuaciones físicas de intercambio térmico. Cabe destacar la necesidad de realizar un modelo global de la instalación que permita obtener el caudal trasegado en el compresor y de esta forma, poder efectuar el análisis de transferencia de energía.

Variables de entrada al modelo.

- Temperatura de entrada de agua (°C)
- Temperatura de salida en el gas-cooler (°C)
- Caudal de agua (m³/h)
- Nivel de evaporación (°C)
- Recalentamiento útil (°C)
- Recalentamiento menos útil (°C)

Variables de salida del modelo

- | | |
|-------------------------------|--|
| - Longitud de intercambio (m) | - Coeficiente película refrigerante (kW/m ² ·k) |
| - Temperatura metal (°C) | - Coeficiente película agua (kW/m ² ·k) |
| - T _{gc,in} (°C) | - Reynolds refrigerante |
| - T _{gc,o} (°C) | - Reynolds agua |
| - T _{win} (°C) | - Potencia intercambiada (kW) |
| - T _{wo} (°C) | |

El modelo global de la instalación proporciona las variables de salida correspondientes al proceso de compresión, permitiendo calcular tanto la potencia frigorífica en el evaporador como la potencia eléctrica consumida por el compresor. Con estas variables se realiza el cálculo del rendimiento energético de la instalación actuando en régimen subcrítico y así poder compararlo con el obtenido en régimen transcrito.

3.4.1.3.- Metodología

La metodología de cálculo seguida para la obtención de las variables de salida se basa en la convergencia de las potencias transmitidas por convección y la calculada mediante la ecuación de conservación de la energía entre los dos fluidos de trabajo. Este cálculo implica un proceso iterativo donde las longitudes de la superficie de intercambio y la temperatura del metal, ambas calculadas desde la potencia intercambiada por la parte de refrigerante y del agua, constituyen las condiciones de convergencia. Algoritmos de cálculo similares se han empleado en varios modelos teóricos, como en el publicado por Sánchez para simular el enfriamiento del CO₂ en un gas-cooler [16].

El proceso de cálculo comienza con la inicialización de las variables de cada volumen de control (temperaturas de los metales, temperaturas de entrada y salida de los fluidos y longitud de la superficie de intercambio térmico), para proseguir con el proceso de convergencia, en el cual, la temperatura del metal y la longitud del área de transmisión se van recalculando hasta cumplir con la condición de convergencia comentada: misma potencia transferida en cada uno de los volúmenes de control. El proceso de convergencia se basa en dos bucles de cálculo. El primero de ellos, Bucle 1, determina los coeficientes de transmisión de calor para unas propiedades dadas de los fluidos, obteniéndose la temperatura del metal (tubo interior) dentro del volumen de control. El Bucle 2 evalúa los cambios en las propiedades físicas de los fluidos, así como las potencias intercambiadas. Este último constituye el bucle general de cualquiera de los volúmenes de control. El algoritmo de cálculo del modelo se muestra en la figura 3.23.

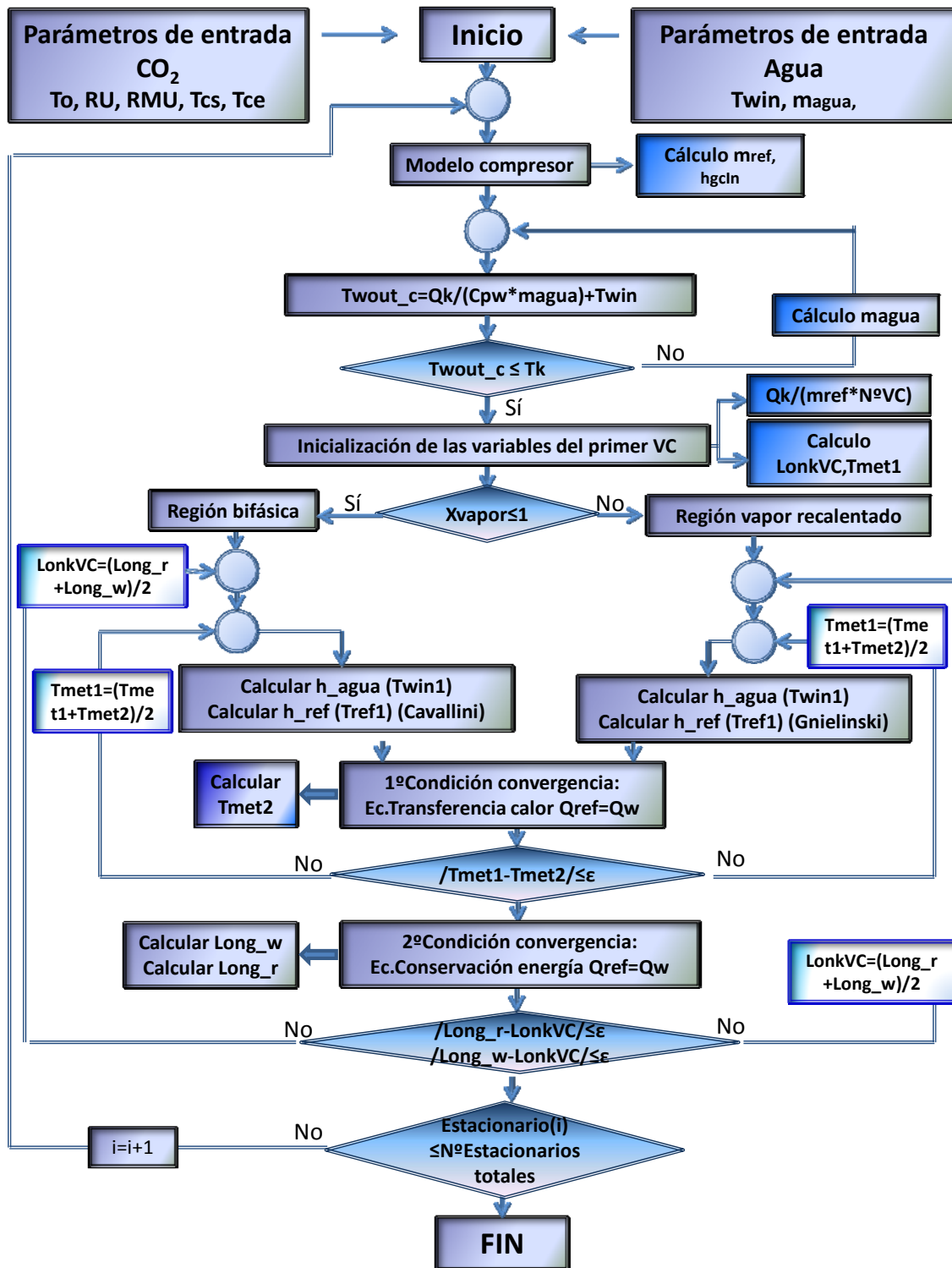


Figura 3.23.- Diagrama de flujo del modelo de condensador.

A pesar de constituir la igualdad entre la potencia intercambiada por convección y la calculada mediante la ecuación de conservación de la energía la condición de cálculo, la condición de convergencia impuesta al segundo bucle de cálculo es la igualdad entre las longitudes de intercambio térmico pertenecientes a cada volumen de control examinado, calculado, tanto por la parte del refrigerante como por el lado del agua.

3.4.1.4.- Validación del modelo de transferencia de calor

Actualmente, existen varios estudios que permiten determinar el coeficiente de convección durante el proceso de condensación a partir de métodos empíricos y semiempíricos. Muchos de ellos han sido recogidos en una revisión por P. Bansaal [17], de entre ellos se destacan los trabajos de Park and Hrnjak [18], Iqbal and Bansal [20], Kim [19] y Zhao and Bansal [21], quienes estudiaron los coeficientes de transferencia de calor en regiones de condensación aplicables a sistemas de cascada [22], donde los niveles térmicos de condensación no superan los 0°C. Sin embargo, existen pocos estudios para calcular el coeficiente de convección en la región de condensación estudiada en este trabajo ($T_k > 15^\circ\text{C}$), únicamente se han encontrado los estudios específicos para CO_2 de Chang-Hyo [23] y Chieko Kondou [24] que analizan el cambio de estado del refrigerante a elevadas temperaturas. La correlación de Chieko Kondou [1] está basada en la correlación de Cavallini [24], donde se incorporan algunos factores para tener en cuenta las propiedades del líquido a partir del enfoque de Fujii y Watabe [25]. Cabe tener en cuenta que la expresión de Cavallini emplea un modelo de patrones de flujo, aunque también utiliza coeficientes empíricos que no predicen con exactitud los límites en la transición del flujo. Varios autores destacan que dicha expresión presenta un ajuste con errores inferiores al 30% al ser utilizada para CO_2 en temperatura de condensación elevadas [23, 1]. Por otro lado, Chang-Hyo [23] modificó el mapeado de patrón de flujo de Taitel and Duckler [26], concluyendo que dichas expresiones no ajustan bien con temperaturas de condensación superiores a 20°C para CO_2 . Los patrones de flujo con mayor relevancia durante el proceso de condensación son el estratificado y el perteneciente al régimen anular [27], y en ambos casos, el coeficiente de transferencia de calor se basa en ajustes del cálculo del Número de Nusselt a partir de las correlaciones de Dittus-Bolter [28]. Por este motivo, también se emplearon las correlaciones de Petukhov-Kurganov-Gladunstov [29] y de Gnielinski [30] específicas para CO_2 en régimen subcrítico desarrolladas para monofásico, empleando las ecuaciones de Blasius y Filonenko para el cálculo del factor de fricción [31].

Por todo lo expuesto, como se indica en la figura 3.24, se han empleado para corroborar el modelo las correlaciones de Cavallini [24], Iqbal and Bansal [20], Chieko Kondou [1], y las de Petukhov-Kurganov-Gladunstov [29] y Gnielinski [30], pese a estar desarrolladas estas últimas para régimen monofásico. La correlación que mejor ajuste ha proporcionado en todo el rango de operaciones ha sido la de Cavallini [24], obteniendo un error promedio del 14.82% respecto a la longitud real del intercambiador de calor, cuyo rango de validación abarca temperaturas de condensación de $[20 \div 30]^\circ\text{C}$ y flujos máscicos de $[0.026 \div 0.061]$ kg/s.

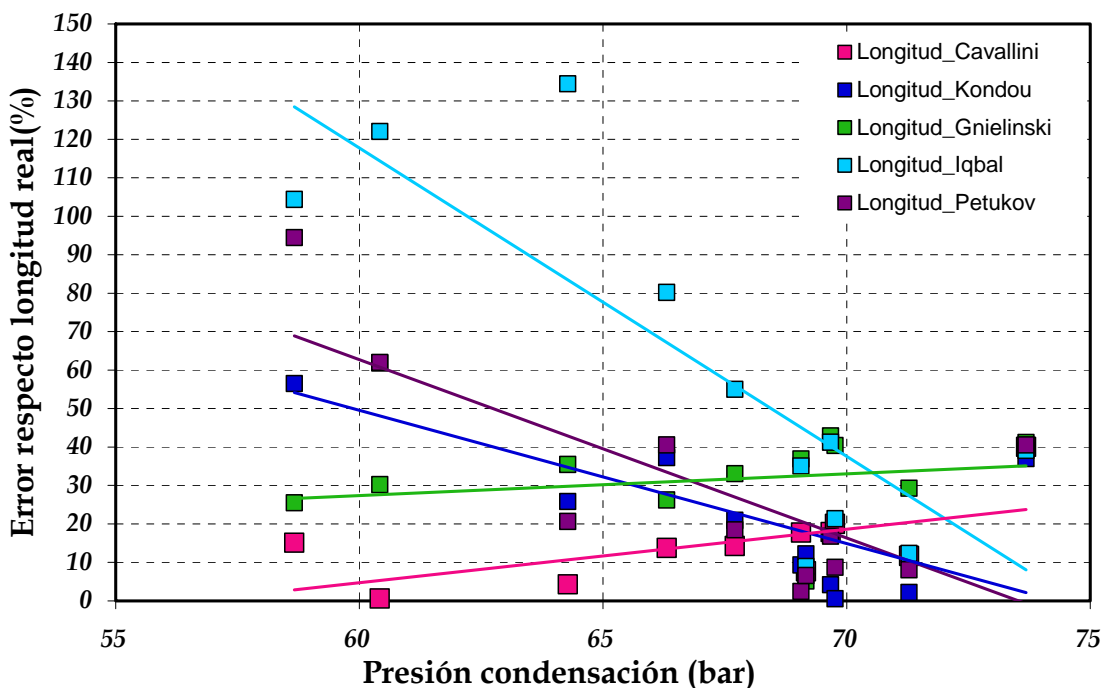


Figura 3.24.- Validación del modelo de condensador.

3.4.1.5.- Ecuaciones empleadas en la parte del refrigerante

Las ecuaciones que modelan el comportamiento del refrigerante en cada uno de los volúmenes de control están basadas en la transmisión de calor por convección entre el refrigerante y el metal obtenidas a partir de la expresión (ec. 3.5) y en el proceso de disipación de la energía térmica que sufre el refrigerante, cuantificada por la expresión de la conservación de la energía (ec. 3.6).

$$Q_{\text{conv,ref}} = h_{\text{ref}} A_{\text{trans}} (T_{\text{ref}} - T_{\text{met}}) \quad \text{ec. 3.5}$$

$$Q_{\text{ref}} = \dot{m} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \quad \text{ec. 3.6}$$

Las propiedades termodinámicas del refrigerante se calculan empleando las rutinas del programa RefProp 8.0 [32]. Varios autores proponen diferentes correlaciones para calcular los coeficientes de película en condiciones de régimen subcrítico, recomendando el uso de la correlación de Gnielinski [23, 1, 33] para el cálculo del número de Nusselt en aquellas zonas donde el refrigerante se encuentre en una sola fase. Por otro lado, las expresiones empleadas para el cálculo del número de Nusselt en la zona donde el fluido realiza el cambio de fase se obtienen del trabajo realizado por Cavallini [24].

$$Nu_{\text{ref_una_fase}} = \frac{\frac{fr}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{fr}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{ec. 3.7}$$

Donde:

Re: Reynolds en el lado del refrigerante

Pr: Prandtl en el lado del refrigerante

Fr: Factor de fricción

También existen varias correlaciones para calcular el factor de fricción, cuyo parámetro depende del tipo de flujo y de la rugosidad relativa de la tubería, siendo la ecuación de filonenco [31] válida para regímenes de flujo comprendidos entre $[10 \cdot 10^3, 5 \cdot 10^6]$ y en superficies donde las rugosidades son relativamente pequeñas (ec.3.8). Para Reynolds inferiores se emplea la ecuación de blasius (ec.3.9).

$$\text{Filonenco: } fr = (1.82 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad \text{ec. 3.8}$$

$$\text{Blasius: } fr = 0.316 / Re^{\frac{1}{4}} \quad \text{ec. 3.9}$$

A partir de estos parámetros se calcula el coeficiente de convección, calculado mediante la expresión ec. 3.10

$$h_{\text{ref}} = \frac{Nu_{\text{ref}} \cdot K_{\text{termica}}}{D_h} \quad \text{ec. 3.10}$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico

K_{termica} : Conductividad térmica del refrigerante (W/ m·K)

La correlación de Gnielinski, expresión ec. 3.7, fue desarrollada a partir de los trabajos de Hausen y Petukhov, siendo válida para flujos en transición y en régimen turbulento completamente desarrollado. Las propiedades termofísicas se evalúan en los puntos donde la

molécula central del refrigerante queda rodeada por moléculas del propio refrigerante. Posteriormente, se introdujo un factor de corrección para mantener el efecto de la variación de la viscosidad del fluido, de tal forma que se contabilizara el gradiente de temperaturas formado en dirección radial. Sin embargo, al tratarse de un proceso de enfriamiento dicho factor de corrección representa la unidad.

El coeficiente de película en la región de condensación se calcula a partir de la expresión de Cavallini

$$J_G = \frac{x \cdot G_r}{\sqrt{g \cdot d_i \cdot \rho_v \cdot (\rho_L - \rho_v)}} \quad \text{ec. 3.11}$$

$$J_G^T = \left(\left(\frac{7.5}{4.3 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{ec. 3.12}$$

$$h_{\text{conv,LO}} = 0.023 \cdot \text{Re}_{\text{LO}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.4} \cdot \lambda_L / d_i \quad \text{ec. 3.13}$$

$$h_{\text{conv,strat}} = 0.725 \left(1 + 0.741 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.3321} \right)^{-1} \cdot \left(\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot h_{LV}}{\mu_L \cdot d_i \cdot (T_{\text{met}} - T_{\text{sat}})} \right)^{0.25} + (1 - x^{0.087}) h_{\text{conv,LO}} \quad \text{ec. 3.14}$$

Si $J_G > J_G^T$:

$$h_{\text{conv,r}} = h_{\text{conv,A}} = h_{\text{conv,LO}} \cdot \left(1 + 1.128 \cdot x^{0.8170} \cdot (\rho_L / \rho_v)^{0.3685} \cdot (\mu_L / \mu_v)^{0.2363} \cdot (1 - \mu_v / \mu_L)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right) \quad \text{ec. 3.15}$$

Si $J_G \leq J_G^T$:

$$h_{\text{conv,r}} = h_{\text{conv,A}} \cdot \left(J_G^T / J_G \right)^{0.8} - h_{\text{conv,strat}} \cdot \left(J_G^T / J_G^{0.8} \right) + h_{\text{conv,strat}} \quad \text{ec. 3.16}$$

3.4.1.6.- Ecuaciones empleadas en la parte del fluido secundario

Las ecuaciones que modelan el comportamiento del fluido secundario vienen expuestas en las expresiones ec.17 y ec.18, haciendo alusión a la energía térmica intercambiada por convección y a la energía absorbida por el propio fluido.

$$Q_{\text{conv,w}} = h_w \cdot A_{\text{trans}} \cdot (T_{\text{met}} - T_w) \quad \text{ec. 3.17}$$

$$Q_w = q_w \cdot \rho_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w,o} - T_{w,in}) \quad \text{ec. 3.18}$$

Donde:

q_w : caudal volumétrico del agua

ρ_w : Densidad en el agua

c_{p_w} : Calor específico en el agua

Al igual que en el caso de cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante, las propiedades termofísicas del agua se han calculado utilizando las rutinas del programa RefProp 8.0 [32].

Las correlaciones utilizadas para simular los fenómenos de transmisión de calor se definen en función del tipo de condensador, de la forma constructiva y de las condiciones de flujo de los fluidos. Como el fluido secundario empleado corresponde a agua pura, la correlación elegida

depende fundamentalmente del régimen de flujo (laminar, transición, turbulento). En esta tesitura, se calculan los coeficientes de convección con la correlación de Gnielinski (ec.19), para intercambiadores de tubos concéntricos. Esta correlación es válida para intercambiadores concéntricos con flujo dentro de la región de transición entre el régimen laminar y régimen turbulento, $2300 \leq Re \leq 10000$.

$$Nu_w = (1 - \gamma) \cdot Nu_{lam2300} + \gamma \cdot Nu_{tur10^4} \quad \text{ec. 3.19}$$

En esta ecuación aparecen dos términos $Nu_{Lam2300}$ y Nu_{Tur10^4} , los cuales hacen referencia al tipo de flujo laminar y turbulento, determinándose a partir de las expresiones (ec.20) y (ec.21).

$$Nu_{lam2300} = \left[(Nu_{1,i})^3 + (Nu_{2,2300i})^3 + (Nu_{3,2300})^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{ec. 3.20}$$

$$Nu_{Tur10^4} = 0.86 \left(\frac{d_i}{d_c} \right)^{-0.16} \frac{\left(\frac{0.0308}{8} \right) 10^4 \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{0.0308}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left[1 + \left(\frac{d_H}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad \text{ec. 3.21}$$

Siendo:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{ec. 3.22}$$

$$Nu_{1,i} = 3.66 + 1.2 \left(\frac{d_i}{d_c} \right)^{-0.8} \quad \text{ec. 3.23}$$

$$Nu_{2,2300i} = f_{gi} \left(2300 Pr \frac{d_H}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{ec. 3.24}$$

$$f_{gi} = 1.615 \cdot \left[1 + 0.14 \left(\frac{d_i}{d_c} \right)^{\frac{-1}{2}} \right] \quad \text{ec. 3.25}$$

$$Nu_{3,2300} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(2300 Pr \frac{d_H}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{ec. 3.26}$$

Donde:

d_H : Diámetro hidráulico (34) (m)

d_c : Diámetro interior de la carcasa (m)

d_i : Diámetro equivalente de los tubos de refrigerante (35) (m)

L: Longitud de la carcasa (m)

Siendo:

$$D_H = \frac{4A_w}{P_w} \quad \text{ec. 3.27}$$

$$D_i = d_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{ref}}{\pi}} \quad \text{ec. 3.28}$$

A partir de los parámetros anteriores, se calcula el coeficiente de convección en el fluido secundario a partir de la expresión (ec.29).

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot K_{termica_w}}{D_h} \quad \text{ec. 3.29}$$

Donde:

h_w : Coeficiente de convección en la parte del agua

$K_{termica_w}$: Conductividad térmica del agua

D_h : Diámetro hidráulico

3.4.1.7.- Ecuaciones de convergencia

La convergencia en el modelo se alcanza imponiendo dos restricciones. La primera de ellas determina los coeficientes de transmisión, obligando a mantener la misma potencia intercambiada e imponiendo un error de convergencia en la temperatura del metal (ec.30) de $1e^{-3}C$. La segunda restricción proporciona la longitud de intercambio térmico, donde se impone un error de convergencia de $1 \cdot 10^{-3}m$ a la diferencia entre las longitudes calculadas por la parte del refrigerante (ec.31) y del agua (ec.32).

$$T_{met} = \frac{h_{ref} \cdot D_i \cdot \frac{(T_{ref,in_VC} + T_{ref,o_VC})}{2} + h_{agua} \cdot D_e \cdot \frac{(T_{w,in_VC} + T_{w,o_VC})}{2}}{h_w \cdot D_e + h_{ref} \cdot D_i} \quad \text{ec. 3.30}$$

$$L_{ref} = \frac{Q}{h_{ref} \cdot n \cdot \pi \cdot (T_{media_ref} - T_{met})} \quad \text{ec. 3.31}$$

$$L_w = \frac{Q}{h_w \cdot n \cdot \pi \cdot (T_{met} - T_{media_w})} \quad \text{ec. 3.32}$$

Donde se define:

T_{met} : Temperatura del metal ($^{\circ}C$)

D_e : Diámetro exterior de la superficie de intercambio (m)

D_i : Diámetro interior de la superficie de intercambio (m)

T_{media_ref} : Temperatura media del refrigerante en el volumen de control examinado ($^{\circ}C$)

T_{media_w} : Temperatura media del agua en el volumen de control examinado ($^{\circ}C$)

Q : Potencia intercambiada (kW)

3.4.2.- Análisis de resultados

Como se ha indicado al inicio del capítulo, existen condiciones ambiente que permiten que la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler se encuentre por debajo de la temperatura crítica ($T_{gc,o} < T_{crit}$). En esta situación puede operarse en régimen supercrítico o subcrítico, lo que en nuestra instalación experimental nos obliga a regular la expansión del refrigerante de dos formas diferentes: mediante control presostático ó mediante control termostático respectivamente.

El estudio realizado a lo largo de este capítulo ha demostrado las diferencias producidas en el intercambio térmico entre ambos modos de controlar la expansión. Las excelentes propiedades de intercambio térmico que presenta el R744 actuando en la región transcrítica permiten emplear superficies de intercambio menores a las superficies requeridas para producir el intercambio térmico en régimen subcrítico bajo las mismas condiciones. El modelo teórico descrito en el apartado 3.4.1 calcula la longitud de intercambio térmico de un intercambiador de tubos concéntricos, necesaria para poder comparar ambos modos de operación. El criterio elegido para asumir condiciones de intercambio térmico similares en ambos modos de operación ha sido asignar la misma aproximación de temperaturas (temperature approach) en el proceso de condensación que en el enfriamiento. De esta forma, para compensar las peores propiedades de intercambio térmico que muestra el refrigerante en la región subcrítica frente a las que presenta en la región transcrítica, se precisará aumentar la superficie de intercambio.

Para no extendernos en información relevante, el análisis se realiza para aquellas condiciones donde se cumple $T_{gc,o} < T_{crit}$, con temperaturas de entrada del fluido secundario (agua glicolada) al evaporador de 5°C.

Con el fin de poder realizar la condensación del fluido refrigerante, ha sido necesario calcular el caudal volumétrico del agente condensante, donde se ha impuesto un "pinch point" de 0.4°C. Este parámetro representa una de las variables de diseño en un condensador, donde el proyectista adopta el valor que estime oportuno en función del valor seleccionado para el "approach point". En los diseños convencionales, el "pinch point" se encuentra comprendido entre [8,22]°C [34], sin embargo, debido al valor de "approach point" elegido, el "pinch point" seleccionado no podía estar dentro de los rangos convencionales. Un menor "pinch point" representa una mejor transferencia de energía, sin embargo, la consecuencia de seleccionar valores pequeños, tanto para el "approach point" como para el "pinch point" estriba en las mayores superficies de intercambio térmico que deben existir durante el proceso de condensación del refrigerante. Como la potencia calorífica cedida por el refrigerante en el condensador es fija, al igual que el approach y el pinch point, el primer estudio de este análisis debe dar respuesta al caudal volumétrico de agua que tiene que circular por el condensador para proporcionar el salto térmico que se le ha impuesto al agua a partir de la potencia calorífica cedida por el refrigerante.

En la figura 3.25 se ha representado los caudales volumétricos de fluido secundario en ambos modos de operación.

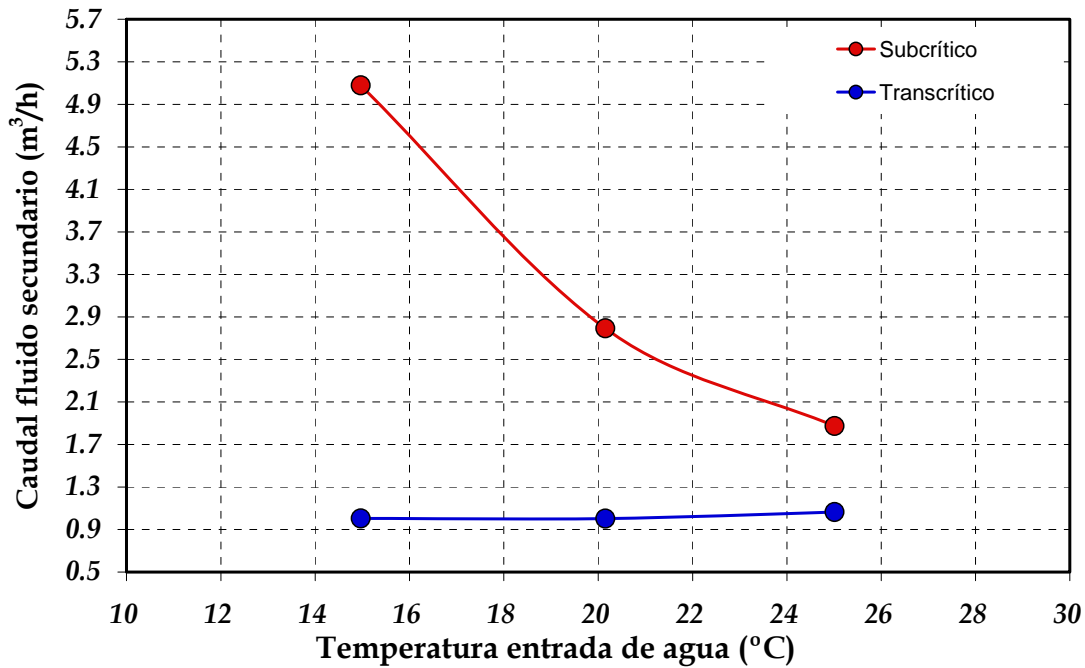


Figura 3.25.- Caudales volumétricos de fluido secundario. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

Con las condiciones señaladas en la figura 3.25, se representan en la figura 3.26, las longitudes de intercambio térmico necesarias en régimen subcrítico para poder obtener condiciones de salida del refrigerante en condensador similares a las obtenidas en el gas-cooler en las condiciones comentadas en el apartado 3.3.1 del presente capítulo. En ella, se observan notables diferencias entre las superficies de intercambio térmico con ambos modos de operación, llegando a representar la longitud necesaria en régimen subcrítico siete veces la longitud empleada en régimen transcrito. Este hecho refleja que las instalaciones diseñadas para operar en régimen transcrito son más compactas y requieren menor superficie de intercambio.

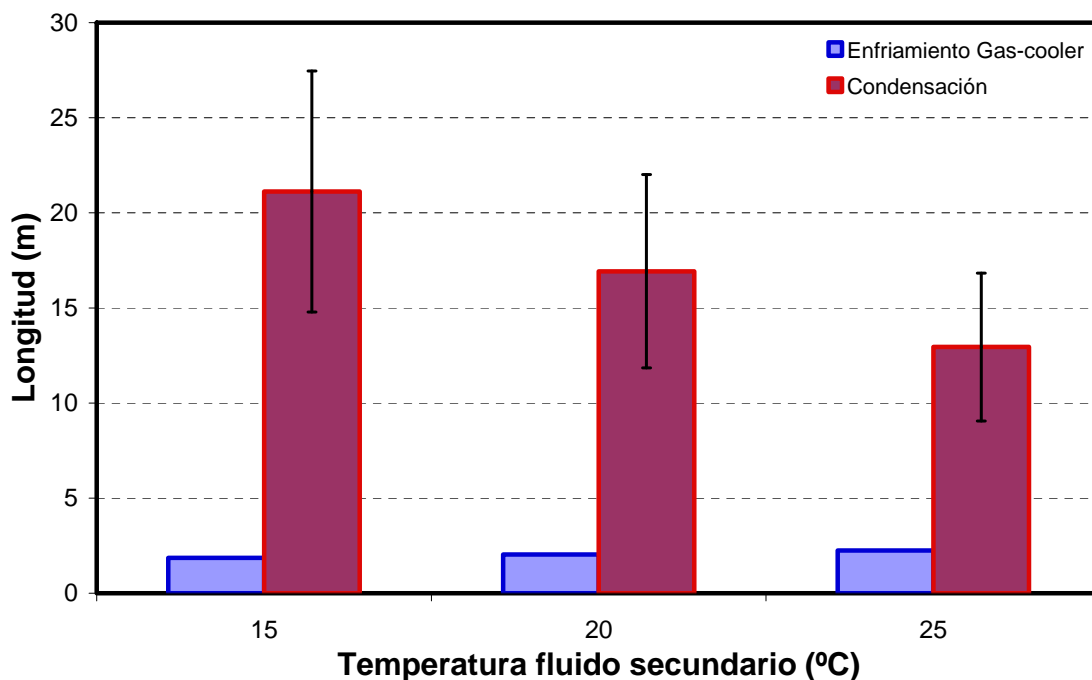


Figura 3.26.- Longitudes de intercambio térmico. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

La superficie representada en la figura 3.26 corresponde a la superficie total de intercambio térmico. En las tablas 3.2, 3.3 y 3.4 se exponen los valores de algunas de las variables importantes durante el intercambio térmico producido en las regiones de condensación y desrecalentamiento. Los dos volúmenes de control estudiados presentan diferentes condiciones de intercambio térmico como se indican en las tablas anteriormente citadas.

	Condensación	Desrecalentamiento		T _{win} (°C)
		Estado inicial	Estado final	
Temperatura metal (°C)	26.3	30.12	26.98	
Temperatura entrada refrigerante (°C)	27.29		85.74	
Temperatura salida refrigerante (°C)	27.29		27.29	
Temperatura entrada agua (°C)	25.01		26.89	
Temperatura salida agua (°C)	26.89		29.29	
h_agua (W/m ² ·k)	6331.07	7229.6	6456.04	25
h_refrigerante (W/m ² ·k)	23369.92	1017.2	22208.32	
Reynolds_refrigerante	73050.88	81560.	73592.93	
Reynolds_agua	10858.96	11678.	11097.76	
Caudal volumétrico agua (m ³ /h)	1.87		1.87	

Tabla 3.2.- Análisis de la transferencia de energía. T_{win}=25°C

	Condensación	Desrecalentamiento		T _{win} (°C)
		Estado inicial	Estado final	
Temperatura metal (°C)	21.33	23.87	21.95	
Temperatura entrada refrigerante (°C)	22.31		78.91	
Temperatura salida refrigerante (°C)	22.31		22.31	
Temperatura entrada agua (°C)	20.15		21.91	
Temperatura salida agua (°C)	21.91		23.25	
h_agua (W/m ² ·k)	8290.22	9460.0	8444.03	20
h_refrigerante (W/m ² ·k)	16111.23	982	15872	
Reynolds_refrigerante	20756.58	83843	83493.39	
Reynolds_agua	14448.24	15226	14762.06	
Caudal volumétrico agua (m ³ /h)	2.79		2.79	

Tabla 3.3.- Análisis de la transferencia de energía. T_{win}=20°C

	Condensación	Desrecalentamiento		T _{win} (°C)
		Estado inicial	Estado final	
Temperatura metal (°C)	15.73	17.16	16.16	
Temperatura entrada refrigerante (°C)	16.54		71.36	
Temperatura salida refrigerante (°C)	16.54		16.54	
Temperatura entrada agua (°C)	14.96		16.14	
Temperatura salida agua (°C)	16.14		16.78	
h_agua (W/m ² ·k)	12767.25	14523	12970.74	15
h_refrigerante (W/m ² ·k)	10002.71	949.32	9834.23	
Reynolds_refrigerante	22035.31	87044	91813.08	
Reynolds_agua	23051.77	23794	23415.31	
Caudal volumétrico agua (m ³ /h)	5.10		5.10	

Tabla 3.4.- Análisis de la transferencia de energía. T_{win}=15°C

Con las superficies de intercambio calculadas en la figura 3.26, se presenta en la figura 3.27 la comparativa entre las potencias frigoríficas absorbidas por el evaporador en cada modo de operación. Así al operar en régimen subcrítico se absorbe en las condiciones más estrictas hasta un 35% más de la energía frigorífica absorbida por el ciclo operando en condiciones transcricas, ya que pese a que los saltos entápicos en el evaporador son muy parecidos la tasa de compresión es más reducida, por lo que el rendimiento volumétrico es mayor y por lo tanto el caudal másico también.

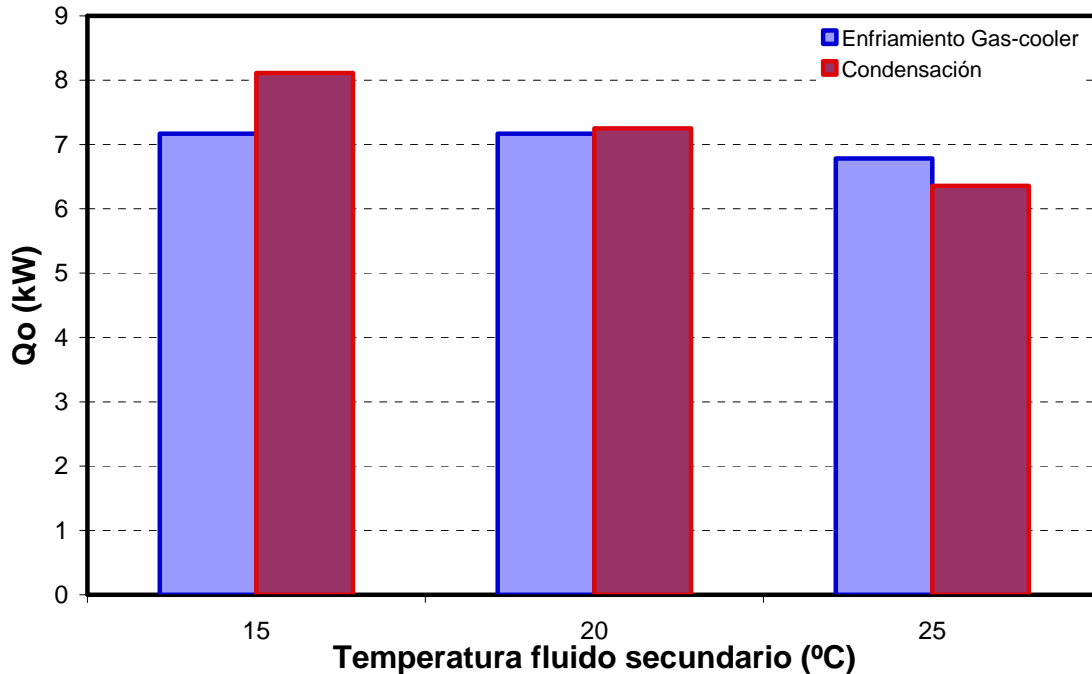


Figura 3.27.- Potencia frigorífica absorbida por el refrigerante. $T_{gll,in}=5^{\circ}\text{C}$

Por último, en la figura 3.28 se evalúa el rendimiento energético de la instalación operando tanto, en régimen transcrito como en régimen subcrítico.

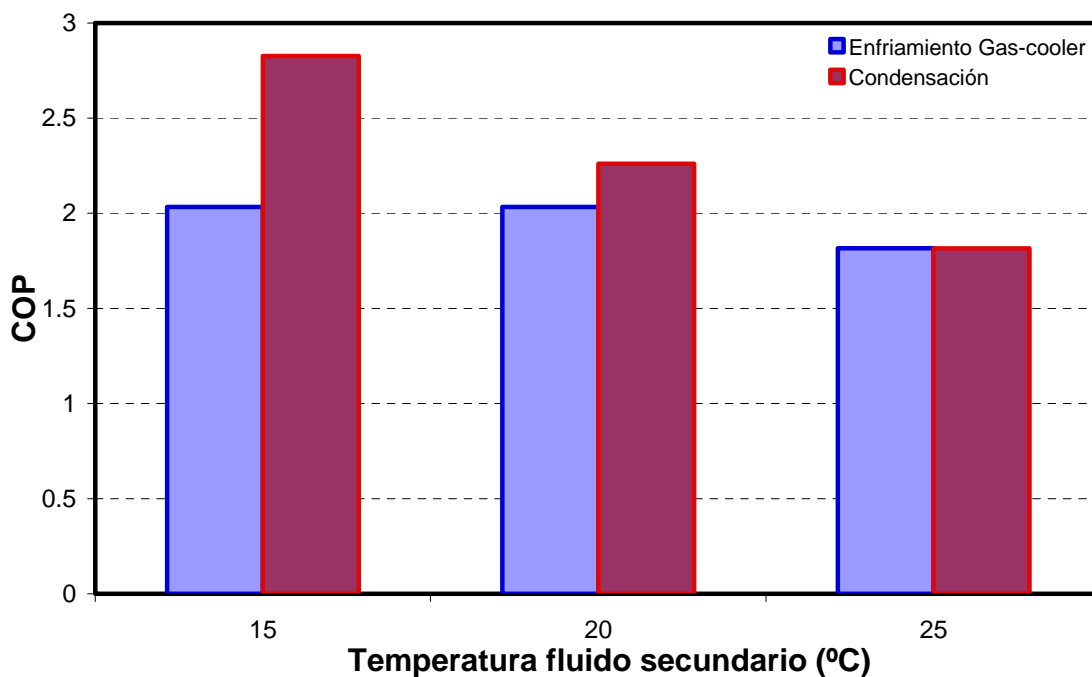


Figura 3.28.- Rendimiento energético de la instalación. $T_{gll,in}=5^{\circ}\text{C}$

El análisis efectuado muestra que no existen diferencias significativas entre los dos modos de expansión cuando las temperaturas de condensación son cercanas al punto crítico. Sin embargo, la operación en régimen subcrítico comienza a ser más relevante al reducir el nivel de condensación, proporcionando rendimientos energéticos superiores a los mostrados en la operación en régimen transcrítico.

3.5.- Conclusiones

Tras el estudio realizado, se destacan por su importancia, las conclusiones más relevantes comentadas a lo largo de este capítulo y resumidas en este apartado.

1.- Una instalación diseñada para trabajar en régimen transcrito requiere menor superficie de intercambio en el gas-cooler que la superficie necesaria para trabajar en régimen subcrítico. Las diferencias entre las superficies requeridas son tan notables que provocan una penalización energética considerable cuando se opera en régimen subcrítico en instalaciones diseñadas para operar en régimen transcrito. Por este motivo, el máximo rendimiento energético se encuentra actuando en la región transcrita para estas instalaciones, independientemente de que las condiciones externas existentes posibiliten disipar energía en régimen subcrítico.

2.- El estudio muestra mejores rendimientos energéticos de la instalación operando en condiciones subcríticas (con regulación termostática) cuando las dimensiones de gas-cooler permiten obtener las mismas condiciones de salida del refrigerante (T_{gco}), que en el caso de operar en régimen transcrito, considerando la misma temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler/condensador.

3.- Para poder actuar con los dos controles de expansión y asegurar el máximo rendimiento energético en la instalación es necesario dimensionar el gas-cooler como condensador en aquellas condiciones externas que impliquen un menor nivel de condensación, al necesitar mayor superficie a medida que desciende el nivel de condensación.

4.- Al ajustar la producción frigorífica con la demanda a partir de regular la velocidad de giro del compresor con un intercambiador diseñado para disipar energía en la región supercrítica, se consiguen reducir bastante las diferencias en cuanto a rendimiento energético con el modo de operación en régimen subcrítico respecto al modo de operación en régimen supercrítico.

5.- Una instalación que permita operar en régimen transcrito y subcrítico de forma eficiente necesita una superficie importante de condensación, lo cual supone un sobrecoste respecto a la instalación que opera únicamente en supercrítico, por lo que habría que hacer un estudio económico para ver si resulta rentable la inversión frente al ahorro energético. Este hecho, también afecta directamente a la gran ventaja que representan los ciclos de CO₂ en régimen transcrito en cuanto al concepto de "sistema compacto", tan demandado en la industria del automóvil [35, 36, 37]. En esta misma línea, existe otra posibilidad, incorporar un variador de frecuencia para poder operar en régimen subcrítico de forma que permita al equipo seguir siendo compacto, aunque esta opción también debería ser objeto de estudio antes de implantarse.

6.- Por último, cabe comentar que la mayor superficie de intercambio genera aumentos considerables de la cantidad de masa disponible en la instalación, lo que representa costes de mantenimiento mayores.

3.6.- Referencias bibliográficas

- [1] C. Kondou, P. Hrnjak, Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point, *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 719–731.
- [2] F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *Int J Therm Sci* 38 (1999) 325–330.
- [3] S.M. Liao, T.S. Zhao, A. Jacobsen, A correlation of heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Appl Therm Eng* 20 (2000) 831–841.
- [4] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *Int J Refrigeration* 27 (2004) 830–838.
- [5] Ying Chen, Junjie Gu The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1238–1249
- [6] K.B. Madsen, C.S. Poulsen, M. Wiesenfarth. Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 1212–1218.
- [7] D. Sánchez, E. Torrella, R. Cabello, R. Llopis. Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant. *Applied Thermal Engineering* Volume 30, Issue 4, March 2010, Pages 302–309.
- [8] Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, Clark W. Bullard. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 119–174.
- [9] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *Volume 34, Issue 1, January 2011, Pages 40–49*
- [10] Srinivas S. Pitlaa, Eckhard A. Grollb, Satish Ramadhyani. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂. *International Journal of Refrigeration* Volume 25, Issue 7, November 2002, Pages 887–895.
- [11] N.E. Petrov, V.N. Popov. Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region. *Thermal Engineering*, 32 (3) (1985), pp. 131–134.
- [12] Resnik Halliday Krane (2002). *Física Volumen 1*. Cecs. ISBN 970-24-02-0257-3
- [13] F. P. Incropera & D. P. DeWitt 1990 *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition, pp. 658–660. Wiley, New York
- [14] G.F. Hewitt. Begell House, 2002. ISBN: 1567001815,9781567001815
- [15] R. Shah, A. G. Alleyne, C. W. Bullard, B. P. Rasmussen, and P. S. Hrnjak, *Dynamic Modeling And Control of Single and Multi-Evaporator Subcritical Vapor Compression Systems*, ACRC Project #123 *Strategies for Improving Operation and Reliability of Vapor Compression Systems*, 2003.
- [16] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella. Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas-cooler. *Applied Energy*, Volume 93, May 2012, Pages 637–647
- [17] Pradeep Bansal. A review e Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: *Fundamentals and R&D opportunities*. *Applied Thermal Engineering* 41 (2012) 18–29.
- [18] Park, C.Y., Hrnjak, P., 2009. CO₂ flow condensation heat transfer and pressure drop in multi-port microchannels at low temperatures. *Int. J. Refrigeration* 32 (6), 1129–1139.

- [19] Kim, Y.J., Jang, J., Hrnjak, P.S., Kim, M.S., 2009. Condensation heat transfer of carbon dioxide inside horizontal smooth and microfin tubes at low temperatures. *ASME J. Heat Transfer* 131, 021501 1e021501 10.
- [20] Iqbal, O., Bansal, P.K., 2010. In-tube condensation heat transfer of CO₂ at low temperatures: a review. In: *Gustav Lorentzen Conference*, Sydney.
- [21] Zhao, X., Bansal, P.K., 2010. New experimental data and physical analysis of flow boiling heat transfer of CO₂ at low temperatures. In: *Proc 20th National and 9th International ISHMT e ASME Heat and Mass Transfer Conference*, Jan 4-6, 2010, Mumbai (India).
- [22] Ossama Iqbal,,Pradeep Bansal In-tube condensation heat transfer of CO₂ at low temperatures in a horizontal smooth tube. *International journal of refrigeration* 35 (2012) 270-277.
- [23] Chang-Hyo Son, Hoo-Kyu Oh. Condensation heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal smooth tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 36 (2012) 233-241
- [24] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, G. Censi, Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Trans. Eng.* 27 (2006) 31-38.
- [25] T. Fujii, M. Watabe, Laminar film condensation in the subcritical region e Gravity controlled condensation, *JSME Trans. B.* 53 (1987) 1801-1806 (in Japanese).
- [26] Y. Taitel, A.E. Dukler, A model for predicting flow Regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow, *Am. Inst. Chem. Eng. J.* 22 (1976) 47-55.
- [27] J.R. Thome, J. El Hajal, A. Cavallini. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3365-3387.
- [28] L. Cheng, Ribatski, Thome. Two-phase patterns and flow pattern maps: fundamentals and applications. 2008. *Asme Heat Transfer*.
- [29] B.S. Petukhov. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advanced Heat Transfer*, vol. 6 Academic Press, Orland (1970) 503-564.
- [30] V. Gnielinski. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16 (1976), pp. 359-368.
- [31] G.K. Filonenko, Hydraulic drag in pipes. *Teploenerg. etika*, 1 (No. 4) (1954), pp. 40-44.
- [32] E. W. Lemmon, M. O. Mclinden, M. L. Huber, Refprop v.8.0, NIST Standard Reference Database 23. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD (USA) 2002.
- [33] Leonardo Project "NARECO₂". Natural refrigerant CO₂ 2009. Edited by Walter Reulens. ISBN 9789081346733.
- [34] B. Linnhoff, E. Hindmarsh. The pinch design method for networks. *Chemical Engineering Science* Vol. 38, No. 5, pp. 745-763, 1983.
- [35] Amir Fartaj, David S.-K. Ting, Wendy W. Yang Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*. Volume 45, Issues 13-14, August 2004, Pages 2269-2281 .
- [36] Ying Chen, Junjie Gu. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* Volume 28, Issue 8, December 2005, Pages 1238-1249.
- [37] Gustav Lorentzen. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* Volume 17, Issue 5, 1994, Pages 292-301.

CAPÍTULO 4

Estudio de la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 4.- Estudio de la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido.

4.1.- Introducción

Mejorar el rendimiento energético de los sistemas de producción de frío, así como la búsqueda de nuevos refrigerantes capaces de paliar los efectos mediambientales provocados por los refrigerantes convencionales, se han convertido en dos temas importantes de investigación que atrae la atención de numerosos científicos e ingenieros [1]. Mientras que los refrigerantes sintéticos presentan valores de ODP y GWP no asumibles, las bondades medioambientales del dióxido de carbono como refrigerante han despertado gran interés, identificándose como una alternativa adecuada a los actuales refrigerantes debido a sus excelentes propiedades en transferencia de calor y su no inflamabilidad ni toxicidad [2]. Las desventajas que presenta como refrigerante se encuentran relacionadas con una temperatura crítica bastante baja (31.1°C). Un líquido con una temperatura crítica baja tiende a tener una capacidad volumétrica alta y un COP bajo para una aplicación determinada [3], donde el menor COP se relaciona con un alto nivel de irreversibilidad debido a los procesos de expansión [4] y [5].

Muchas investigaciones se han llevado a cabo para mejorar el COP de los sistemas de CO₂ que operan en régimen transcrito mediante modificaciones en el ciclo de trabajo, como el empleo de intercambiadores de calor intermedios, la compresión de varias etapas, las turbinas de expansión, el tubo de vórtice y el dispositivo de expansión eyector [6]. Cecchinato [7] llevó a cabo un análisis termodinámico en régimen transcrito sobre ciclos de doble etapa de compresión con CO₂ como refrigerante, demostrando que el empleo de doble compresión con enfriamiento entre etapas, mejora el rendimiento de manera significativa y también regula la elección de la presión intermedia óptima. La mejora del rendimiento frigorífico de los ciclos que emplean CO₂ también ha sido estudiada extensivamente por varios autores, entre los que se destacan los trabajos de Lorentzen y Petterson [8], Neksa [9] y Neksa [10], los cuales tratan sobre la mejora del rendimiento energético de las instalaciones a partir del control de la presión de disipación del gas-cooler. Además de estos trabajos de investigación, en la literatura se citan muchos otros métodos cuyo objetivo es mejorar el rendimiento de los ciclos de CO₂. Sobre esta línea, Hafner [11] midió la mejora que introducía un intercambiador intermedio a un ciclo de bomba de calor que empleaba CO₂ para calentamiento de agua, Ma [12] investigó la mejora en el rendimiento mediante la aplicación de un expansor con un movimiento alternativo, un rotativo, un scroll y un compresor de tornillo en el mismo consumo de energía. Li and Groll [13] demostró que el COP de un ciclo transcrito podría mejorar más de un 16% utilizando un sistema de expansión por eyector. Sobre este campo, Baek [14] y Baek [15] llevaron a cabo estudios teóricos y experimentales en un dispositivo para realizar la expansión de tipo pistón-cilindro. Kim [16] y, Halozan y Rieberer [17] estudiaron el rendimiento de un ciclo de refrigeración de cascada utilizando CO₂ como fluido de trabajo. Por último, comentar que Cho [18] comparó el rendimiento de un ciclo de CO₂ con la de otros sistemas refrigerantes de acuerdo con la cantidad de carga de refrigerante.

El objeto de este análisis se centra en continuar buscando aquellas configuraciones que logren mejorar el rendimiento energético de las instalaciones que empleen R744 como refrigerante. El estudio presentado en este capítulo pretende abarcar el análisis de una configuración de doble etapa de expansión en cuyo depósito de acumulación de líquido se realizan extracciones de vapor. La extracción de vapor permite controlar la presión en el depósito y con ella el punto de entrada al evaporador, de forma que puede aumentarse el salto entálpico disponible en el mismo y reducir el título de vapor del refrigerante a la entrada del evaporador. Adicionalmente, el vapor extraído se aprovechará para provocar efectos que consigan mejorar el rendimiento energético de la instalación. La extracción de vapor se realiza regulando la presión del depósito mediante dos sistemas independientes: el primero de ellos emplea una válvula back-pressure, tal y como se indica en el esquema de la figura 4.1, mientras que el segundo sistema, regula la presión en el depósito mediante el

efecto de succión que provoca la aspiración de un compresor secundario, como se indica en la figura 4.2.

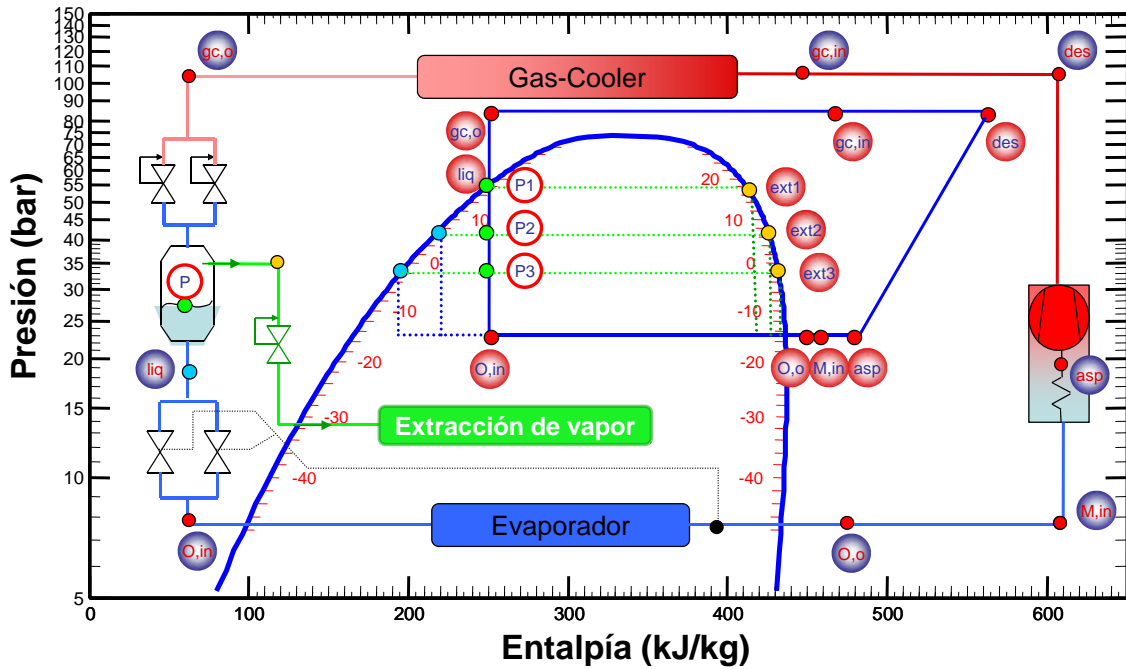


Figura 4.1.- Esquema de extracción de vapor con válvula back-pressure

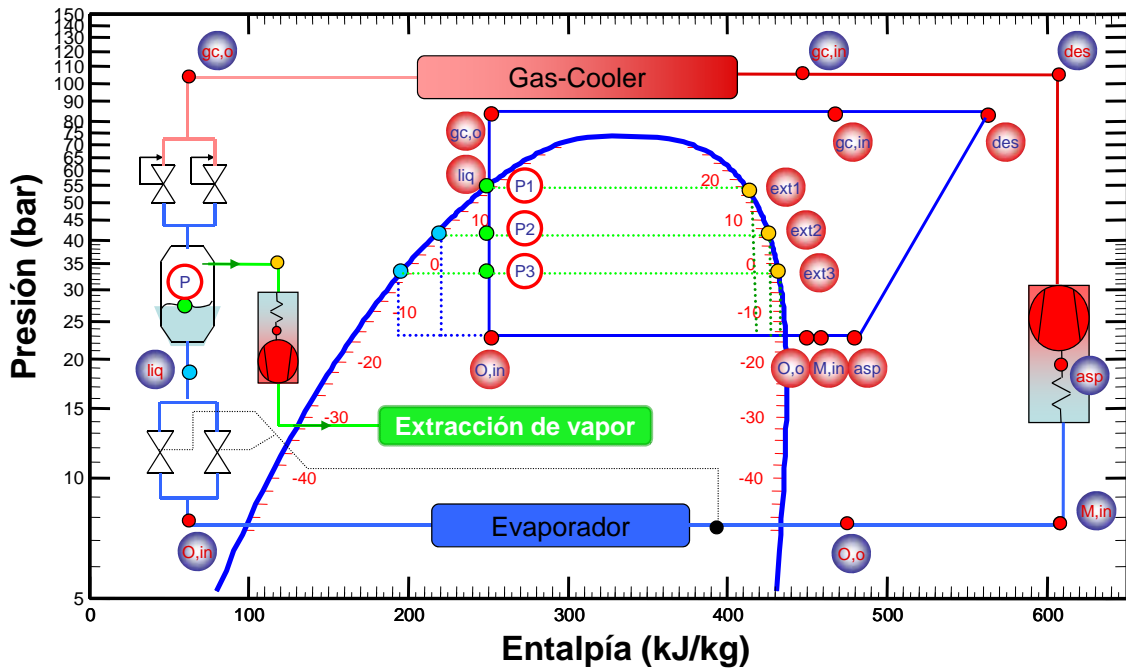


Figura 4.2.- Esquema de extracción de vapor. Regulación por aspiración de compresor secundario.

El sistema de extracción mostrado en la figura 4.1, regula la cantidad de vapor extraído del depósito mediante una válvula de expansión con control presostático, encargada de mantener la presión al valor deseado aguas arriba de la propia válvula, en este caso, en el interior del depósito. Por otro lado, el sistema mostrado en la figura 4.2, regula la cantidad de masa acumulada en el interior del depósito mediante el efecto de aspiración que lleva a cabo un compresor secundario. En este caso, la cantidad de masa extraída del depósito está relacionada con la velocidad de giro del compresor, extrayendo mayor cantidad de masa a

medida que se incrementa la velocidad lineal de los pistones que comprimen al refrigerante. Como se observa en las figuras 4.1 y 4.2, reducir la presión en el depósito (P1, P2, P3) lleva asociado dos efectos importantes:

El primero de ellos hace referencia al aumento del salto entálpico en el evaporador, aunque cabe mencionar que este efecto positivo provoca que se reduzca el flujo másico de refrigerante que circula por dicho intercambiador. Esto es debido por la relación biunívoca que existe entre el flujo másico de vapor extraído del depósito y el flujo másico que circula por el evaporador, establecida a partir de un balance de masas en el depósito como se muestra en la ecuación ec. 4.1.

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{evaporador} + \dot{m}_{vapor_extraido} \quad \text{ec. 4.1}$$

De la ecuación ec. 4.1 se deduce que los incrementos de flujo másico de vapor extraído del depósito provocan decrementos en el flujo másico que circula por el evaporador.

El segundo efecto se encuentra vinculado a la forma de emplear los vapores extraídos, donde se plantean dos posibilidades: inyectar dicho vapor en varios puntos del circuito que se encuentren a una presión inferior a la del depósito ó comprimir los vapores hasta la zona de alta presión mediante un compresor independiente. Ambas opciones presentan múltiples ventajas que serán comentadas a lo largo de este capítulo.

1.- El primer análisis evalúa el comportamiento de la instalación tras inyectar el vapor extraído en varios puntos de la zona de baja presión de la instalación. En las figuras 4.3, 4.4 y 4.5, se muestran las configuraciones seleccionadas para efectuar la inyección del vapor extraído. La primera de las configuraciones estudiadas analiza la inyección de vapor a la salida del evaporador sobre una configuración de doble etapa de expansión. Con este planteamiento se pretende reducir las temperaturas a la entrada del motor debido a la mezcla producida entre el vapor del refrigerante procedente del evaporador y la corriente bifásica proveniente de la expansión de los vapores extraídos del depósito. La menor temperatura del refrigerante a la entrada del motor eléctrico pretende proporcionar un incremento del trabajo específico de compresión.

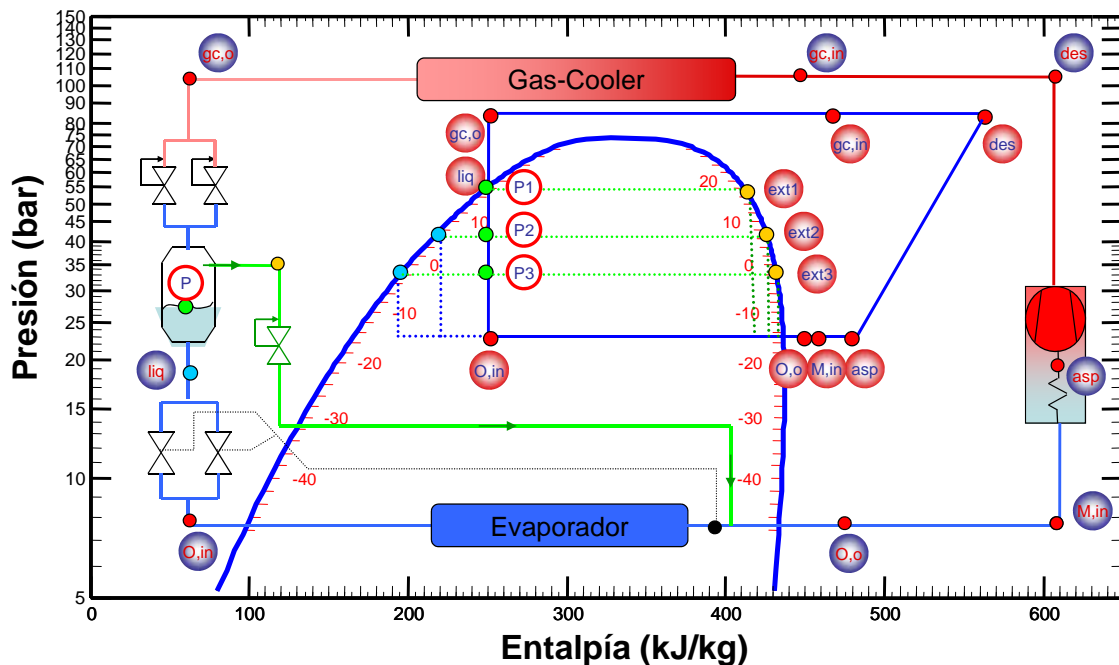


Figura 4.3.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador.

Los tres últimos puntos de inyección se muestran en las configuraciones presentadas en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6. Estas configuraciones cuentan con la inserción de un intercambiador

intermedio ubicado a la salida del gas-cooler sobre la configuración mostrada en la figura 4.1. Sobre esta configuración se realiza el estudio de inyección del vapor extraído, donde se analizan tres puntos diferentes para inyectar la expansión de dichos vapores: a la entrada y a la salida del intercambiador intermedio y sobre el punto de aspiración a la cámara de compresión. Estas tres configuraciones pretenden provocar un pequeño desrecalentamiento en la mezcla que se produce instantes antes de la compresión del refrigerante y compensar de este modo el efecto negativo introducido por el IHX en la parte de vapor recalentado.

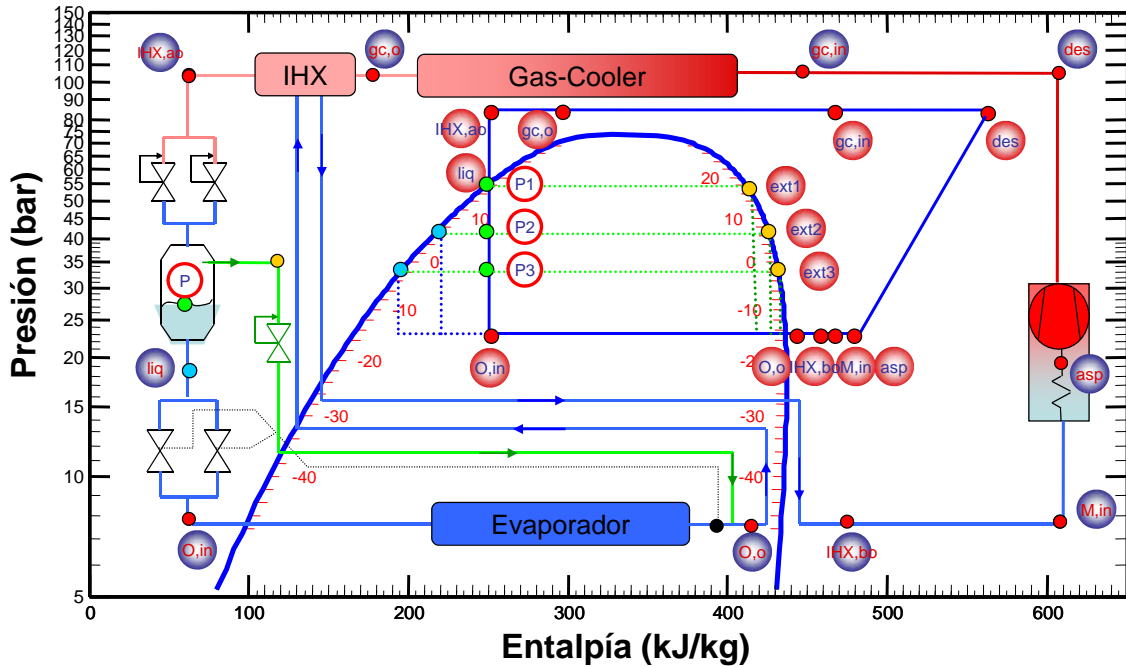


Figura 4.4.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador y con IHX.

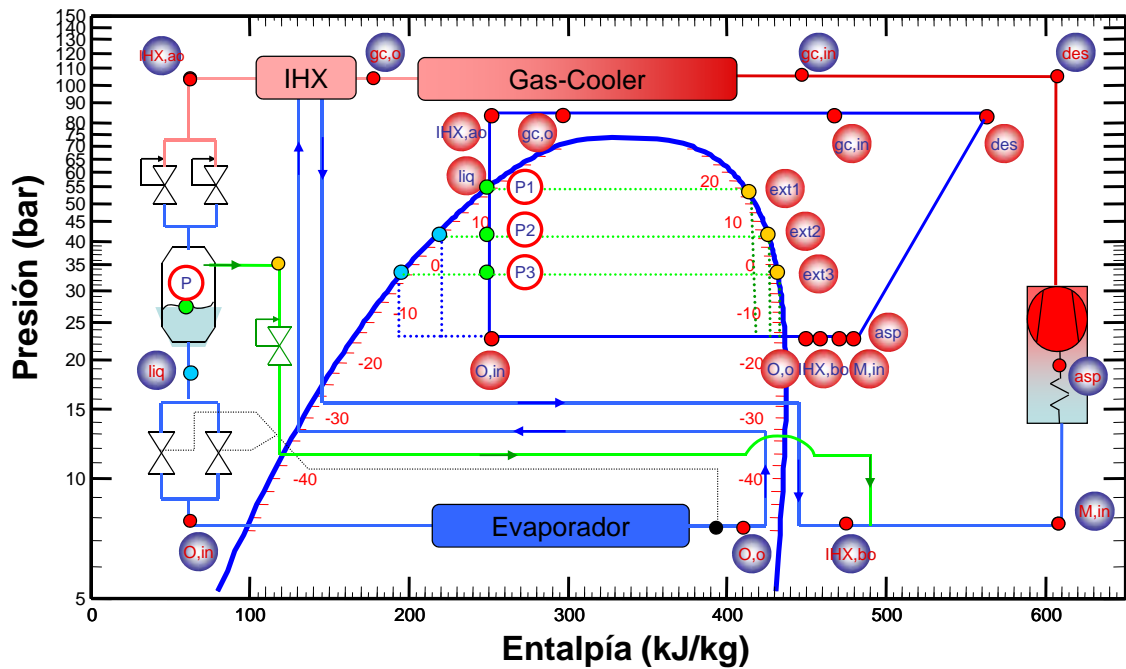


Figura 4.5.- Esquema de extracción de vapor con inyección a la salida del IHX.

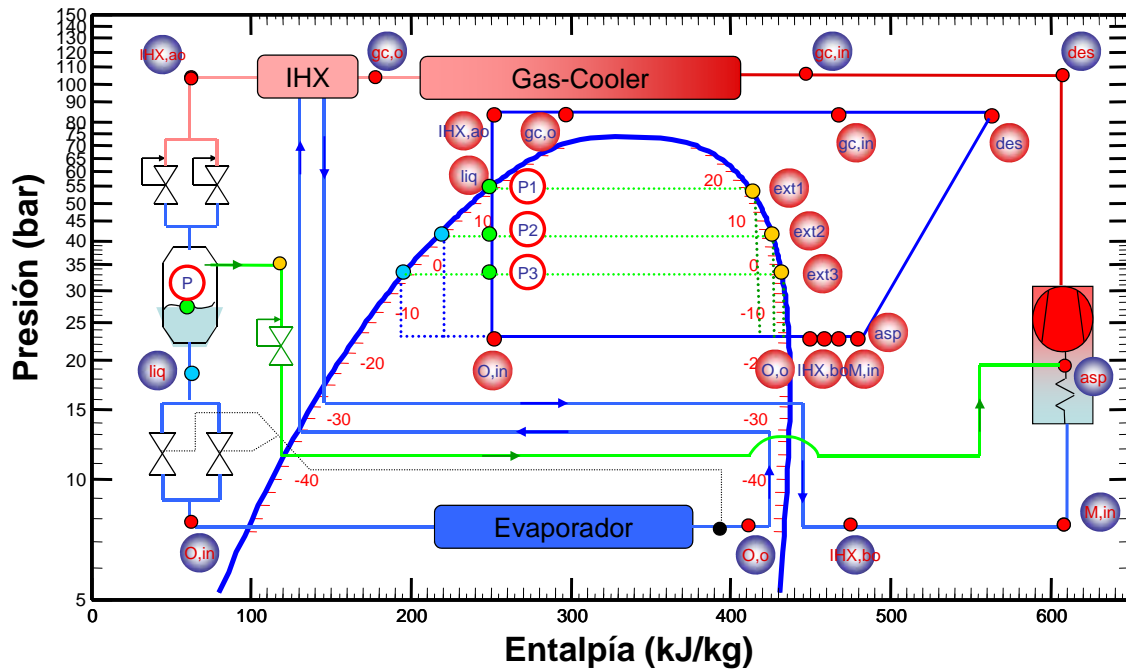


Figura 4.6.- Esquema de extracción de vapor con inyección en la cámara de compresión.

2.- El segundo análisis estudia el comportamiento de la instalación al comprimir los vapores extraídos del depósito en un compresor secundario, tal y como se indica en la figura 4.7. Esta compresión provoca que parte del flujo másico de refrigerante se comprima con menor tasa de compresión, con lo cual, las pérdidas durante el proceso de compresión se deberían reducir en el compresor principal debido al menor flujo másico a comprimir.

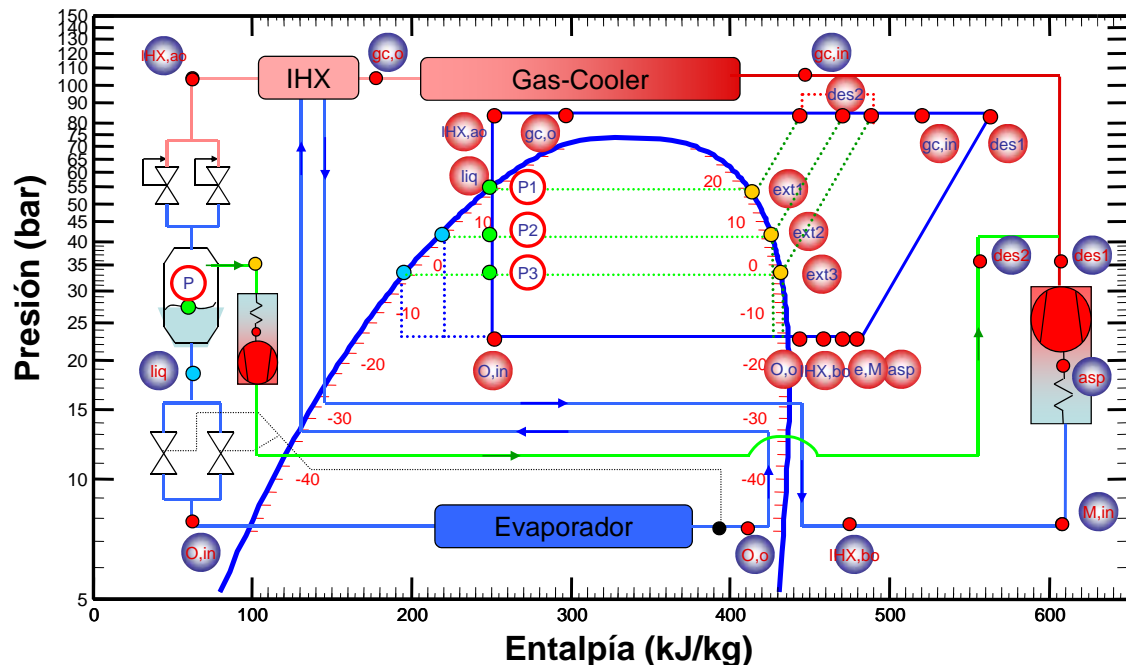


Figura 4.7.- Esquema de extracción de vapor con compresión de los vapores.

A lo largo de este capítulo se abordarán los ensayos experimentales que permitan estudiar el comportamiento de la instalación en cada una de las configuraciones mostradas en las figuras 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7. Los ensayos se han realizado en las mismas condiciones de demanda térmica en el evaporador comentadas en el capítulo 1, y para las temperaturas de

entrada de agua correspondientes a 25 y 35°C, donde el punto de presión óptimo en cada isoterma es de 78 y 95 bar, respectivamente.

Durante el apartado 4.2 se llevará a cabo el análisis de inyección con el sistema que regula la presión en el depósito mediante la válvula de expansión de control presostático. Los puntos de inyección analizados son los mostrados en las figuras 4.3, 4.4, 4.5, 4.6.

4.2.- Análisis de la inyección de vapor en varios puntos de la instalación.

En aras de poder evaluar el efecto que produce la inyección en cada uno de los puntos estudiados, se establece una base comparativa donde la configuración de doble etapa de expansión servirá de referencia para medir las diferencias que experimenta el rendimiento energético tras realizar las inyecciones de vapor en los puntos de la instalación comentados en el apartado 4.1.

4.2.1.- Estudio de la extracción de vapor con inyección a la salida del evaporador

Este estudio se realizará empleando la configuración mostrada en la figura 4.3. La extracción de vapor y la posterior inyección del vapor expandido sobre el flujo de refrigerante que sale del evaporador, pretenden mejorar el rendimiento de la instalación a partir de provocar dos efectos favorables: el incremento del salto entálpico generado a la entrada del evaporador a medida que se reduce la presión en el interior del depósito de acumulación, y la mejora del trabajo específico de compresión del refrigerante como consecuencia del enfriamiento del refrigerante a la entrada de la cámara de compresión. Para poder analizar los efectos comentados, es preciso estudiar lo que ocurre durante el proceso de extracción de vapor. Este proceso supone la aparición de una nueva corriente de refrigerante que debe ser cuantificada para poder calcular las variables que determinan el rendimiento de la instalación. En la figura 4.8 se presenta el esquema correspondiente al proceso de extracción de vapor en el depósito de acumulación.

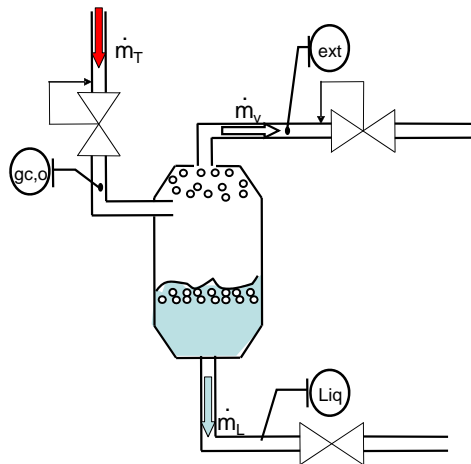


Figura 4.8.- Esquema de extracción de vapor en el depósito de acumulación.

El flujo másico total de refrigerante (\dot{m}_T) es medido por el caudalímetro de coriolis con el que cuenta la instalación, obteniendo el resto de caudales mediante balance energético y balance másico sobre el depósito de acumulación, a partir de las ecuaciones ec. 4.2 y ec. 4.3 respectivamente.

$$h_{gc,o} \cdot \dot{m}_T = h_{ext} \cdot \dot{m}_v + h_{Liq} \cdot \dot{m}_L \quad \text{ec. 4.2}$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_v + \dot{m}_L \quad \text{ec. 4.3}$$

Siendo h_{Liq} y h_{ext} las entalpías de líquido y vapor saturado, respectivamente, a la presión del depósito.

Combinando las expresiones ec.4.2 y ec.4.3, es posible determinar el valor del caudal másico de vapor saturado (\dot{m}_v) y de líquido saturado (\dot{m}_L) como se indica en las expresiones ec. 4.4 y ec. 4.5.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_T - \dot{m}_L \quad \text{ec. 4.4}$$

$$\dot{m}_L = \dot{m}_T \cdot \frac{h_{gc,o} - h_{ext}}{h_{liq} - h_{ext}} \quad \text{ec. 4.5}$$

A partir de estas expresiones se representa en la Figura 4.9 la evolución de los diferentes caudales másicos de refrigerante cuando se modifica la presión en el depósito de acumulación. La presión máxima del depósito corresponde con el funcionamiento de la instalación sin extracción de vapor saturado, es decir, trabajando según la configuración de doble etapa de expansión descrita en el Capítulo 1.

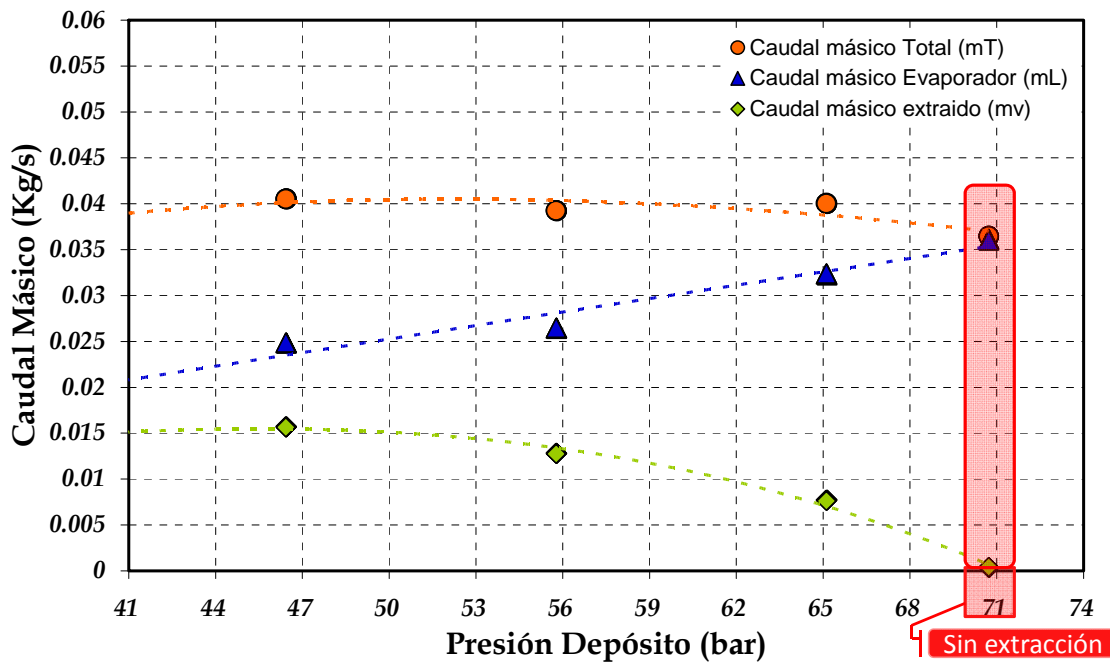


Figura 4.9.- Evolución de los flujos másicos con la presión del depósito. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

Tal y como se observa en la figura 4.9, el caudal másico de refrigerante que circula por el evaporador (\dot{m}_L) se reduce al disminuir la cantidad de masa acumulada en el depósito, como consecuencia de la mayor extracción de flujo másico de vapor en el mismo (\dot{m}_v). Cabe subrayar que el efecto negativo que presenta la reducción del flujo másico que circula por el evaporador se encuentra relacionado con la menor potencia frigorífica que es capaz de absorber la instalación. Por otra parte, se aprecia un ligero incremento en el caudal másico trasegado por el compresor (\dot{m}_T), lo que significa que la inyección de refrigerante previa a la entrada del compresor semihermético reduce la temperatura a la entrada del motor eléctrico, y con ello, el recalentamiento total, por lo que se reduce el volumen específico de aspiración.

Estos mismos efectos también se observan a niveles de evaporación diferentes, como se observa en la figura 4.10 donde se ha estudiado el comportamiento de la instalación a $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

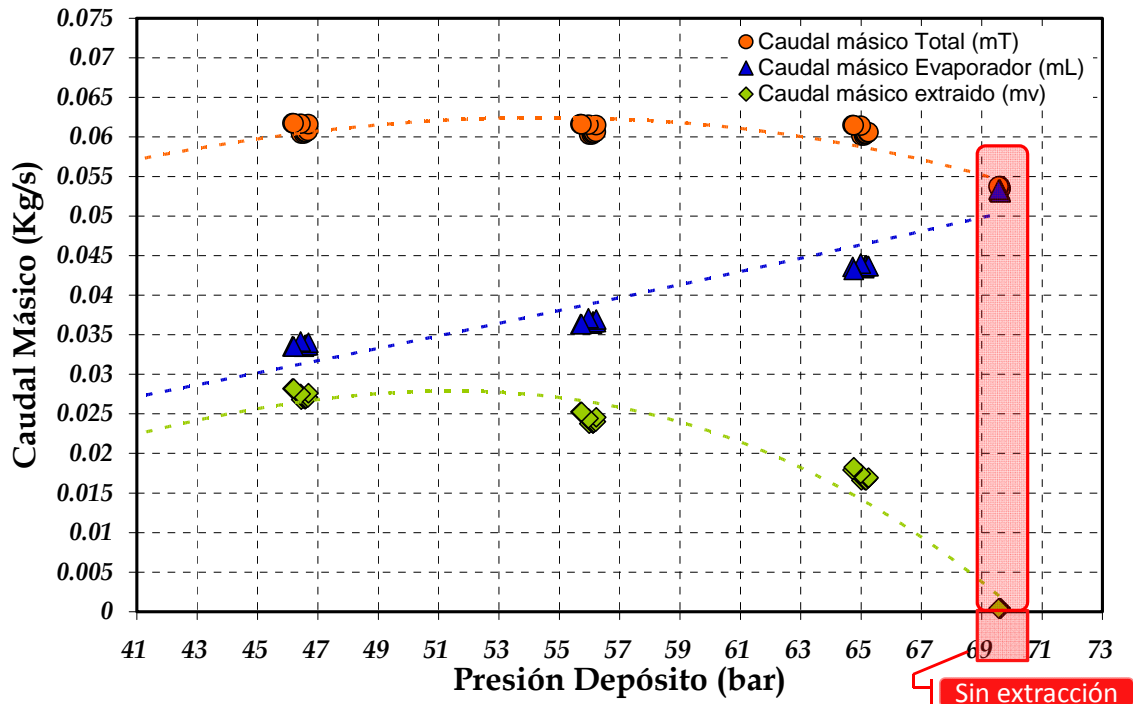


Figura 4.10.-Evolución de los flujos másicos con la presión del depósito. $T_{gII,in}=15^{\circ}\text{C}$

Como se ha indicado en las figuras 4.9 y 4.10, el caudal trasegado por el compresor (\dot{m}_T) se mantiene prácticamente constante a medida que se reduce la presión en el depósito, a pesar del incremento de la corriente de vapor (\dot{m}_v) que ello supone. Esto significa que las extracciones realizadas a las diferentes presiones en el depósito han producido enfriamientos similares en la corriente procedente del evaporador, a pesar de la mayor cantidad de caudal inyectado. La justificación a este efecto, se le debe atribuir al paulatino incremento del título de vapor que experimenta el flujo másico procedente de la expansión realizada a la corriente extraída del depósito a medida que desciende la presión en el mismo, como se observa en la figura 4.11, donde se observa que $X_1 < X_2 < X_3$, es decir, que cuanto mayor es la presión de vapor mayor es el título de líquido obtenido tras la expansión, aunque el caudal es menor, por lo tanto, el efecto de enfriamiento se ve compensado y es prácticamente constante.

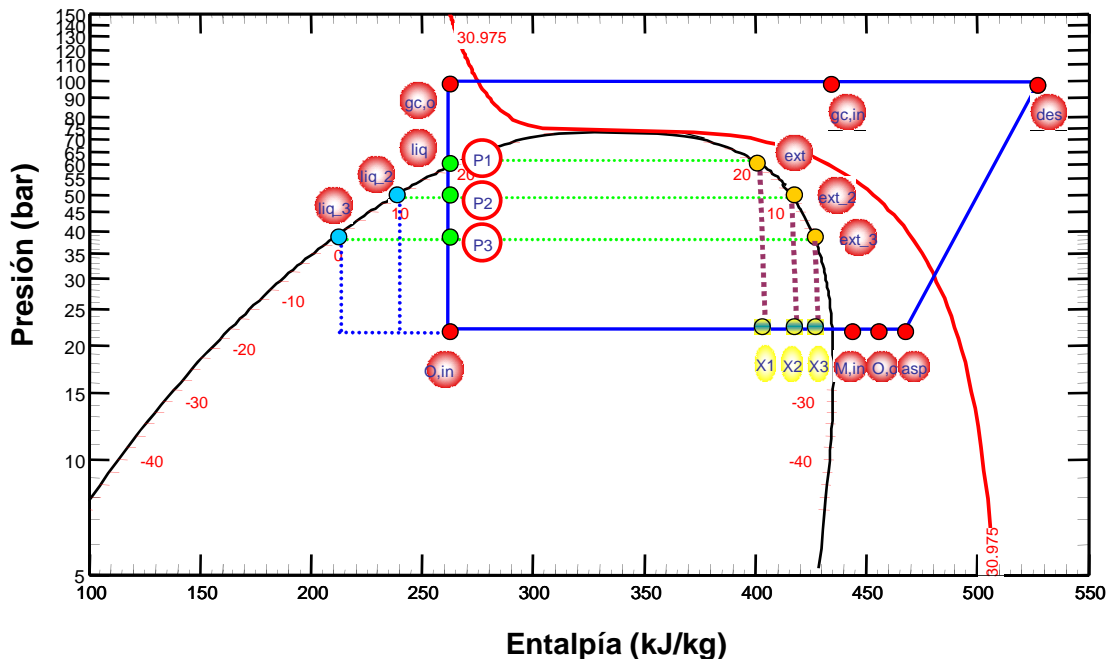


Figura 4.11.- Título de vapor del caudal resultante de la expansión de los vapores extraídos del depósito.

El incremento del título de vapor ($X_1 < X_2 < X_3$) que se crea al expandir la corriente extraída del depósito (\dot{m}_v) cuando se reduce la presión en el mismo, queda compensado con el incremento del flujo másico de esta corriente (\dot{m}_v), originando una cantidad similar de parte líquida en todas las inyecciones realizadas que se evapora al mezclarse con el vapor recalentado procedente del evaporador. Por este motivo, a medida que se reduce la presión en el depósito, la temperatura de entrada en el compresor no experimenta cambios muy significativos. Este efecto se muestra en la figura 4.12, donde se representan las temperaturas de entrada a motor eléctrico y a aspiración de la cámara de compresión para los dos niveles de evaporación estudiados.

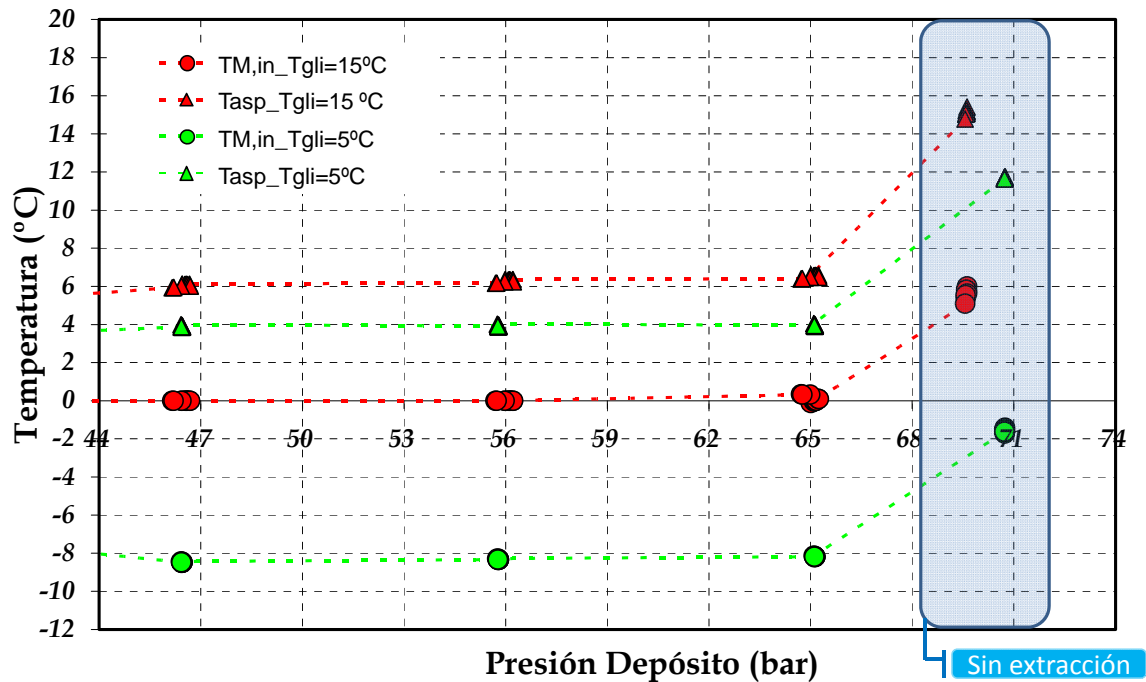


Figura 4.12.- Evolución de las temperaturas en el compresor. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$.

En la figura 4.12 se ha mostrado el descenso de la temperatura, tanto, a la entrada del devanado eléctrico como a la cámara de compresión. Este enfriamiento garantiza una mejora del trabajo específico de compresión, disminuyendo las irreversibilidades durante el proceso de compresión. No obstante, este efecto positivo lleva asociado otro efecto negativo, ya que el volumen específico del refrigerante se reduce a la par que lo hace la temperatura en el punto de aspiración, razón por la cual, entra mayor cantidad de masa a comprimir en los cilindros de la cámara de aspiración y el compresor comienza a trasegar mayor caudal másico, penalizando, de esta forma, la potencia eléctrica consumida por el mismo.

Sin embargo, al reducir la presión en el depósito, ocurren dos sucesos que favorecen el comportamiento del compresor: en primer lugar, las distintas inyecciones provocan enfriamientos del refrigerante muy similares entre todas ellas, por lo que el caudal trasegado se mantiene prácticamente constante a partir de la segunda inyección. Por otro lado, el incremento del caudal trasegado por el compresor también genera mayores presiones de evaporación, reduciéndose de esta forma la tasa de compresión.

Cabe tener en cuenta que dos de las principales variables que condicionan la energía eléctrica consumida por el compresor son la tasa y el flujo másico trasegado. En la figura 4.13 se muestra la potencia eléctrica consumida por el compresor, donde el consumo eléctrico se incrementa en la primera extracción, manteniéndose constante a partir de ese momento.

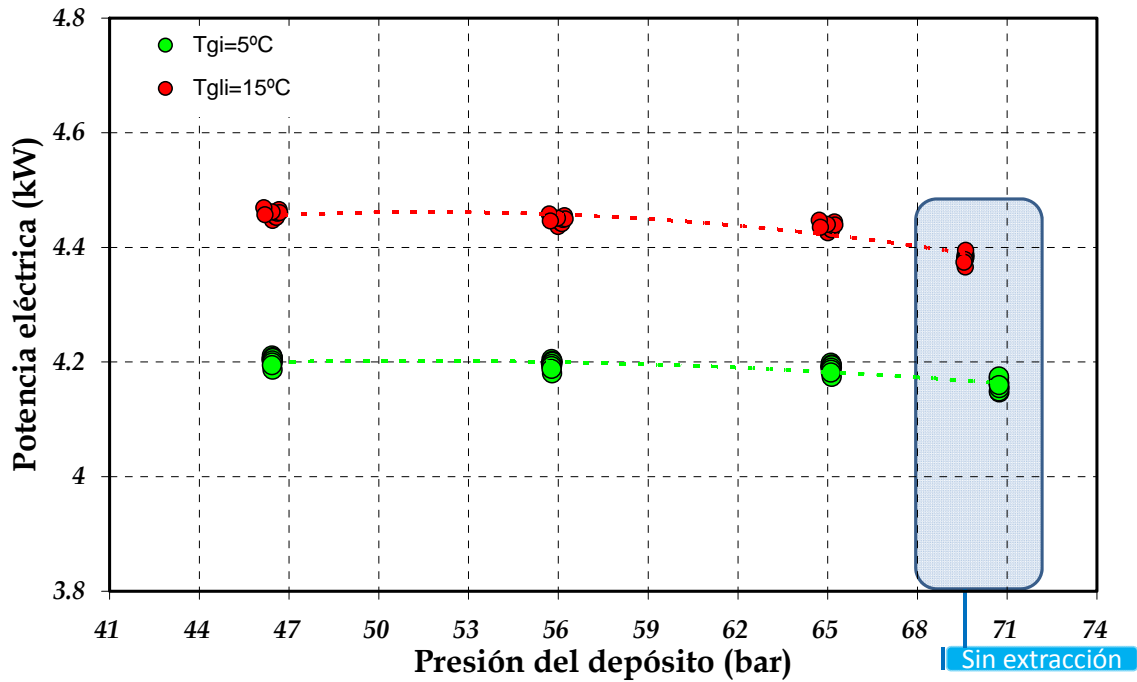


Figura 4.13.- Evolución de la potencia eléctrica consumida por el compresor.

En términos generales, la inyección a la salida del evaporador provoca, inicialmente, un ligero aumento en el consumo eléctrico del compresor, inducido por el incremento del flujo másico trasegado por el mismo y como consecuencia del menor volumen específico del refrigerante en la aspiración. Las demás inyecciones efectuadas mantienen prácticamente constante la potencia eléctrica consumida por el compresor, debido a las similitudes entre los enfriamientos producidos en el punto de aspiración para todas las presiones de depósito ensayadas. El análisis efectuado demuestra que la inyección en este punto mejora el trabajo específico de compresión, favoreciendo el comportamiento del compresor. El segundo efecto favorable de la inyección, hace alusión al incremento de salto entálpico con los decrementos de presión en el depósito. Este efecto, afecta directamente a la potencia frigorífica absorbida por la instalación, siendo imposible predecir el comportamiento de este parámetro debido al efecto contrariado que presenta el flujo másico de refrigerante que circula por el evaporador respecto a la evolución que presenta el salto entálpico. En la figura 4.14 se muestran los saltos entálpicos producidos en función de la presión del depósito de acumulación.

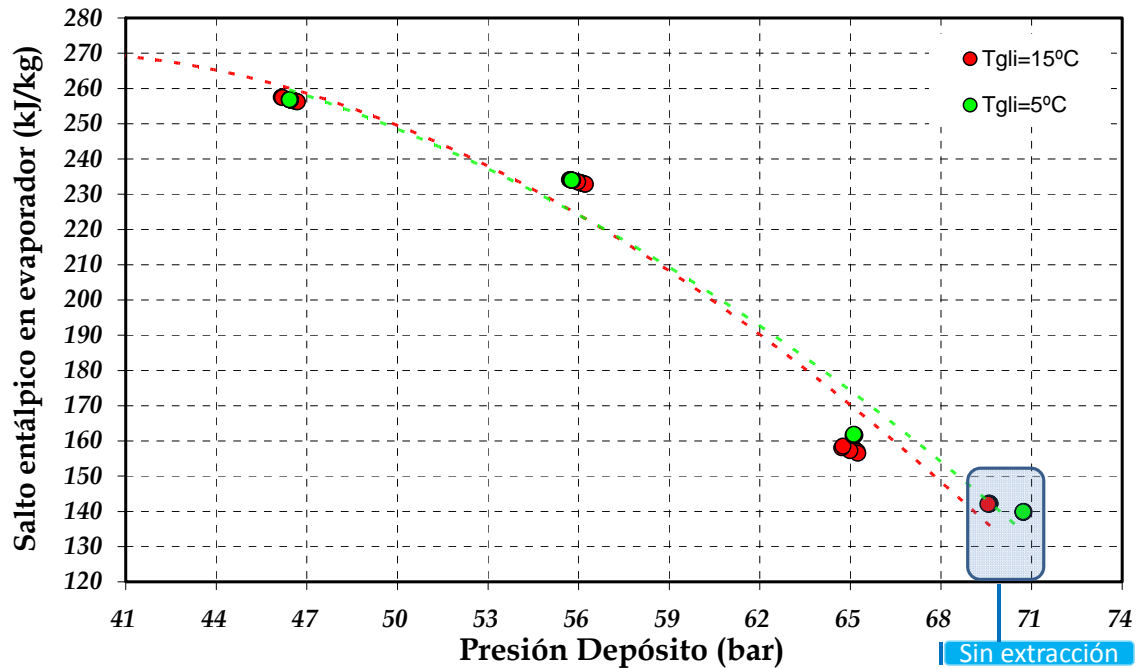


Figura 4.14.- Evolución del salto entálpico producido en el evaporador.

Como se indica en la figura 4.15, la potencia frigorífica adquiere una tendencia creciente a medida que se reduce la presión en el depósito, ya que el menor flujo másico evaporado como resultado de reducir la presión en el depósito se muestra menos significativo que el aumento del salto entálpico.

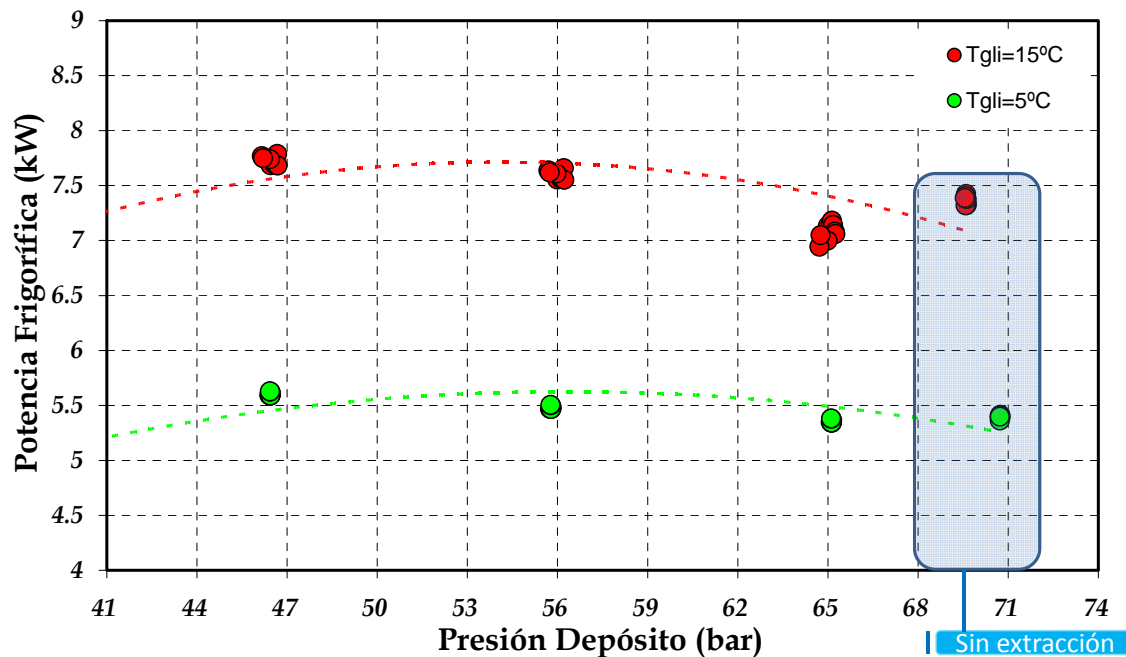


Figura 4.15.- Evolución de la potencia frigorífica.

Los resultados de la figura 4.15, indican que a partir de la segunda inyección se consigue aumentar la potencia frigorífica absorbida por la instalación, lo que significa que el aumento del salto entálpico conseguido, compensa la reducción de caudal másico a través del evaporador solo a partir de presiones en el depósito inferiores a 56bar. A la vista de los resultados obtenidos y dado que la potencia frigorífica de la instalación se incrementa en detrimento de la potencia eléctrica consumida por el compresor, se representa en la figura 4.16 el COP de la instalación, donde se observa que la inyección en el punto estudiado no

proporciona ninguna mejora respecto al rendimiento energético obtenido con la configuración base.

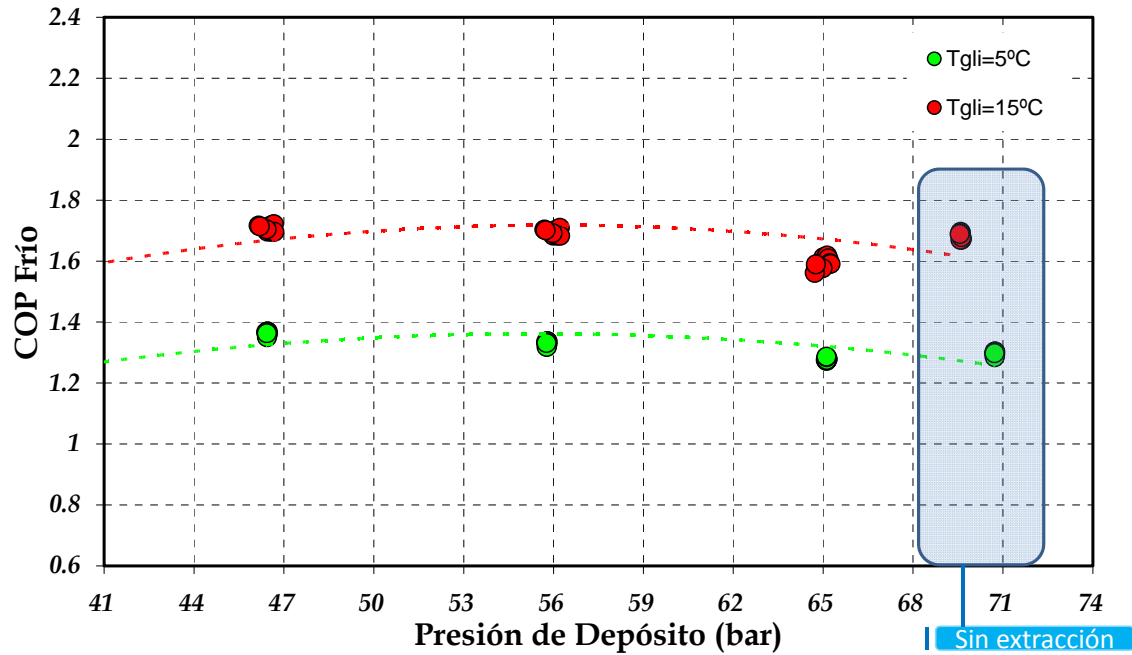


Figura 4.16.- Evolución del rendimiento energético de la instalación.

Los estudios posteriores se realizan insertando el intercambiador intermedio a la salida del evaporador. El siguiente análisis estudia el comportamiento de la instalación tras inyectar el vapor extraído en las configuraciones mostradas en las figuras [4.4, 4.5, 4.6].

4.2.2.- Estudio de extracción de vapor insertando el IHX.

En este apartado se emplearán las configuraciones mostradas en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6 del presente capítulo. La importancia a este estudio la definen la multitud de análisis científicos que anuncian mejoras en el rendimiento energético en instalaciones de compresión de vapor al insertar un intercambiador intermedio, ya que se genera un subenfriamiento a la salida del gas-cooler que proporciona mayor salto entáptico en el evaporador [19]. El IHX introduce dos efectos opuestos en las plantas de refrigeración, la mayor o menor influencia de uno sobre el otro podrían conducir a incrementar o reducir la eficiencia de la planta [20, 21]. Los efectos positivos corresponden a la mejora de la capacidad frigorífica específica y la menor proporción de vapor a la entrada del evaporador. Por el contrario, el sobrecalentamiento del refrigerante que se encuentra a baja presión incrementa la temperatura de succión del refrigerante en la aspiración del compresor. Este efecto desencadena tres consecuencias: una reducción del flujo másico de refrigerante, un incremento del trabajo específico de compresión y un incremento de la temperatura de descarga. El rendimiento energético de las plantas que operan con CO₂ en régimen transcrito y que cuentan con la acción de un IHX, ha sido estudiado teóricamente [22] y experimentalmente [19], llegando a la conclusión de que su inserción mejora la eficiencia energética y la capacidad frigorífica del ciclo.

Partiendo de estos estudios y subrayando la necesidad de encontrar nuevas configuraciones que permitan ofrecer rendimientos energéticos más elevados en plantas de refrigeración que empleen CO₂ como refrigerante, se estudiará a lo largo de este apartado el efecto que provoca la inyección de vapor a la configuración de doble etapa de expansión con IHX. Como se ha comentado en el apartado 4.2.1, una de las ventajas que provoca la inyección de los vapores extraídos del depósito es el enfriamiento del refrigerante a la entrada del compresor. Este efecto podría compensar el recalentamiento introducido por el IHX en el refrigerante que circula a baja presión, eliminando los efectos negativos que penalizan el funcionamiento del compresor y optando a mejorar el rendimiento energético de la instalación. A lo largo de este apartado se estudiarán los efectos que produce la inyección de vapor sobre las tres configuraciones comentadas en la figuras [4.4, 4.5 y 4.6]. Los esquemas presentados en las figuras 4.17, 4.18 y 4.19 corresponden con las configuraciones citadas, donde se observan las diferencias entre los distintos puntos de inyección.

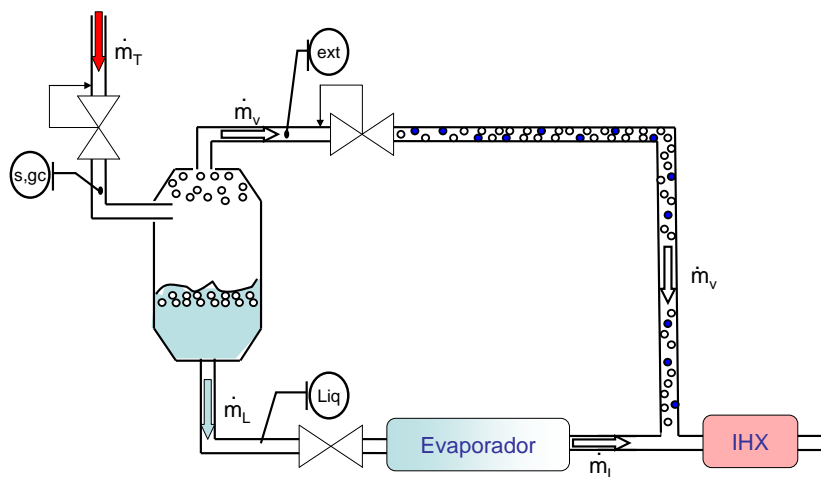


Figura 4.17.- Esquema de inyección antes del IHX.

En la configuración mostrada en la figura 4.17, los vapores extraídos del depósito son expandidos y posteriormente inyectados en el punto de salida del evaporador instantes previos a ser recalentado durante el intercambio térmico generado en el IHX. La inyección en este punto, provoca un enfriamiento de la corriente procedente del evaporador, mejorando las propiedades de intercambio del refrigerante durante el proceso de transferencia de energía llevado a cabo en el IHX. En este punto, es importante destacar, que el caudal másico que se recalienta durante la transmisión de calor en el IHX es la suma entre el flujo extraído del depósito y el que circula por el evaporador. Las mejores propiedades de

intercambio unidas al mayor flujo másico, generan que la mayor potencia intercambiada en el intercambiador intermedio se produzca con esta configuración.

En la figura 4.18, se muestra el esquema correspondiente a la inyección realizada instantes posteriores al intercambio producido en el IHX. En esta ocasión, la expansión de los vapores extraídos del depósito se inyecta en el punto posterior al IHX, donde el vapor de refrigerante que circula por la parte de baja presión ya ha experimentado un recalentamiento durante el intercambio térmico llevado a cabo con el fluido de la zona de alta presión.

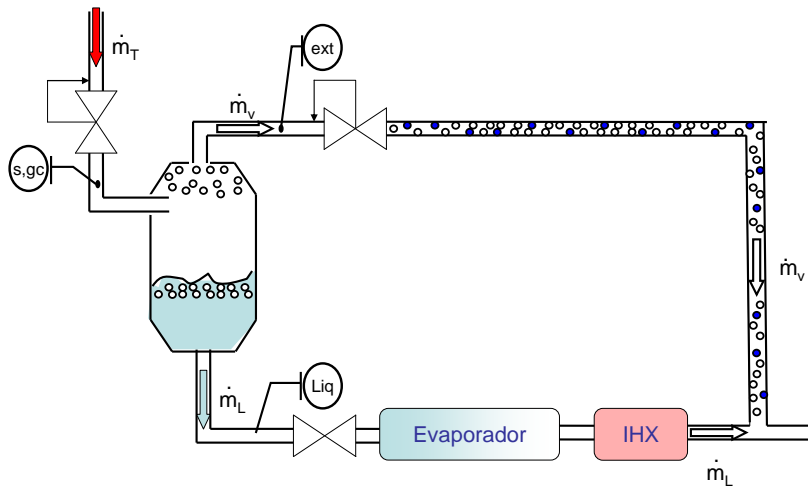


Figura 4.18.- Esquema de inyección después del IHX.

En la configuración mostrada en la figura 4.18, únicamente el caudal másico que circula por el evaporador (\dot{m}_L) es la corriente que intercambia energía en el IHX, siendo el flujo másico trasegado por el compresor la corriente resultante de la mezcla producida tras la inyección (\dot{m}_T). Las diferencias entre los puntos de inyección mostrados en las configuraciones presentadas en las figuras 4.17 y 4.18 estriban en el punto donde se produce el enfriamiento de la corriente procedente del evaporador. En el caso de la configuración 4.17, el enfriamiento se producía antes del intercambio térmico generado en el IHX, mientras que según la configuración 4.18, el enfriamiento se produce después, por lo que las condiciones termodinámicas del fluido a la entrada del intercambiador intermedio varían entre ambas configuraciones. Estas variaciones en el nivel térmico del refrigerante a la entrada del IHX provocan comportamientos diferentes en dicho intercambiador y con ello, alteraciones en el ciclo termodinámico. Al realizar la inyección después del IHX, el nivel térmico del refrigerante a la entrada del intercambiador intermedio resulta superior en comparación con el nivel alcanzado a la entrada del mismo intercambiador según la configuración mostrada en la figura 4.17, ya que se contabiliza el efecto de enfriamiento que provoca la inyección después de producirse el intercambio térmico en el IHX. Por este motivo, el refrigerante siempre tendrá mayor temperatura a la entrada del IHX en la configuración 4.18, lo que propicia peores propiedades de intercambio que las presentadas durante la transferencia de energía realizada en el intercambiador intermedio en las condiciones de menor temperatura que se presentan en la configuración 4.17. Las peores propiedades de intercambio térmico, unidas al menor caudal generan menor potencia intercambiada, apareciendo dos efectos contrariados: por un lado, se penaliza el subenfriamiento en la parte de alta presión, pero, por el contrario, la menor potencia intercambiada provoca menores recalentamientos, por lo que se reduce la temperatura de entrada a la cámara de aspiración, lo que en principio debería favorecer el proceso de compresión.

Por último, se presenta en la figura 4.19, el esquema de inyección correspondiente a la configuración mostrada en la figura 4.6, donde el punto de inyección se realiza sobre la cámara de aspiración del compresor. Este punto de inyección provoca que el comportamiento del IHX sea muy similar al funcionamiento adoptado en la configuración 4.18, no obstante, el enfriamiento de la corriente (\dot{m}_L) se realiza después de los recalentamientos sufridos en el intercambiador intermedio y en el devanado eléctrico del motor, por lo que la potencia intercambiada resulta inferior en cómputos generales debido a las peores propiedades de intercambio que presenta el refrigerante a medida que se eleva el nivel térmico del vapor

recalentado. Por este motivo, la menor temperatura a la entrada de la cámara de aspiración del compresor se produce con esta configuración.

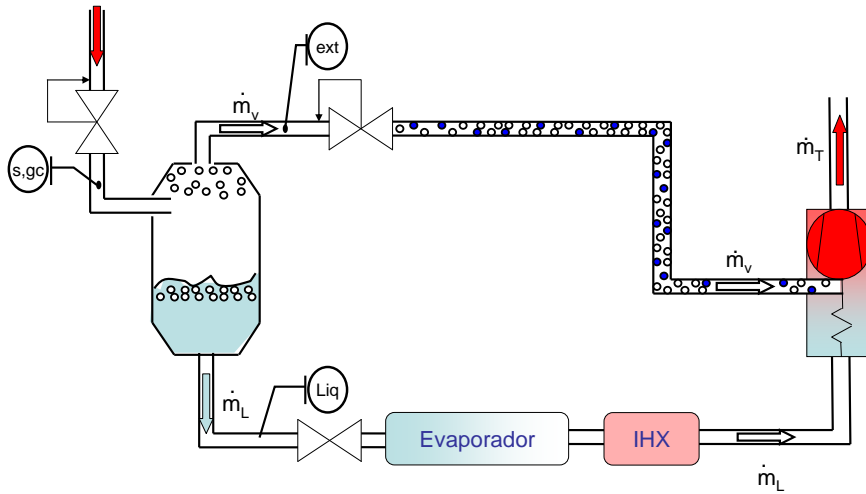


Figura 4.19.- Esquema de inyección en la cámara de compresión.

El fin común de las tres configuraciones presentadas y analizadas a lo largo de este apartado, se centra en mejorar el coeficiente de rendimiento energético de la instalación. Esta mejora se pretende conseguir mediante tres efectos provocados por la extracción y posterior inyección de la masa sustraída del depósito: el primero de ellos hace referencia al incremento del salto entálpico en el evaporador como consecuencia de reducir la presión en el interior del depósito al extraer parte de la masa que tiene acumulada, el segundo efecto, está relacionado con la mejora del comportamiento del compresor debido al enfriamiento que provoca la inyección de la expansión del vapor saturado sobre la corriente de refrigerante que circula por el evaporador y el último, está vinculado a la potencia intercambiada en el IHX. A lo largo de este apartado se analizarán los tres modos de realizar la inyección en aras de conocer en cálculos globales qué tipo de inyección es la que produce mayores incrementos del rendimiento energético de la instalación.

Adoptando la misma metodología seguida en el apartado 4.2.1 para analizar los flujos máscicos entrantes y salientes del depósito de acumulación, se presentan en las figuras [4.20-4.23] dichos flujos en función de la presión en el depósito de acumulación para los dos niveles de evaporación estudiados. La evolución que hace referencia a la inyección antes del IHX, se denota por "a_IHX", siendo "d_IHX" el estacionario cuya inyección se ha realizado después del IHX y denotando por "_motor" a la inyección realizada directamente en la cámara de aspiración del compresor.

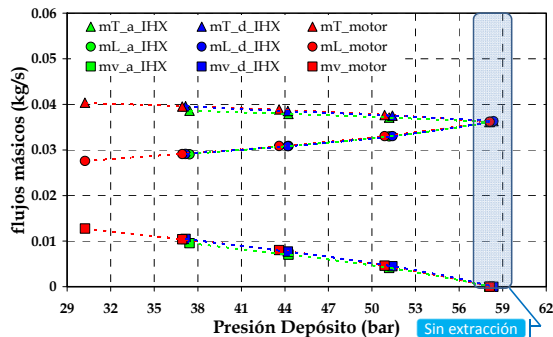


Figura 4.20.- Evolución de los flujos máscicos con la presión del depósito.
 $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

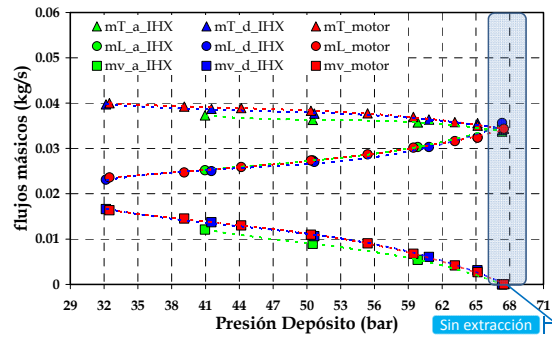


Figura 4.21.- Evolución de los flujos máscicos con la presión del depósito.
 $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

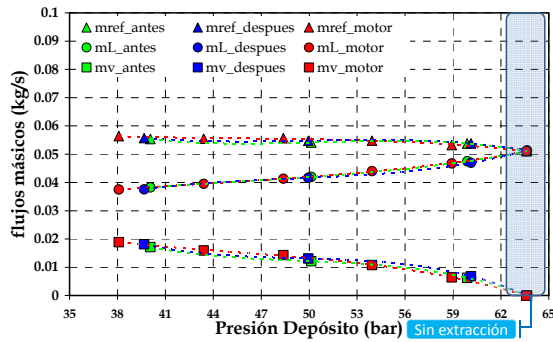


Figura 4.22.- Evolución de los flujos másicos con la presión del depósito.
 $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

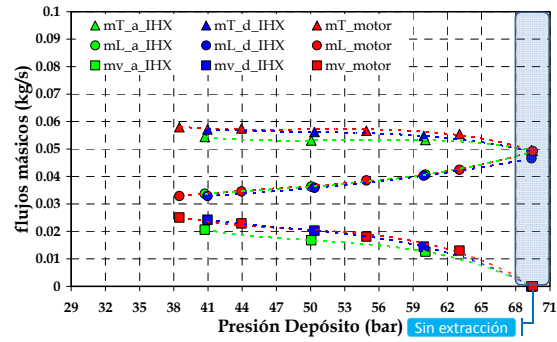


Figura 4.23.- Evolución de los flujos másicos con la presión del depósito.
 $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

En ambos niveles de evaporación se observa la misma tendencia evolutiva que la seguida por los flujos másicos mostrados en el apartado 4.2.1. El punto de máxima presión representado, corresponde con la configuración de doble etapa de expansión e IHX, donde aún no se ha realizado ninguna extracción en el depósito de acumulación. Inicialmente, se observa un incremento del flujo másico trasegado por el compresor como resultado del descenso del volumen específico de aspiración, debido al enfriamiento que produce el primer punto de inyección. Sin embargo, al disminuir la masa en el depósito, las diferencias entre los caudales trasegados por el compresor no presentan una variabilidad muy acentuada, manteniéndose prácticamente constante el caudal trasegado en todas las inyecciones realizadas. Cabe volver a resaltar que a medida que desciende la presión en el depósito, el flujo másico extraído del mismo aumenta en detrimento del caudal másico de líquido saturado que alcanza la segunda etapa de expansión. Este incremento del flujo de vapor extraído del depósito, provoca que el título de vapor correspondiente a la expansión de dicho caudal se incremente como se indicó en la figura 4.11. Sin embargo, el enfriamiento apenas varía tras inyectar los vapores expandidos en el punto de mezcla con la corriente procedente del evaporador, ya que la menor cantidad de líquido se compensa con el aumento del caudal másico de esta corriente, como se indica en las figuras [4.24-4.27], donde se observan temperaturas similares a partir de la segunda inyección realizada en cada una de las configuraciones estudiadas.

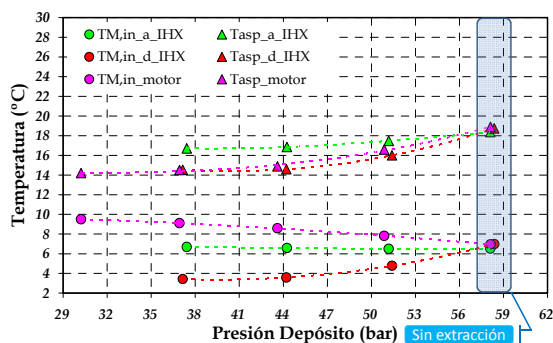


Figura 4.24.- Evolución de las temperaturas en el compresor.
 $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

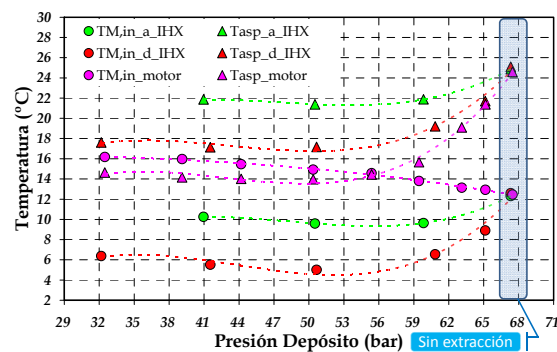


Figura 4.25.- Evolución de las temperaturas en el compresor.
 $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

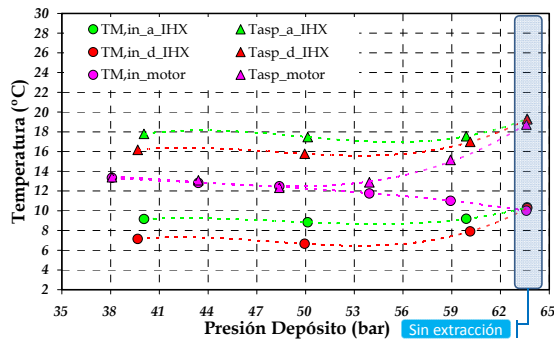


Figura 4.26.- Evolución de las temperaturas en el compresor.
 $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

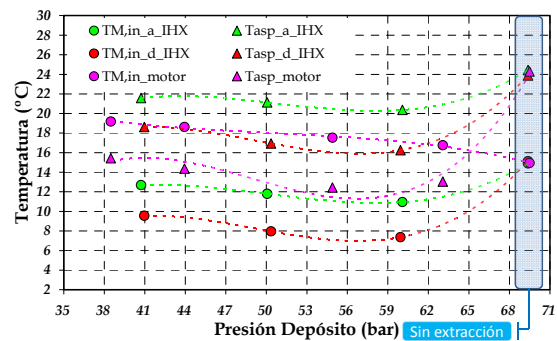


Figura 4.27.- Evolución de las temperaturas en el compresor.
 $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Del análisis presentado en las figuras [4.24-4.27], se corrobora que la inyección que provoca mayor enfriamiento en el refrigerante a la entrada de la cámara de aspiración es la realizada directamente sobre la cámara de aspiración del compresor (inyección_motor). En este aspecto, se destaca que la inyección realizada después del IHX (d_IHX) provoca menores temperaturas de entrada a la cámara de aspiración que la inyección realizada antes del intercambiador intermedio (a_IHX). En cálculos globales, la inyección permite enfriar la temperatura del refrigerante a la entrada de la cámara de compresión en las tres configuraciones estudiadas. Estos enfriamientos permiten compensar parte del efecto negativo introducido por el IHX, lo que posibilita reducir el trabajo específico de compresión. Sin embargo, al reducir la temperatura de aspiración, el volumen específico también lo hace, provocando un ligero incremento del flujo másico trasegado por el compresor como se ha visto en las figuras [4.24-4.27]. Por tanto, los enfriamientos alcanzados introducen dos efectos que afectan directamente al consumo eléctrico del compresor: por un lado, la menor temperatura de aspiración permite mejorar el trabajo específico de compresión, mientras que por el otro, se produce un ligero incremento del flujo másico trasegado como consecuencia del menor volumen específico del refrigerante en la aspiración del compresor. Como se muestra en las figuras 4.28 y 4.29, la potencia eléctrica consumida por el compresor experimenta un ligero incremento como consecuencia de la mayor masa a comprimir cuando aumenta la cantidad de masa extraída del depósito, es decir, al reducir la presión en el depósito de acumulación.

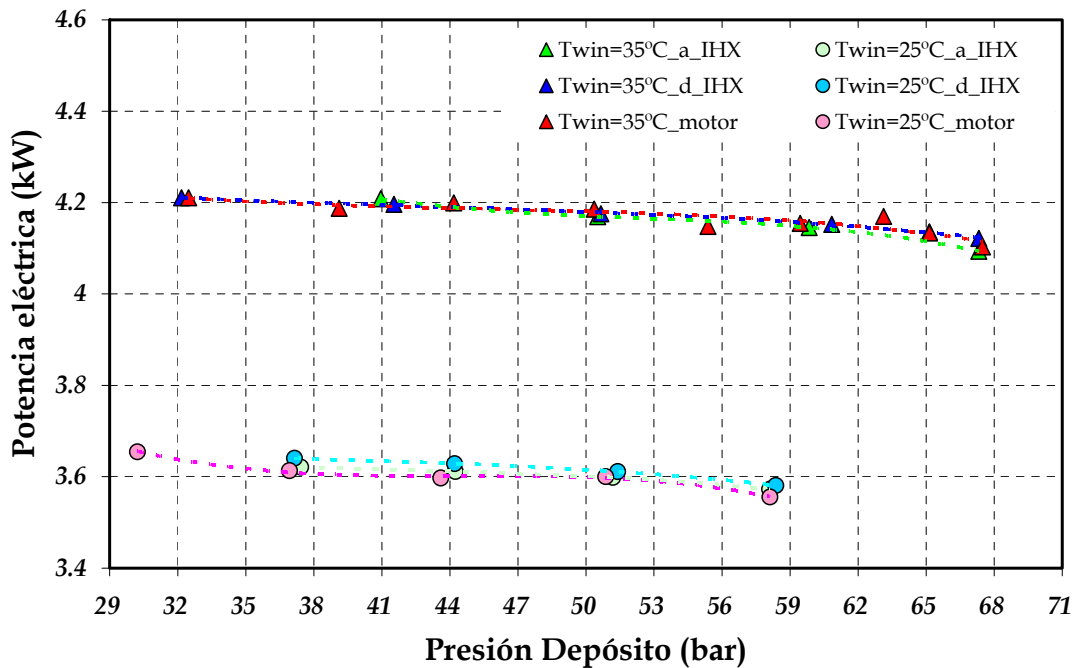


Figura 4.28.- Evolución de los consumos eléctricos en el compresor. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

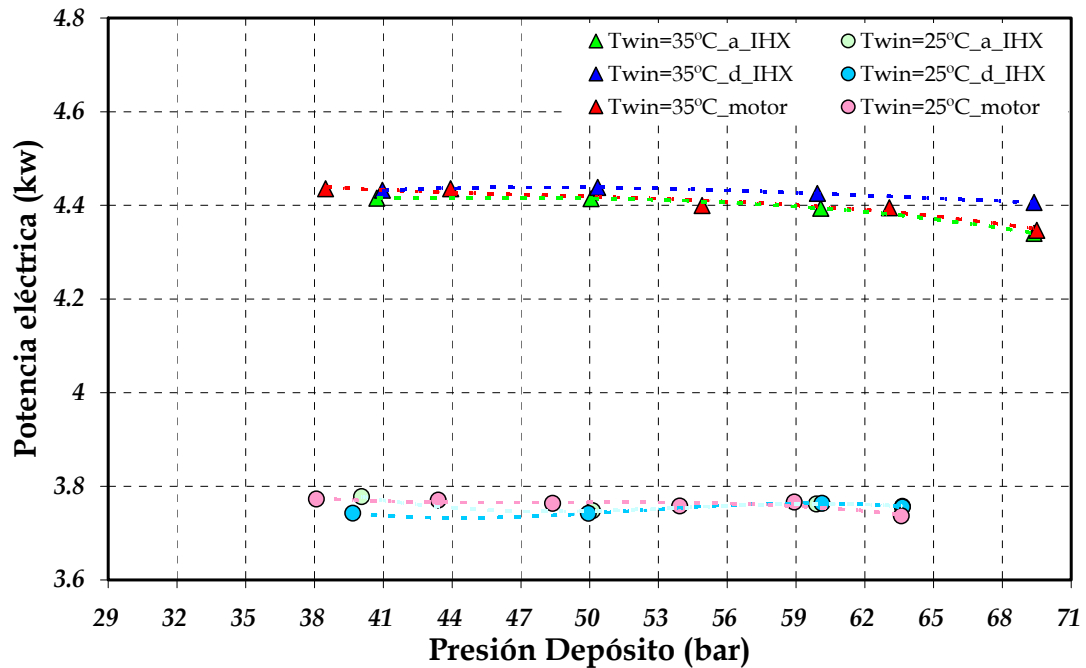


Figura 4.29.- Evolución de los consumos eléctricos en el compresor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

Como se ha ido comentando a lo largo de este capítulo, la inyección de vapor afecta directamente sobre el comportamiento de dos de los elementos principales de la instalación. Por un lado, la extracción de vapor y la posterior inyección de los vapores expandidos, modifica el comportamiento del compresor como se ha mostrado durante el análisis efectuado en esta sección. Por otro lado, la cantidad de vapor extraída del depósito varía el caudal de refrigerante a evaporar, alterando de esta forma el comportamiento del evaporador. Cabe recordar que las configuraciones que alcanzan mayor enfriamiento a la entrada de la cámara de aspiración son las que más han penalizado la potencia transferida en el intercambiador intermedio. Esto es debido a que la menor potencia intercambiada en el IHX genera menores recalentamientos en el refrigerante que circula a baja presión, favoreciendo el comportamiento del compresor, pero reduce el subenfriamiento del refrigerante que circula por la zona de alta presión, afectando a la capacidad frigorífica absorbida por el evaporador.

El siguiente estudio trata de analizar la variación que provoca la inyección sobre la capacidad frigorífica absorbida por la instalación, puesto que el incremento de salto entálpico generado al disminuir la masa almacenada en el depósito, se vé contrarrestado con el descenso del flujo másico que circula por el evaporador, sin poder predecir con antelación si producirá un efecto favorable. Las figuras 4.30 y 4.31 muestran las potencias absorbidas por la instalación.

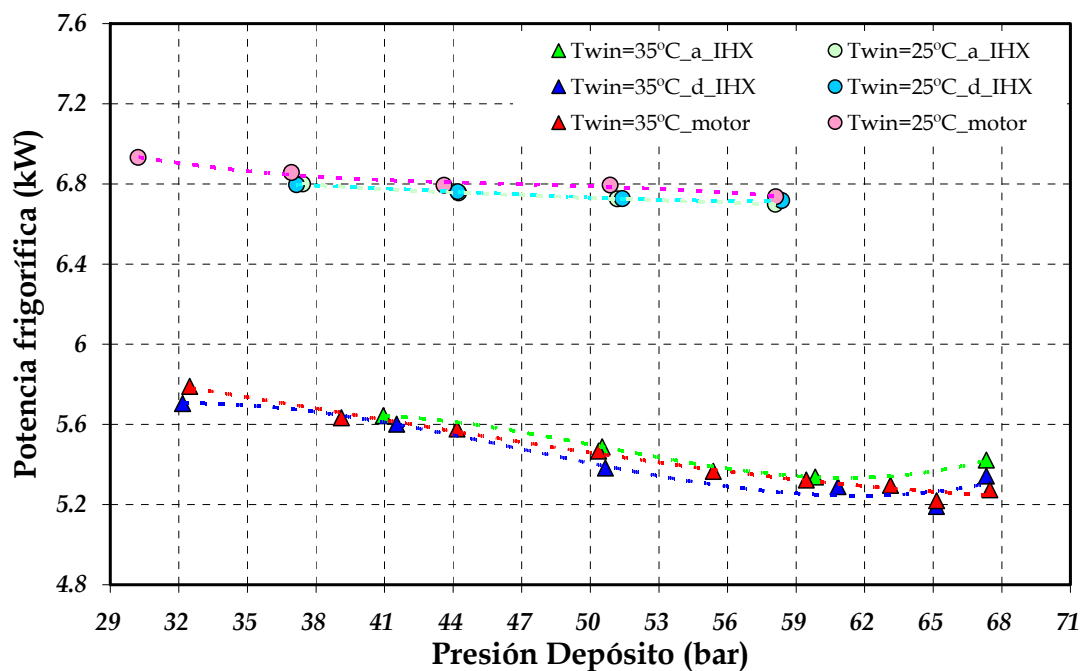


Figura 4.30.- Evolución de la potencia frigorífica. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

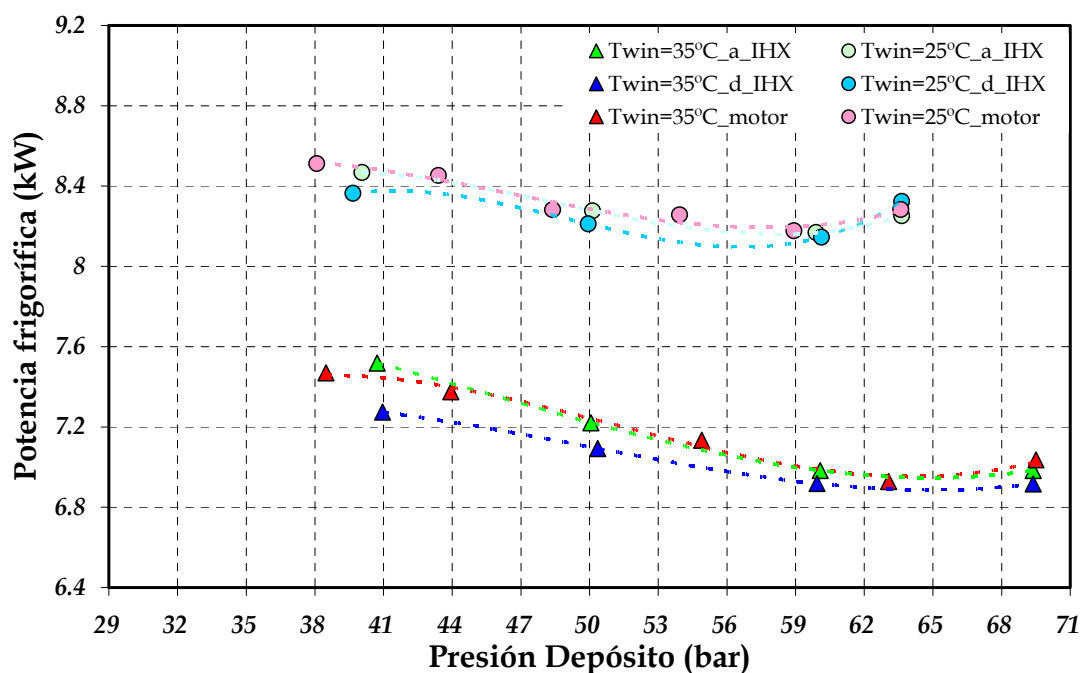


Figura 4.31.- Evolución de la potencia frigorífica. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

A la vista de los resultados, se observa que el efecto de la inyección introduce siempre un efecto positivo sobre la potencia frigorífica, el cual es tanto mayor cuanto menor es la presión en el depósito, es decir, cuanto mayor es el caudal másico inyectado. Este comportamiento indica que el aumento del salto entálpico en el evaporador, es superior a la reducción que sufre el caudal másico circulante por el mismo (m_L).

Las temperaturas de entrada de los fluidos secundarios en evaporador y gas-cooler, también afectan al porcentaje de mejora alcanzado. Así, el incremento que se obtiene para $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$, es mayor que para $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. Del mismo modo, este aumento es mayor para $T_{glic,in}=5^{\circ}\text{C}$, que para $T_{glic,in}=15^{\circ}\text{C}$. El aumento máximo de potencia frigorífica registrado para

los ensayos realizados es de 11.67 % ($T_{win}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{glic,in}=5^{\circ}\text{C}$), con un rango de incertidumbre de 1.56–1.05%.

Considerando las figuras 4.30 y 4.31, se puede afirmar que cualquiera de las configuraciones de inyección ensayadas permite incrementar la potencia frigorífica en un rango de valores similar. Por otra parte, el aumento de potencia frigorífica para cualquiera de las configuraciones ensayadas, presenta valores muy similares, tal y como se reflejan en las figuras citadas anteriormente. Por último, se representa en la figura 4.32 y 4.33 el rendimiento energético de la instalación en cada uno de los casos estudiados. Los resultados muestran un ligero incremento del rendimiento energético de la instalación en las tres configuraciones estudiadas.

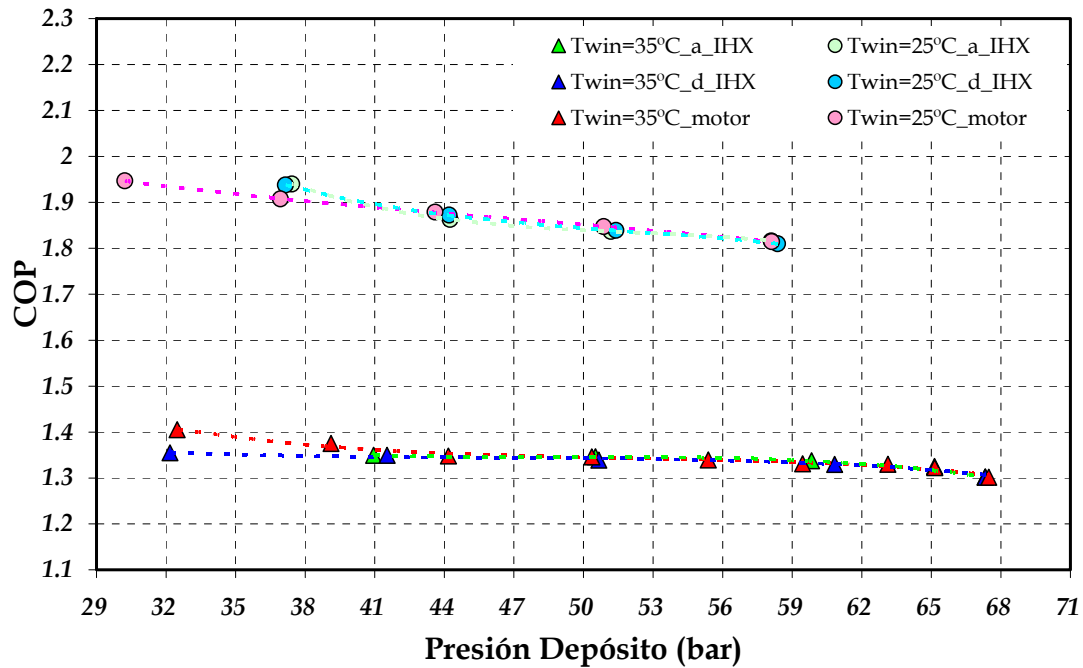


Figura 4.32.- Evolución del COP. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

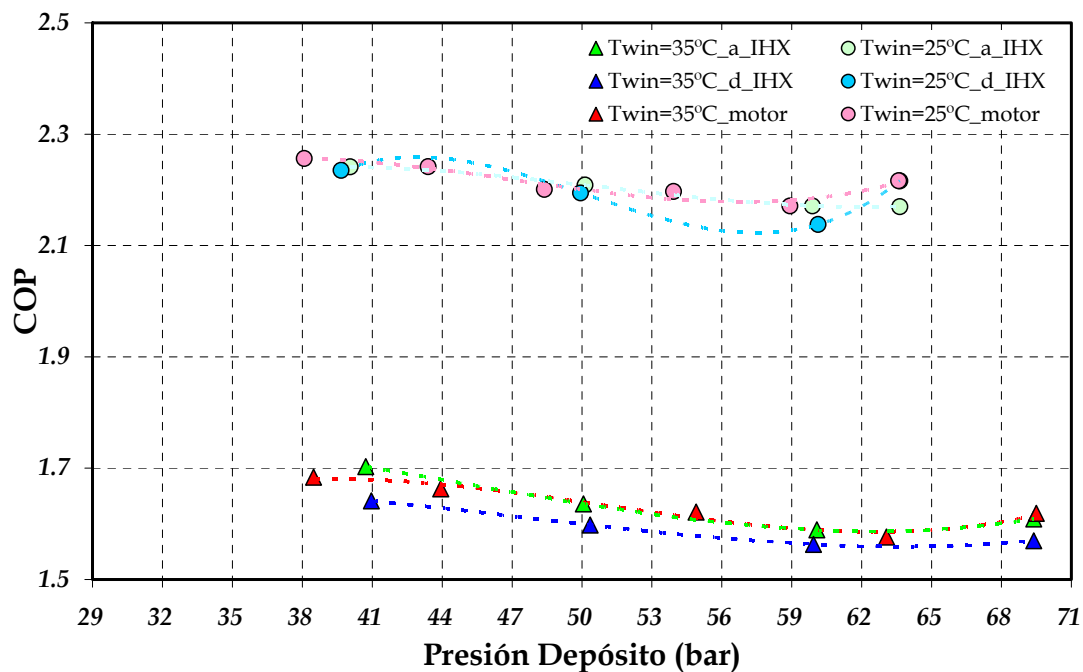


Figura 4.33.- Evolución del COP. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

El comportamiento adoptado por el COP es similar al presentado por la potencia frigorífica, ya que los incrementos alcanzados aumentan cuanto mayor es la temperatura de entrada del fluido secundario en gas-cooler y menor es la temperatura de entrada del agua glicolada en evaporador. El mayor incremento alcanzado en todos los puntos de inyección realizados para las tres configuraciones analizadas, es del 10.33% para $T_{win}:35^{\circ}\text{C}$ y $T_{gli,in}:5^{\circ}\text{C}$, con un rango de incertidumbre de 1.88-1.41%.

A la vista de los ensayos experimentales realizados, se puede afirmar que la inyección de vapor de refrigerante permite mejorar la potencia frigorífica y el COP de la instalación. Al mismo tiempo, el efecto de la inyección disminuye las altas temperaturas de descarga que aparecen al colocar el IHX en la instalación.

Por último, se expone en la tabla 4.1, los incrementos introducidos por las configuraciones estudiadas en las variables más importantes del ciclo termodinámico, tomando como referencia la configuración con doble etapa de expansión sin IHX.

		Twin=25°C			Twin=35°C		
		Qo (%)	COP (%)	Pc (%)	Qo (%)	COP (%)	Pc (%)
$T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$	IHX	1.92	0.89	0.45	3.21	2.63	0.52
	Inyección antes IHX	0.55	1.65	1.32	0.71	6.44	5.63
	Inyección después IHX	2.35	2.43	1.54	3.77	2.58	1.15
	Inyección motor con IHX	2.34	2.21	2.64	4.65	2.33	2.27
	Inyección sin IHX	-----			1.78	1.65	0.48
$T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$	IHX	1.38	1.49	1.19	3.92	4.75	0.91
	Inyección antes IHX	2.06	1.76	1.96	9.95	9.7	0.23
	Inyección después IHX	2.43	2.52	1.32	7.78	6.48	1.21
	Inyección motor con IHX	2.47	4.037	2.27	11.6	10.3	1.22
	Inyección sin IHX	-----			2.34	1.85	0.67

Tabla 4.1.- Comparativa entre las configuraciones estudiadas

En el apartado 4.3 se estudiará la segunda opción contemplada en el apartado 4.1 para aprovechar los vapores extraídos del depósito, donde se comprime el vapor extraído a presión intermedia en un compresor secundario para descargarlos en la zona de alta presión.

4.3.- Análisis del comportamiento de la instalación al comprimir los vapores extraídos del depósito en un compresor secundario

Muchos estudios han demostrado que el rendimiento de los ciclos de CO₂ puede ser mejorado al realizar la compresión en dos etapas, ya que de esta forma se reduce la tasa de compresión a la que debería trabajar un único compresor. Con este planteamiento, el rendimiento global de la instalación puede ser optimizado al dividir la tasa de compresión total en varias etapas de compresión [22]. Diversos autores han investigado sobre este efecto, donde se citarán en este documento el trabajo de varios de ellos: Hwang [23] realizó estudios experimentales sobre el rendimiento de un ciclo de CO₂ de dos etapas de compresión. Huff [24] comparó el rendimiento del ciclo de dos etapas de compresión con CO₂ y lo comparó con el obtenido en los ciclos convencionales. Groll [13] realizó un análisis termodinámico sobre el efecto de la tasa de compresión en un ciclo de CO₂ transcrito con compresión de dos etapas y refrigeración intermedia. Además, se ha investigado el rendimiento de las bombas de calor en sistemas de doble etapa de compresión de CO₂, como lo hicieron Agrawal y Bhattacharyya [25] y Agrawal [26]. Este tipo de sistemas de multicompresión generalmente se encuentra vinculado con una inyección de vapor a presión intermedia entre las dos etapas de compresión, provocando un enfriamiento en la segunda etapa de compresión que genera mejores rendimientos del compresor. Todos estos estudios destacan que el rendimiento de un compresor mejora a medida que se reduce la tasa de compresión y/o el flujo másico de refrigerante a trasegar. Este es el principal motivo por el que resulta interesante estudiar el comportamiento de la configuración mostrada en la figura 4.7, puesto que, en esta configuración solamente el flujo másico que circula por el evaporador (\dot{m}_L) se comprime en el compresor principal con tasas de compresión similares a las de las configuraciones 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6, mientras que el flujo másico asociado a la extracción de vapor en el depósito se comprime con una menor tasa de compresión como se indica en la figura 4.34. Esta característica representa una de las principales diferencias respecto a lo que ocurría en las configuraciones donde se estudiaba la inyección del vapor extraído del depósito (4.3, 4.4, 4.5 y 4.6), donde el flujo másico total (\dot{m}_T) era comprimido por un único compresor. Por tanto, las pérdidas totales durante el proceso de compresión existentes en las configuraciones de inyección se reducen con esta nueva configuración, ya que se divide el caudal que circula por la instalación (\dot{m}_T) en dos compresores, lo que conlleva a comprimir menor caudal en el compresor principal (\dot{m}_L) con la misma tasa que en las configuraciones de inyección y a comprimir el flujo del vapor extraído del depósito (\dot{m}_v) con menor tasa de compresión.

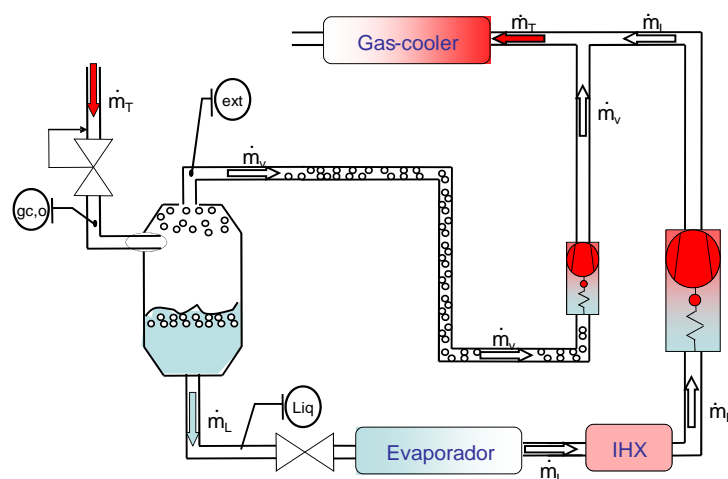


Figura 4.34.- Esquema del sistema de compresión en paralelo.

En este apartado se estudiará el comportamiento de la instalación al comprimir los vapores extraídos del depósito de acumulación mediante la acción de succión de un compresor

secundario, tal y como se indicó en la figura 4.7 y se muestra en el esquema de la figura 4.34. El flujo comprimido por el compresor secundario (m_v) es descargado en la parte de alta presión, donde se mezcla con la corriente procedente de la descarga del compresor principal (m_L). El objeto de este apartado se centra en el análisis del comportamiento de la instalación para poder comparar qué tipo de configuración proporciona mayores incrementos en el coeficiente de rendimiento energético.

La comparativa entre las cuatro configuraciones que han empleado los dos métodos de extracción de vapor en el depósito de acumulación comentados en este apartado (back-pressure y compresor secundario), se inicia en las gráficas de las figuras [4.35-4.38]. Sobre estas gráficas, se ha representado el flujo másico trasegado por el compresor principal en cada una de las tres configuraciones que extraen vapor saturado mediante la acción de una back-pressure, donde se cumple en todas ellas, que el caudal trasegado por el compresor principal (m_T) es la suma del flujo extraído del depósito (m_v) y el que circula por el evaporador (m_L). Estos caudales se comparan con los flujos másicos trasegados por los dos compresores de los que dispone la configuración que emplea un compresor secundario para extraer vapor del depósito. En esta ocasión, es necesario subrayar que el compresor principal trasiega solamente el caudal que circula por el evaporador y el IHX (m_L), mientras que el compresor que succiona los vapores del depósito comprime únicamente la corriente (m_v) (ver figura 4.34). Para establecer una base comparativa entre las cuatro configuraciones ensayadas, se utiliza la configuración de doble etapa de expansión con IHX como configuración de referencia. La configuración que emplea la acción de succión de un compresor secundario para extraer vapor saturado del depósito se denotará por "e_succión", refiriéndonos a este compresor como "secundario" y al compresor principal como "principal".

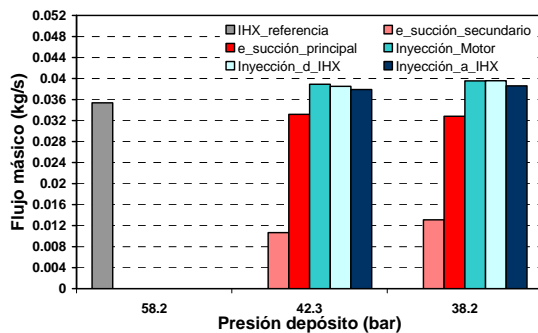


Figura 4.35.- Comparativa flujos másicos en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

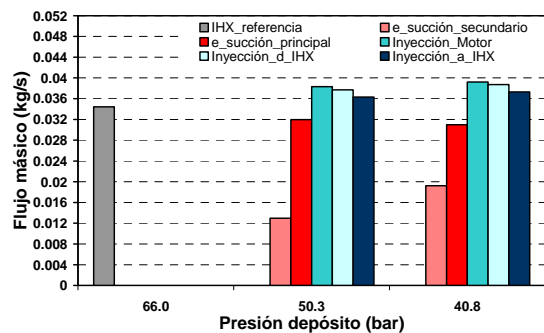


Figura 4.36.- Comparativa flujos másicos en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

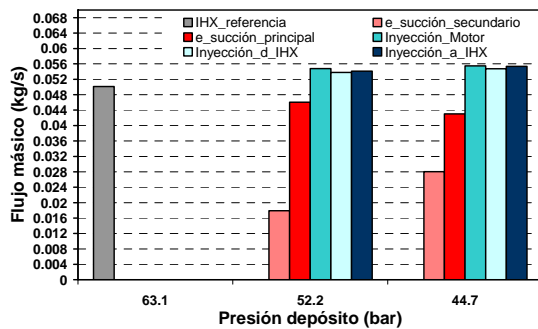


Figura 4.37.- Comparativa flujos másicos en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

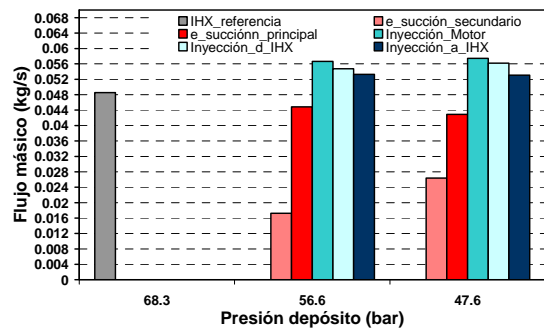


Figura 4.38.- Comparativa flujos másicos en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Este estudio muestra las diferencias entre el flujo que trasiega el compresor principal (m_L) en la configuración donde se comprimen los vapores extraídos del depósito por un compresor secundario (e_succión) respecto al flujo másico trasegado por el mismo compresor con las configuraciones de inyección. Aunque el compresor principal trasiegue menor flujo másico

con la configuración "e_succión", al considerar los flujos máscicos trasegados por ambos compresores, esta configuración se convierte en la configuración que presenta mayor flujo máscico circulando por la instalación, al ser el flujo máscico total (m_T) la suma de m_L (flujo trasegado por el compresor principal) y m_v (caudal trasegado por el compresor secundario).

El primer efecto positivo que supone trasegar menor caudal en el compresor principal esta relacionado con las mejoras durante el proceso de compresión del refrigerante, mientras que el aspecto negativo de esta configuración se aprecia en el incremento del caudal máscico total que circula por la instalación, ya que probablemente convergerá en una mayor potencia eléctrica consumida.

Por otra parte, el caudal trasegado por el compresor principal desciende a medida que se reduce la presión en el depósito, al contrario de lo que le sucede al compresor secundario, cuyo incremento de caudal esta directamente relacionado con las reducciones de presión en el depósito, ya que el compresor secundario debe extraer más masa del depósito (incrementar el caudal máscico) para provocar menores presiones en el interior del mismo. Este comportamiento es diferente al que adoptan todas las configuraciones donde se ha inyectado el vapor extraído del depósito en los diferentes puntos de estudio, puesto que a medida que se reduce la presión en el depósito en todas ellas, se producen mayores enfriamientos, por lo que el volumen específico de aspiración también se reduce, aumentando consecuentemente la cantidad de masa en cada admisión del pistón e incrementando así el flujo máscico trasegado por el compresor principal.

Por otro lado, el menor caudal que trasiega el compresor principal en la configuración estudiada en este apartado (e_succión) condiciona el flujo que circula por el evaporador (m_L). El menor flujo esta vinculado con la cantidad de masa acumulada en el evaporador por unidad de tiempo, por lo que, al acumular menos masa en el evaporador se origina un descenso en la presión de evaporación, como se indican en las figuras [4.39-4.42].

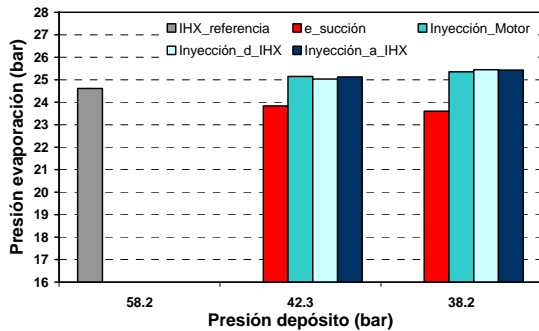


Figura 4.39.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

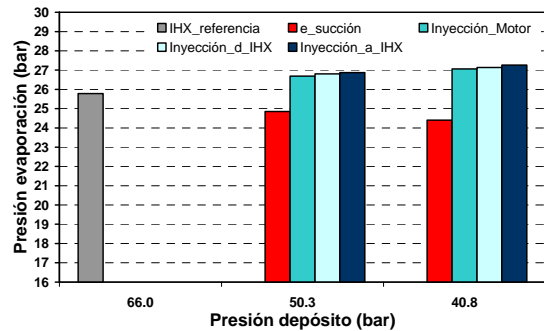


Figura 4.40.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

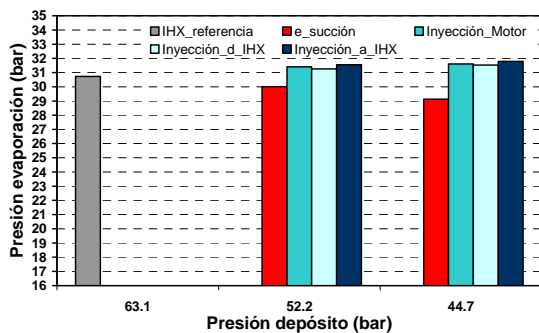


Figura 4.41.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

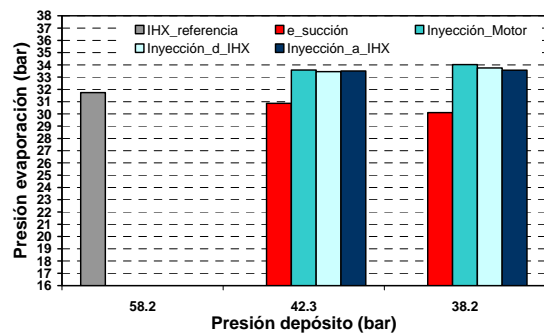


Figura 4.42.- Comparativa presiones evaporación en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

La comparativa mostrada en las figuras [4.39-4.42], muestran un descenso de la presión de evaporación a medida que disminuye la presión en el depósito con la configuración "e_succión", ocurriendo el suceso contrario en el resto de configuraciones estudiadas en este capítulo. Estas diferencias en la presión de evaporación provocan que la tasa de compresión en el compresor principal aumente en la configuración "e_succión" respecto a las tasas de compresión que presenta el mismo compresor en el resto de configuraciones. En las configuraciones de inyección no se incrementa la tasa de compresión dado que el punto donde se realiza la mezcla entre el flujo que circula por el evaporador (m_L) y la corriente procedente de la extracción del depósito (m_V) se produce en la región de baja presión y genera que todo el caudal trasegado por la instalación (m_T) se inyecte en la zona de baja presión.

Una de las principales diferencias entre las configuraciones de inyección y la configuración "e_succión", se encuentra en los enfriamientos que se producen a la entrada del punto de aspiración del compresor con las configuraciones de inyección. Estos enfriamientos intentan compensar el recalentamiento que introduce el IHX en el refrigerante que circula a baja presión, y conseguir incrementar de esta forma el trabajo específico de compresión. Este efecto no se puede alcanzar con la configuración "e_succión", ya que no se emplea el caudal extraído del depósito para compensar el recalentamiento que produce el IHX en la línea de baja presión. Además, las condiciones en el intercambio térmico que se produce en el IHX con la configuración "e_succión", genera que aún se recaliente más el fluido que circula por el lado de baja presión (m_L), al intercambiar energía con todo el caudal másico (m_T) que circula por el lado de alta presión. Este hecho origina temperaturas de aspiración más elevadas en esta configuración y por tanto, peores rendimientos durante el proceso de compresión. Dado la importancia que presenta el enfriamiento alcanzado en las configuraciones de inyección sobre el comportamiento del compresor, se presenta en las figuras [4.43-4.46] la comparativa entre las temperaturas de aspiración alcanzadas en las distintas configuraciones.

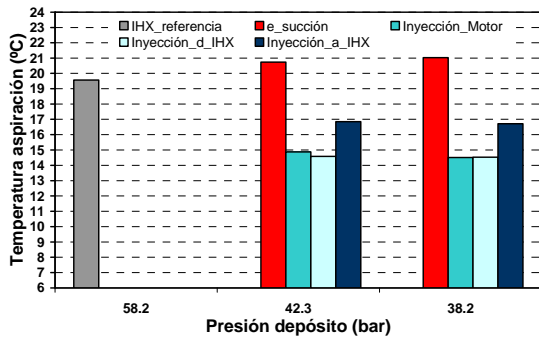


Figura 4.43.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T_{win}=25°C. T_{gli,in}=5°C

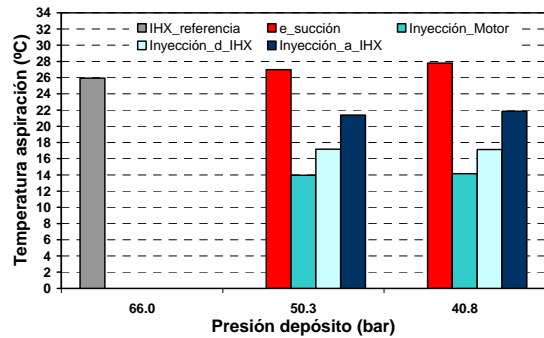


Figura 4.44.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T_{win}=35°C. T_{gli,in}=5°C

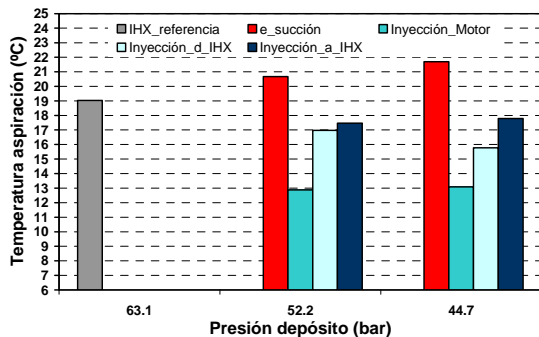


Figura 4.45.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T_{win}=25°C. T_{gli,in}=15°C

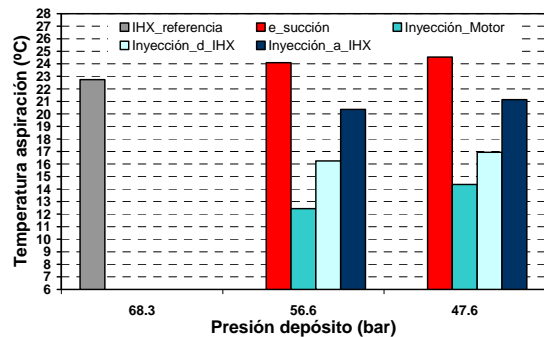


Figura 4.46.- Comparativa temperaturas aspiración en todas las configuraciones. T_{win}=35°C. T_{gli,in}=15°C

Como indican las gráficas [4.43-4.46], la configuración que comprime los vapores extraídos del depósito ($e_{\text{succión}}$) alcanza temperaturas de aspiración en el compresor más altas respecto a la configuración inicial de referencia con IHX, al contrario del comportamiento que presentan las configuraciones que inyectan estos vapores en distintos puntos del circuito. Por tanto, del análisis expuesto hasta aquí, se pueden obtener las primeras conclusiones interesantes entre las cinco configuraciones comparadas en este apartado. Las primeras diferencias se encuentran en el comportamiento del compresor principal de la instalación, ya que éste trasiega menor caudal con mayor tasa de compresión en la configuración donde se comprime el vapor extraído del depósito ($e_{\text{succión}}$), siendo las temperaturas de aspiración también superiores en esta configuración. Sin embargo, el caudal total trasegado por la instalación con la configuración "e_succión", resulta superior respecto a la configuración de referencia, que únicamente emplea el IHX, y a las tres configuraciones de inyección, siendo parte de este flujo másico total comprimido por un compresor secundario.

Por otra parte, como el flujo másico que circula por la zona de baja presión (m_L) es inferior con la configuración que emplea el compresor secundario, pero el caudal de refrigerante que circula por la parte de alta presión es superior, resulta interesante estudiar el comportamiento del IHX (figuras [4.47-4.50]), ya que es uno de los componentes que afectan directamente al rendimiento energético que pueda tener la instalación.

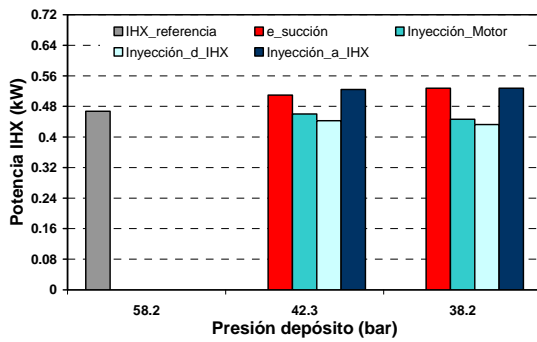


Figura 4.47.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. $T_{\text{win}} = 25^\circ\text{C}$. $T_{\text{gli,in}} = 5^\circ\text{C}$

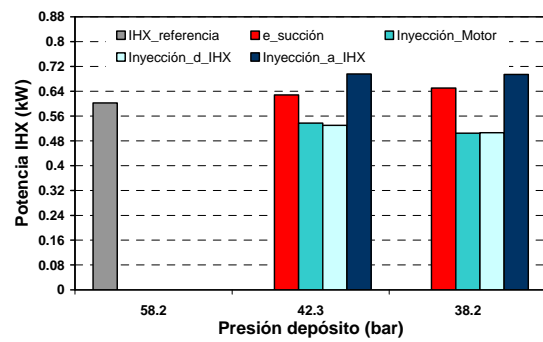


Figura 4.48.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. $T_{\text{win}} = 35^\circ\text{C}$. $T_{\text{gli,in}} = 5^\circ\text{C}$

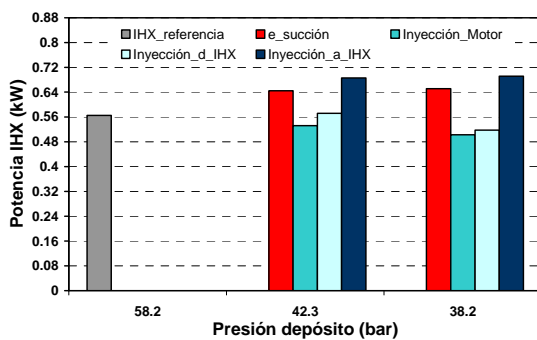


Figura 4.49.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. $T_{\text{win}} = 25^\circ\text{C}$. $T_{\text{gli,in}} = 15^\circ\text{C}$

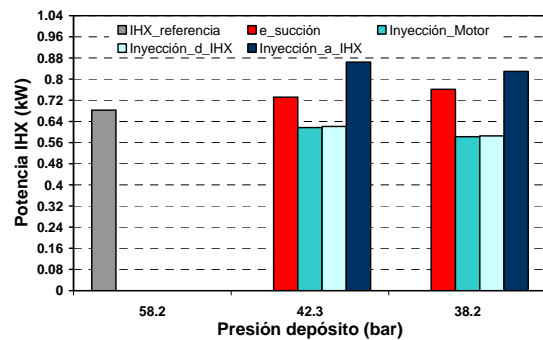


Figura 4.50.- Comparativa potencias IHX en todas las configuraciones. $T_{\text{win}} = 35^\circ\text{C}$. $T_{\text{gli,in}} = 15^\circ\text{C}$

En las figuras [4.47-4.50] se observa un mejor comportamiento del intercambiador intermedio a medida que se incrementa la temperatura del foco caliente en todos los casos. La máxima potencia térmica intercambiada en el IHX se alcanza en la configuración que se inyecta el vapor extraído del depósito antes del IHX, ya que es la única configuración que la totalidad del flujo trasegado por el compresor circula tanto por la zona de alta como por la parte de baja presión. La configuración que emplea el compresor secundario para extraer el vapor del depósito se convierte en la segunda configuración donde el IHX intercambia más energía, basándose la justificación a este hecho en la mayor significatividad que presenta el mayor flujo másico que circula por la parte de alta presión, ya que es la suma de los flujos

trasegados por los dos compresores, frente al menor flujo que circula por la parte de baja presión en comparación con el comportamiento adoptado por las dos configuraciones donde se produce la inyección después del IHX.

El buen comportamiento del IHX unido al mayor flujo másico que circula solo por el evaporador (\dot{m}_L) en la configuración que regula la extracción de vapor mediante el compresor secundario, se convierten en los principales motivos por los que esta configuración presenta la mayor potencia frigorífica absorbida por el evaporador en comparación con la potencia absorbida en todas las configuraciones de inyección, como se indican en las figuras [4.51-4.54].

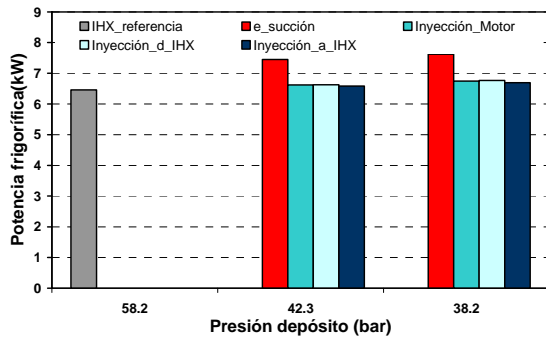


Figura 4.51.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

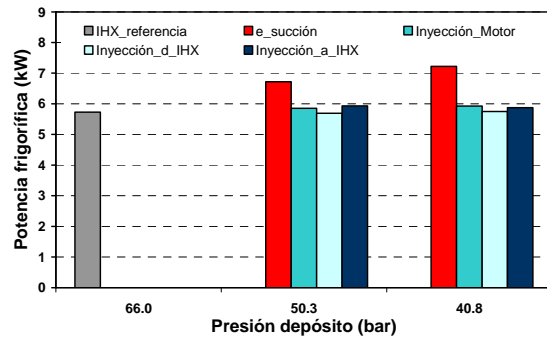


Figura 4.52.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

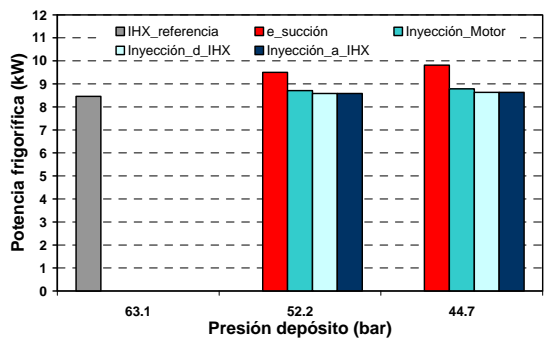


Figura 4.53.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

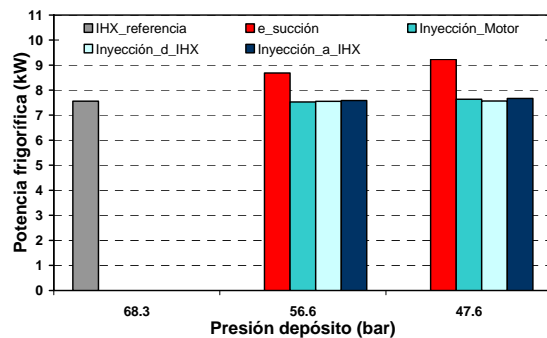


Figura 4.54.- Comparativa potencias evaporador en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Del análisis de la potencia frigorífica absorbida en el evaporador se observa que la única configuración donde se incrementa la potencia frigorífica al descender la presión en el depósito es la configuración "e_succión". Este incremento es debido a que el salto entálpico ganado a la entrada del evaporador al reducir la presión en el depósito de acumulación es más significativo que la reducción que sufre el caudal másico que circula por el evaporador. Como se estudió en el apartado 4.2, al disminuir la presión en el depósito se incrementa el salto entálpico en el evaporador, viéndose contrarrestado por la menor corriente de flujo másico a evaporar en las configuraciones de inyección. Este equilibrio entre estas dos variables provoca que en las configuraciones de inyección la potencia frigorífica absorbida apenas se incremente con las extracciones de masa en el depósito de acumulación.

Después del análisis realizado, se resume en términos generales las diferencias existentes entre los dos sistemas planteados para realizar extracciones de masa en el depósito de acumulación de líquido, donde se ha empleado una back-pressure en el primer análisis y el efecto de succión de un compresor secundario en el segundo análisis. El flujo másico trasegado por el compresor principal en la configuración que emplea el compresor secundario es inferior al trasegado con las configuraciones de inyección, propiciado este hecho un menor consumo eléctrico del compresor principal en esta configuración, aunque la tasa de

compresión sea ligeramente superior. Por otro lado, el flujo másico total que circula por la instalación es mayor como consecuencia del empleo de dos compresores, por lo que la potencia eléctrica consumida por el conjunto de ambos es sensiblemente superior a la potencia consumida por el único compresor del que disponen las configuraciones de inyección, como se indica en la figuras [4.55-4.58]. Además, se destaca el gran comportamiento que presenta en la configuración “e_succión” el IHX y la mayor potencia frigorífica absorbida por el evaporador.

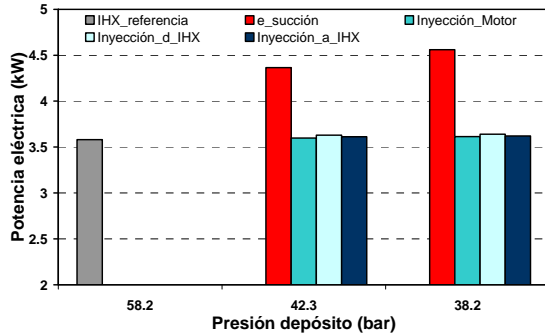


Figura 4.55.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

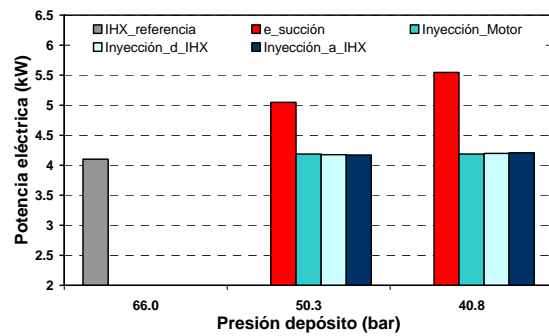


Figura 4.56.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

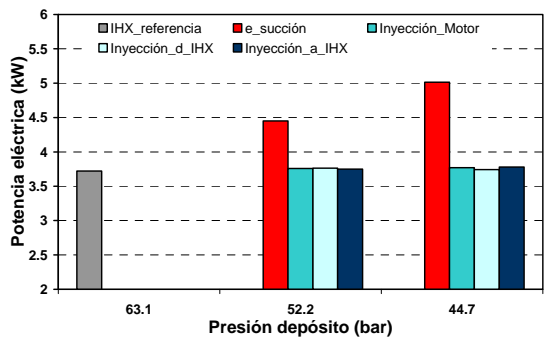


Figura 4.57.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

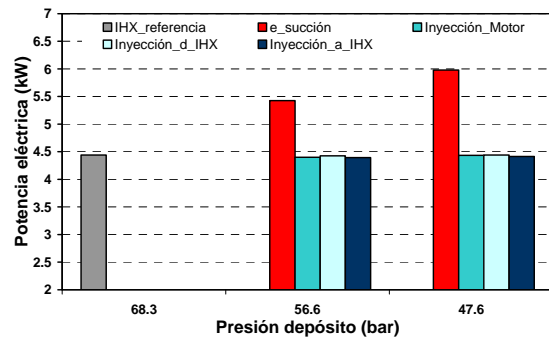


Figura 4.58.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Para concluir este análisis, se presentan en las figuras [4.59-4.62] la comparativa entre los rendimientos energéticos de la instalación con todas las configuraciones ensayadas en este capítulo.

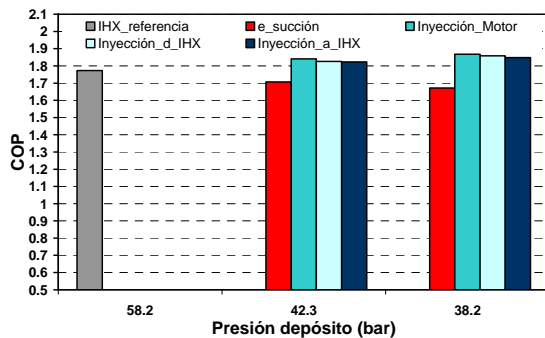


Figura 4.59.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

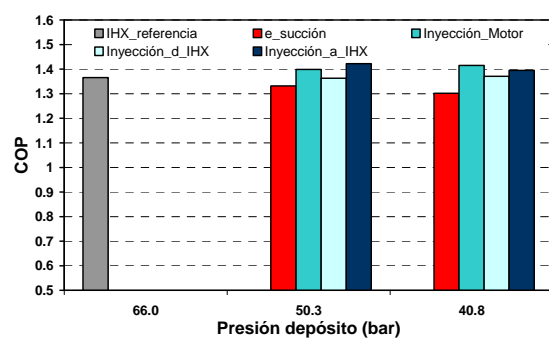


Figura 4.60.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$

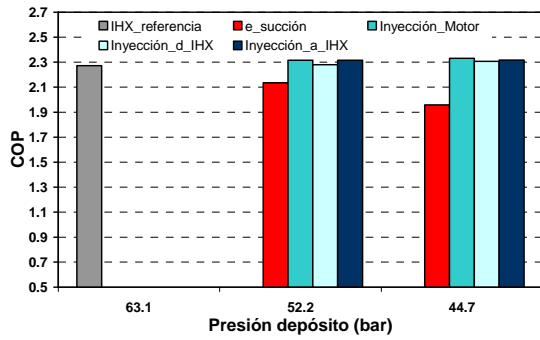


Figura 4.61.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

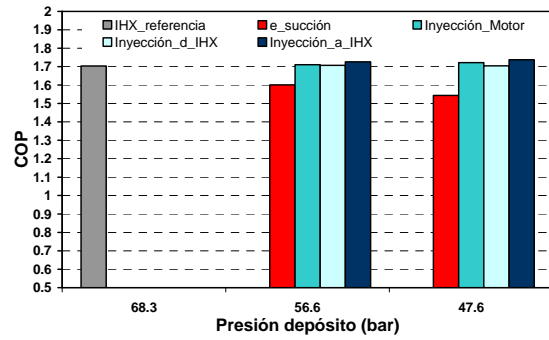


Figura 4.62.- Comparativa COP en todas las configuraciones. $T_{win}=35^{\circ}\text{C}$.
 $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$

Finalmente y como se ha indicado en las figuras [4.59-4.62], las configuraciones de inyección han mostrado pequeños incrementos del rendimiento energético de la instalación respecto a la configuración de referencia con intercambiador intermedio, sin embargo, el sistema que comprime los vapores extraídos del depósito (e_succión) ha proporcionado peores coeficientes energéticos que esta configuración de referencia, puesto que aunque proporcionara mayor energía frigorífica, el mayor consumo eléctrico penaliza en mayor medida el rendimiento energético.

4.4.- Conclusiones

El análisis efectuado en este capítulo ha mostrado distintas configuraciones cuyo objetivo común se ha centrado en la mejora del rendimiento de los equipos de compresión de vapor que emplean CO₂ como refrigerante. Sobre una configuración con doble etapa de expansión e IHX, se han incorporado dos dispositivos que permiten extraer vapor del depósito de acumulación de líquido: por un lado, se ha empleado una back-pressure para gobernar la presión en el interior del depósito, y por otro, se ha utilizado el efecto de succión que provoca un compresor secundario. Ambas medidas pretenden incrementar la capacidad frigorífica específica de la instalación a medida que se reduce la presión en el interior del depósito. Además, de acuerdo al modo en el que se extrae la masa de refrigerante en el depósito de acumulación, es posible emplear el vapor extraído del depósito con el fin de mejorar el comportamiento de otros componentes de la instalación. Con la extracción de masa regulada por la acción de control de una válvula de expansión back-pressure, se intenta paliar el efecto negativo que introduce el IHX al inyectar los vapores expandidos en el flujo másico circulante por la región de baja presión y reducir, de esta forma, el recalentamiento que introduce el IHX en el fluido que circula a baja presión. Estos enfriamientos pretenden mejorar el rendimiento del compresor. Por otro lado, comprimir los vapores extraídos del depósito con un compresor secundario posibilita reducir la tasa de compresión de una parte del flujo total que circula por la instalación, además de reducir el flujo másico trasegado por el compresor principal. Estas medidas están orientadas a mejorar la eficiencia del compresor principal.

Todas las configuraciones ensayadas han mejorado la capacidad frigorífica del equipo, destacando el mayor incremento proporcionado por la configuración que extrae vapor del depósito mediante la succión de un compresor secundario. Por otro lado, las diferencias fundamentales entre ambos modos de extracción de vapor estriban en los consumos eléctricos que necesita cada configuración para proporcionar la capacidad frigorífica. En este aspecto, el consumo eléctrico del compresor se mantiene constante en las configuraciones con inyección, sin embargo, se incrementa en la configuración que emplea el compresor secundario para extraer el vapor, lo que penaliza el COP en este caso.

Por tanto, las tres configuraciones que extraen vapor del depósito y lo inyectan en la diferentes puntos estudiados en la región de baja presión, son las únicas que han incrementado la potencia frigorífica como el COP de la instalación, en comparación con los valores alcanzados por la configuración base, destacando en este aspecto, que la configuración con inyección en motor proporciona, ligeramente, los mejores resultados.

4.5.- Referencias bibliográficas

- [1] Jiazhen Linga, Osamu Kuwabarab, Yunho Hwanga. Experimental evaluation and performance enhancement prediction of desiccant assisted separate sensible and latent cooling air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*. Volume 34, Issue 4, June 2011, Pages 946-957.
- [2] M.H. Kim, J. Pettersen and C.W. Bullard, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress Energy Combustion Science* 30 (2) (2004), pp. 119-174.
- [3] S. Yana Motta, P.A. Domanski, Impact of elevated ambient temperature on capacity and energy input to a vapour compression system – literature review, Letter report for ARTI 21-CR Research Project: 605-50010/605-50015.
- [4] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17 (5) (1994), pp. 292-300.
- [5] J. Sarkar, S. Bhattacharyya and M. Ramgopal, Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects, *Energy Conversion and Management* 46 (13-14) (2005), pp. 2053-2067.
- [6] E.A. Groll and J.H. Kim, Review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology, *HVAC&R Research* 13 (3) (2007), pp. 499-520.
- [7] L. Cecchinato, M. Chiarello, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Minetto, P. Stringari and C. Zilio, Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical cycles, *International Journal of Refrigeration* 32 (5) (2008), pp. 1058-1067.
- [8] G. Lorentzen, J. Petterson. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *Int. J. Refrigeration*, 16 (1993), pp. 4-12.
- [9] P. Neksa. CO₂-heat pump Systems. *Int. J. Refrigeration*, 25 (2002), pp. 421-427.
- [10] P. Neksa, H. Rekstad, G.R. Zakeri, P.A. Schiefloe. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *Int. J. Refrigeration*, 21 (1998), pp. 172-179.
- [11] Hafner, A., 2000. Experimental study on heat pump operation of prototype CO₂ mobile air conditioning system. In: *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, USA*, 177-184.
- [12] Ma, Y., Wei, D., Za, S., Li, M., 2002. Thermodynamic analysis and compression of expander for CO₂ transcritical cycle. In: *Proceedings of 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, China*, 292-297.
- [13] D. Li, E.A. Groll. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 766-773.
- [14] J.S. Baek, E.A. Groll, P.B. Lawless. Piston-cylinder work producing expansion device in a carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 141-151.
- [15] J.S. Baek, E.A. Groll, P.B. Lawless. Piston-cylinder work producing expansion device in a carbon dioxide cycle. Part II: theoretical investigation. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 152-164.
- [16] S.G. Kim, M.S. Kim. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. *Int. J. Refrigeration*, 25 (2002), pp. 1093-1101.
- [17] Halozan, H., Rieberer, R., 2000. CO₂ as refrigerant-possible application. In: *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, USA*, 43-50.
- [18] H. Cho, C. Ryu, Y. Kim, H.Y. Kim. Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 1266-1273.

- [19] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *Int. J. Refrigeration*, 34 (2011), pp. 40-49.
- [20] Domanski, P.A., Didion, D.A., 1994. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. *Int. J.Refrigeration* 17, 487-493.
- [21] C. Aprea, A. Maiorino, An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* 31 (6) (2008), 1006 – 1011.
- [22] Honghyun Cho, Changhyun Baek, Chasik Park, Yongchan Kim. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation. *International Journal of Refrigeration* vol. 32 issue 1 January, 2009. p. 40-46.
- [23] Hwang, Y., Celik, A., Radermacher, R., 2004. Performance of CO₂ cycles with a two-stage compressor. In: *Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA*, R105.
- [24] Huff, H., Hwang, Y., Radermarcher, R., 2002. Options for a two-stage transcritical CO₂ cycle. In: *Proceedings of 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, China*, 143-149.
- [25] N. Agrawal, S. Bhattacharyya, Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), pp. 299-305.
- [26] N. Agrawal, S. Bhattacharyya, J. Sarkar. Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles. *Int. J. Refrigeration*, 30 (2007), pp. 180-187.

CAPÍTULO 5

Comparativa entre una configuración con simple etapa de expansión frente a otra con doble etapa de expansión



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 5. Comparativa entre una configuración con simple etapa de expansión frente a otra con doble etapa de expansión.

5.1. Introducción

Como ya se ha comentado en el capítulo 1 "descripción de la instalación", la instalación experimental con la que se está desarrollando la presente tesis doctoral está dotada de la suficiente flexibilidad de funcionamiento como para poder operar según diferentes configuraciones de ciclo. Hasta el momento se ha estudiado el funcionamiento de la instalación operando en régimen transcrito según un ciclo frigorífico de compresión simple de vapor con doble etapa de expansión (ver figura 5.1). Este tipo de configuración permite regular de forma independiente la presión en gas-cooler y el recalentamiento en el evaporador.

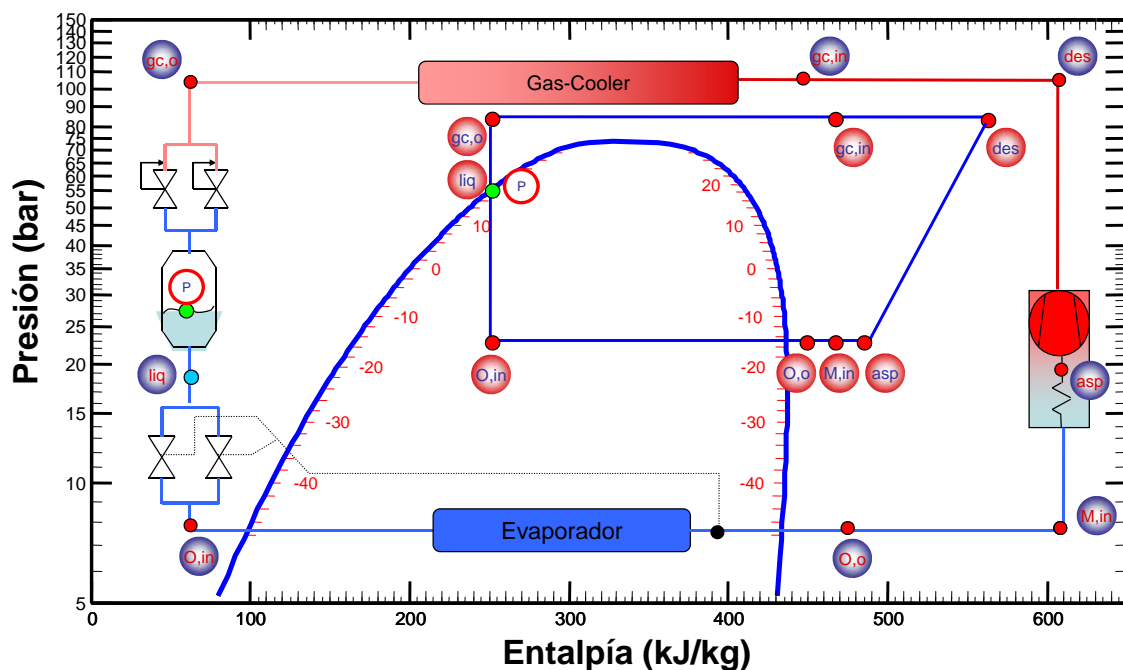


Figura 5.1.- Configuración Doble etapa de expansión

En este capítulo estudiaremos a fondo el comportamiento energético de la instalación operando en régimen transcrito según un ciclo de compresión simple de vapor con una única etapa de expansión. La válvula de expansión es del tipo "backpressure", lo que permite un control sobre la presión en el gas-cooler, sin embargo, la presión y el recalentamiento en el evaporador quedan flotantes, ajustándose a la demanda frigorífica y al nivel térmico del fluido secundario que circula por el evaporador. En la figura 5.2 se muestra el esquema genérico de los componentes operativos de la instalación cuando trabaja en estas condiciones.

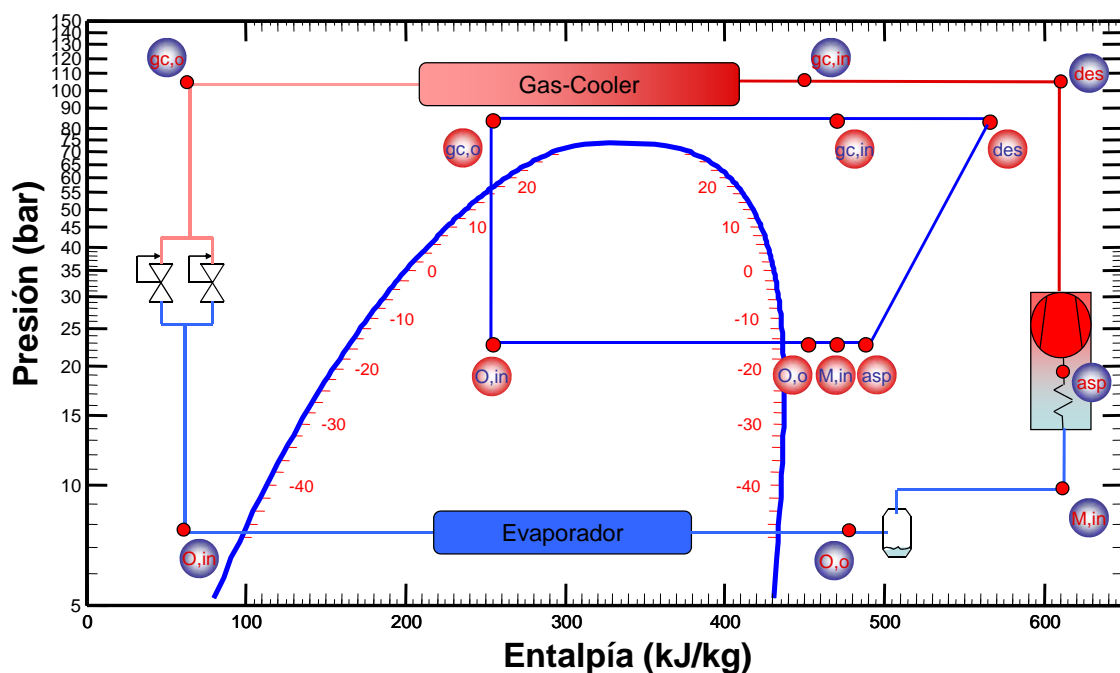


Figura 5.2.- Ciclo con una única etapa de expansión

En las instalaciones convencionales existentes en el mercado actual se distinguen varios tipos de sistemas para realizar la expansión en una única etapa, entre ellos, destacan por su importancia los sistemas de expansión por tubo capilar, los sistemas de expansión con regulación termostática (TEV), que permiten controlar el recalentamiento útil a la salida del evaporador, y los sistemas de expansión con control presostático (HPEV), que gobiernan la presión durante el proceso de disipación. Todos ellos son de aplicación a las instalaciones que utilizan el CO₂ como refrigerante en condiciones transcriticals.

Las configuraciones que emplean tubo capilar para realizar la expansión suelen utilizarse en instalaciones de baja potencia [1], en sistemas de aire acondicionado, en bombas de calor [2] y en la industria del automóvil [3]. La principal ventaja está relacionada con el aspecto económico, mientras que las desventajas se encuentran asociadas con la imposibilidad de regular alguna de las dos presiones del ciclo termodinámico. Este hecho perjudica en mayor medida a refrigerantes como el dióxido de carbono, debido a que el no control sobre la presión de la zona de alta impide mejorar notablemente el rendimiento energético, por lo que, para la mejor utilización de esta tecnología es necesario que en cada condición de trabajo el sistema opere a un valor óptimo de presión en la zona de descarga, que es la que conduce hacia el COP óptimo [4,5,6]. En este punto es importante destacar que muy pocos sistemas que expanden por tubo capilar consiguen acumular la suficiente masa en la zona de alta presión para disipar energía en régimen transcritical cuando la temperatura ambiente es inferior a la temperatura crítica, motivo por el cual se emplean sistemas que utilizan válvulas de control como el dispositivo de expansión que permite gobernar la presión en la zona de descarga.

Los resultados de otros autores confirman que para poder competir con los sistemas que utilizan HFC como refrigerante, las unidades que emplean R744 presentan como aspecto más crítico la eficiencia del proceso de compresión junto con el control de la alta presión [7, 8, 9, 10, 11]. Como el control de la presión es un aspecto muy crítico cuando se emplea CO₂, muchos autores se han dedicado a realizar investigaciones sobre el diseño de los sistemas de expansión por capilar para acercar el punto de funcionamiento al punto óptimo, de esta forma, se destaca el trabajo de Madsen que llevó a cabo estudios teóricos y experimentales de tubos capilares para sistemas de refrigeración con CO₂ en régimen transcritical [12], y más tarde, Zbigniew and Boguslaw estudiaría los tubos capilares basados en sistemas de bomba de calor transcriticals [13]. Además, Zimmermann y Maciel presentaron resultados sobre la optimización de tubos capilares respecto a la carga de refrigerante para un botellero operando en ciclo transcritical [14]. Todos los estudios teóricos recogen que la modelización del tubo capilar adiabático se realiza como un dispositivo expansor donde la expansión no se

considera isentálpica debido al cambio de velocidad en el refrigerante [15]. No obstante, y a pesar de la notable desventaja que presenta no poder regular el ciclo termodinámico con los sistemas que emplean tubo capilar, el elevado coste de los sistemas de control y regulación en instalaciones de baja potencia no llega a ser amortizable, por lo que en el campo de baja potencia se suelen utilizar sistemas de expansión por capilar.

En instalaciones de media potencia comienzan a ser amortizables algunos dispositivos que permiten regular, tanto el comportamiento de la instalación como asegurar el buen funcionamiento de la misma. En estas circunstancias, las instalaciones convencionales solo necesitan regular el recalentamiento a la salida del evaporador, empleando válvulas de expansión con regulación termostática (TEV) que aseguren que la aspiración del compresor se produzca en condiciones de vapor. Además, en este tipo de instalaciones, la presión de condensación viene marcada por la temperatura del foco caliente a la cual se disipa energía y por la eficiencia del intercambiador.

En el caso del R744, la presión en la región de disipación de energía puede independizarse de la temperatura exterior, apareciendo otra variable cuya regulación es crítica en la mejora del comportamiento energético del sistema, de esta forma, en las instalaciones frigoríficas que utilizan el CO₂ en régimen transcrito se instalan sistemas que regulan la presión de alta y el recalentamiento útil en el evaporador, lo cual representa un incremento en el coste de estas instalaciones. Por lo anteriormente comentado, con el objetivo de desarrollar instalaciones más económicas, se ha optado por explorar un nuevo tipo de funcionamiento que permita regular únicamente la presión en el gas-cooler, dejando libres las condiciones de salida del evaporador (presión y temperatura). Este sistema necesita interponer un depósito antilíquido entre el evaporador y el compresor, para evitar el golpe de líquido (ver figura 5.2). El objetivo es comprender el funcionamiento de la instalación operando en estas condiciones y comparar energéticamente este funcionamiento con el que pueda presentar una configuración con doble etapa de expansión, viendo la posibilidad de sustituir una lógica de funcionamiento más compleja por otra más sencilla, y por tanto económica, de igual o mejor comportamiento energético.

Dado que el objetivo del trabajo es estudiar la posible sustitución de una configuración con doble expansión por otra con expansión simple que regule únicamente la presión en gas-cooler, el campo de aplicación será el mismo en ambos tipos de instalación, es decir media-alta potencia en los sectores doméstico-comercial (máquinas expendedoras, automoción e industrial).

El estudio realizado se centra en el análisis a nivel energético del comportamiento de la instalación, abordando no sólo el funcionamiento de la instalación con una configuración con simple etapa de expansión, sino también la misma configuración tras incorporarle un intercambiador interno. El intercambiador interno es de tipo coaxial y realiza el intercambio térmico entre el refrigerante en condiciones de salida de gas-cooler y el refrigerante en condiciones de salida de evaporador.

Como estudiaremos durante el desarrollo del capítulo, igual que las instalaciones con tubo capilar, la masa de refrigerante disponible para absorber la carga térmica demandada, se convierte en uno de los parámetros más importantes en esta configuración, ya que la instalación no dispone de ningún dispositivo que almacene o suministre masa al equipo. Muchos autores han evaluado la influencia de la masa en instalaciones con tubo capilar, coincidiendo todos ellos en que la influencia de la carga de refrigerante en los equipos de CO₂ es mucho mayor que en los sistemas convencionales [16]. Cho evaluó el rendimiento en un equipo de CO₂ funcionando como bomba de calor tras variar la carga de refrigerante en condiciones estándares de enfriamiento con sistemas que emplean R22, R410A y R407C. En su análisis se compara la sensibilidad del rendimiento en el equipo de CO₂, siendo éste analizado como una función de la carga de refrigerante. En este estudio se demostró que el COP de los sistemas de CO₂ se reducía de forma más significativa en condiciones de carga por debajo de la masa óptima que en condiciones de carga por encima de la masa que necesita. Este estudio concluye asesorando que las características de los sistemas de CO₂ en régimen transcrito con el modo de operación frigorífico deben de ser analizadas en las condiciones de operación con menor cantidad de masa que en condiciones de masa óptima para mejorar la eficiencia de estos sistemas y proporcionar una guía que permita diseñar este tipo de equipos de forma óptima. Por otro lado, la carga de refrigerante también ha sido objeto de estudio en otras aplicaciones, habiendo sido estudiada por Ha [17], Choi [18], Park

[19] y en la normativa Ashrae [20] en aplicaciones de bombas de calor con CO₂. Ha [17] estudió el rendimiento del ciclo con diversas cantidades de masa de refrigerante y analizó las características del ciclo de acuerdo a la distribución de flujo de masa en aplicaciones de bomba de calor con R22. Choi [18], investigó de forma experimental el rendimiento de un aire acondicionado con un tubo capilar y un sistema de expansión eléctrico (EEV), empleando R22 y R407C y ensayando por debajo de las condiciones de carga óptima. Park [19], comparó el rendimiento de un aire acondicionado usando R22 y R410A en virtud de diversas cantidades de refrigerante y la temperatura exterior.

A pesar de todas las investigaciones llevadas a cabo sobre el rendimiento de los ciclos de CO₂ transcíticos, podría decirse que actualmente, el desarrollo de la alta eficiencia en los sistemas de aire acondicionado con CO₂ está ahora empezando. El tema más importante se centra en mejorar el rendimiento energético de los sistemas de CO₂ con el modo de operación frigorífico introduciendo técnicas avanzadas para reducir las pérdidas del sistema.

Operando bajo las mismas condiciones de trabajo, se completa este capítulo con un estudio comparativo de la instalación funcionando con una etapa de expansión frente al funcionamiento adquirido con doble etapa de expansión, operando ambas configuraciones bajo las mismas condiciones externas.

Durante el análisis llevado a cabo en la configuración de simple etapa de expansión se detectaron problemas entre la miscibilidad del lubricante y el refrigerante que también se querían reflejar en el presente documento. Estos problemas están asociados a la absorción de masa de refrigerante por parte del aceite lubricante, provocando, con el paso del tiempo y después del proceso de carga, un déficit de masa a la instalación. Por este motivo, la relación entre la cantidad de masa de refrigerante existente en el circuito frente a la masa de aceite disponible en el compresor juegan un papel muy importante que condiciona al rendimiento energético de la instalación. Por ello, el primer análisis que se plantea en este capítulo hace referencia al estudio de la influencia del aceite lubricante en las instalaciones que emplean el R744 como refrigerante.

5.2. Influencia del aceite lubricante con el dióxido de carbono.

Los sistemas que producen frío a partir de la compresión de vapor, necesitan lubricar las partes móviles del compresor para evitar los problemas derivados de la fricción. En instalaciones donde el fluido refrigerante es el dióxido de carbono, la lubricación de los compresores se realiza con aceites sintéticos de tipo polyalkylene glycol (PAG), polyolester (POE) o alkylbenzene (AB), habiendo sido estudiados también varios grupos de aceites Kim [5], Hauk [21], Bobbo [22], Li [23], Seeton [24], Yokozeki [25], Youbi [26] y Randles [27]. En un ciclo de refrigeración, el fluido refrigerante que circula por la instalación entra en contacto con el aceite empleado en la lubricación del compresor, pudiendo disolverse parte del refrigerante en el lubricante al entrar en contacto con él. El efecto negativo que provoca la mezcla entre el refrigerante y el lubricante esta asociado con la considerable reducción de la viscosidad del aceite en el compresor debido a la presencia de refrigerante disuelto, lo que converge en una baja lubricación, dando lugar a una posible avería en las partes mecánicas del compresor [28] y [29]. Además, la miscibilidad del refrigerante provoca que parte del lubricante sea comprimido junto al refrigerante durante el proceso de compresión, circulando en el sistema de refrigeración una mezcla de refrigerante con una pequeña cantidad de lubricante en lugar del refrigerante puro [30]. De esta forma, el fluido de trabajo del sistema pasa de ser un refrigerante puro, con propiedades bien conocidas, a una mezcla con propiedades tanto mas divergentes de las del fluido puro cuanto mayor sea la concentración de lubricante en la mezcla [31].

Al modificar las propiedades termofísicas del refrigerante, el aceite disuelto en el refrigerante también afecta al coeficiente de transferencia de calor y además tiene un efecto significativo sobre la caída de presión generada en el evaporador [32], [33] y en el gas-cooler [34]. En diferentes trabajos se ha estudiado la influencia de pequeñas cantidades de lubricante en las propiedades del refrigerante puro, poniendo de manifiesto la gran importancia de la elección de la pareja de lubricante-refrigerante [24], [25], [31], [33], [35] y [36].

El aceite lubricante absorbe fluido refrigerante en una cantidad variable en función de la presión y la temperatura a las que se encuentren cuando se pongan en contacto, aumentando la miscibilidad a medida que se reduce la temperatura y aumenta la presión. En las figuras 5.3 y 5.4 se observa este hecho en lubricantes de tipo PAG y POE [37].

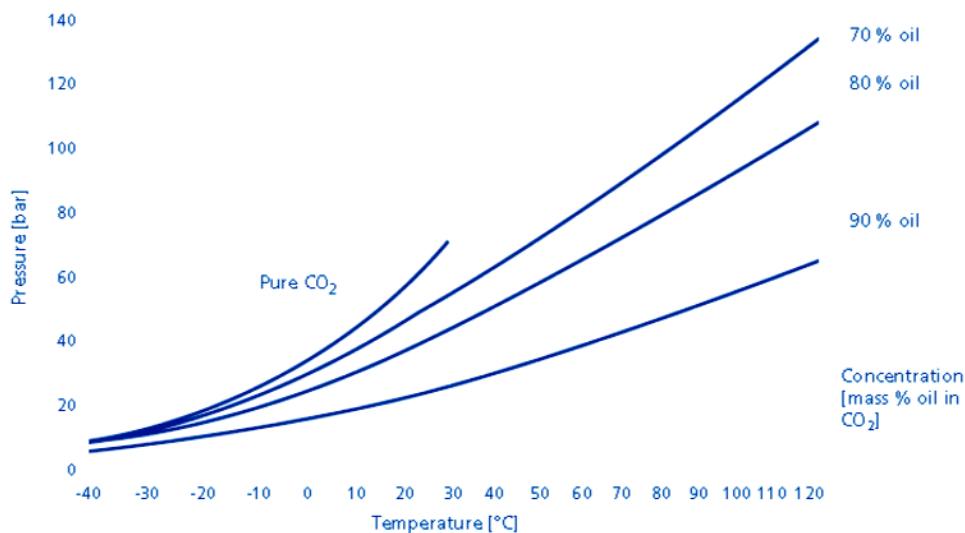


Figura 5.3.- PAG RENISO ACC 46 – CO₂ mixture

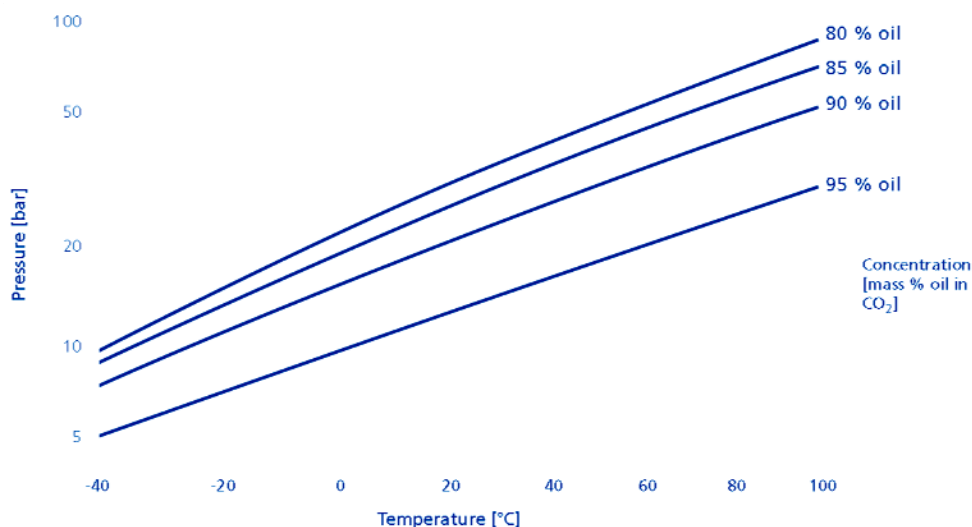


Figura 5.4.- POE RENISO C 55 E – CO₂ mixture

Algunos trabajos analizan la miscibilidad del CO₂ con varios tipos de aceites lubricantes empleados en distintas condiciones de operación. La comprensión de las propiedades termofísicas y el comportamiento de fases entre las mezclas de aceite lubricante y CO₂ es de suma importancia para el diseño óptimo en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, según lo subrayado por Youbi-Idrissi y Bonjour [26], ya que puede provocar diversos efectos en términos de rendimiento energético en la planta, tal y como se ha indicado anteriormente.

Las mezclas entre refrigerante y lubricante pueden desarrollar un comportamiento de fase complejo que debe ser tenido en cuenta en el diseño de los circuitos de refrigeración y en la selección del lubricante. Tal comportamiento puede incluir inmiscibilidad en las zonas de alta presión y en las regiones de líquido-líquido. Este hecho ocurre con el dióxido de carbono debido a que su densidad cambia muy considerablemente con la temperatura, por lo que, cuando el refrigerante es poco miscible, éste flota en el líquido lubricante a ciertas temperaturas, mientras que hunde a otras temperaturas en el caso contrario. Por ejemplo, la acumulación de aceite puede tener lugar dentro de los tubos del intercambiador de calor reduciendo la capacidad de transferencia de calor, lo que provoca una disminución general del rendimiento del ciclo de refrigeración [26], [38], [39], además de reducir las propiedades de lubricación, lo que puede provocar la ruptura de las partes mecánicas del compresor. Por el contrario, si el refrigerante tiene una alta solubilidad en el lubricante, como es el caso del CO₂ con los lubricantes POE, la eficiencia energética de una planta podría llegar a reducirse, ya que el refrigerante disuelto puede reducir significativamente la viscosidad del lubricante puro. Este efecto puede provocar una reducción en la eficiencia de sellado en ciertos diseños de compresores, en la disipación de calor desde el compresor y en el rendimiento de desgaste del lubricante real, que contiene una cantidad importante de refrigerante [38].

Aún así, la no miscibilidad del CO₂ con otro tipo de lubricantes provoca que únicamente se plantee el uso de los lubricantes POE y PAG con los equipos de producción de frío que emplean este refrigerante. En este aspecto se destacan los trabajos de Randles [38], que presenta una evaluación crítica de lubricantes sintéticos para refrigerantes alternativos, Li y Rajewski [23], demostraron que la miscibilidad de dióxido de carbono en varios tipos de aceites cambia con el tipo de lubricante, siendo: inmiscibles en polyalphaolefines (PAO) y en aceites minerales, parcialmente miscibles en alkylnaftalenes (AN) y miscible en POE. Seeton [24] llegó a la conclusión de que los POE eran miscibles en dióxido de carbono en el rango de temperaturas y presiones de trabajo, mientras que los PAG se mostraron inmiscibles para altas concentraciones de CO₂. Esto provoca que los PAGs muestren mejor lubricación que los POEs en aplicaciones transcíticas ya que el CO₂ es menos soluble en PAG que en POE. Kawaguchi [39] e Ikeda [40] y [41] midieron la viscosidad, solubilidad y miscibilidad en varios tipos de lubricantes: PAGs, Poli vinil ether (PVE), y POE tras ser mezclados con CO₂. Estos estudios informan que el PAG es el mejor aceite que se puede emplear en sistemas de refrigeración que utilicen CO₂ como refrigerante, debido a la excelente capacidad de lubricación que presenta en condiciones supercríticas. Hauk and Weidner [21] establecieron

que el POE tiene mejor miscibilidad con CO₂ mientras que PAGs tiene mejor "separación de fases". Hinrichs [42] concluyó que el uso del POE no es recomendado con compresores semi-herméticos debido a la alta higroscopicidad y la consecuente reducción de la rigidez dieléctrica.

En el tipo de instalación estudiado en este capítulo, la solubilidad del refrigerante en el aceite repercute en la cantidad de masa de refrigerante acumulada en la zona de baja presión, ya que la masa acumulada en la zona de alta está regulada por la válvula presostática. Así, si el aceite no está en condiciones de absorber gran cantidad de masa de refrigerante, ésta se acumulará en la zona de baja presión (evaporador, depósito antilíquido, línea de aspiración y zonas del compresor) lo que provocará que la presión de evaporación se eleve y que el recalentamiento útil se reduzca de forma drástica si el volumen de la instalación en la zona de baja presión es demasiado pequeño.

La necesidad de realizar este análisis surgió tras estudiar el comportamiento de la instalación durante una franja horaria determinada, donde no se registró ningún cambio en las condiciones de operación. Durante este intervalo de tiempo, la presión de evaporación descendió respecto al valor alcanzado en las condiciones de carga, aumentando el RU de la instalación. En esta franja horaria, la única variable que descendió notablemente fue la temperatura ambiente, lo que provocó mayor enfriamiento del aceite que retorna al cárter del compresor, ya que dicho enfriamiento del aceite se realiza mediante un aerorefrigerador (ver figura 5.5) que utiliza el aire ambiente para enfriar el aceite.



Figura 5.5.- Aerorefrigerador de aceite.

A medida que desciende la temperatura del aceite (POE), éste absorbe mayor cantidad de CO₂, lo que provoca que la instalación disponga de menor cantidad de masa para emplearla como refrigerante [43,44,45]. Como la demanda térmica en el evaporador se mantuvo constante, y dado que la instalación se encontraba con menos masa para poder proporcionar esta demanda térmica, la instalación tendió a reducir la presión de evaporación y aumentar el RU para compensar la masa que el aceite lubricante había absorbido.

Para verificar el efecto que produce la temperatura del lubricante sobre la masa disponible en la instalación, se decide desconectar el aerotermostato que enfría el aceite del cárter del compresor cuando la instalación se encuentra en condiciones estacionarias. Esto produjo un paulatino aumento de la temperatura del aceite, lo cual propició que se disociara el CO₂ que se encontraba disuelto en el lubricante y por lo tanto, la instalación dispusiera de mayor cantidad de masa para proporcionar la misma potencia frigorífica. La mayor cantidad de masa originó un ligero aumento de la presión de evaporación y en compensación, el RU

descendió hasta ajustar el salto entálpico a la potencia demandada. En la figura 5.6 se representa la potencia frigorífica absorbida durante el ensayo realizado.

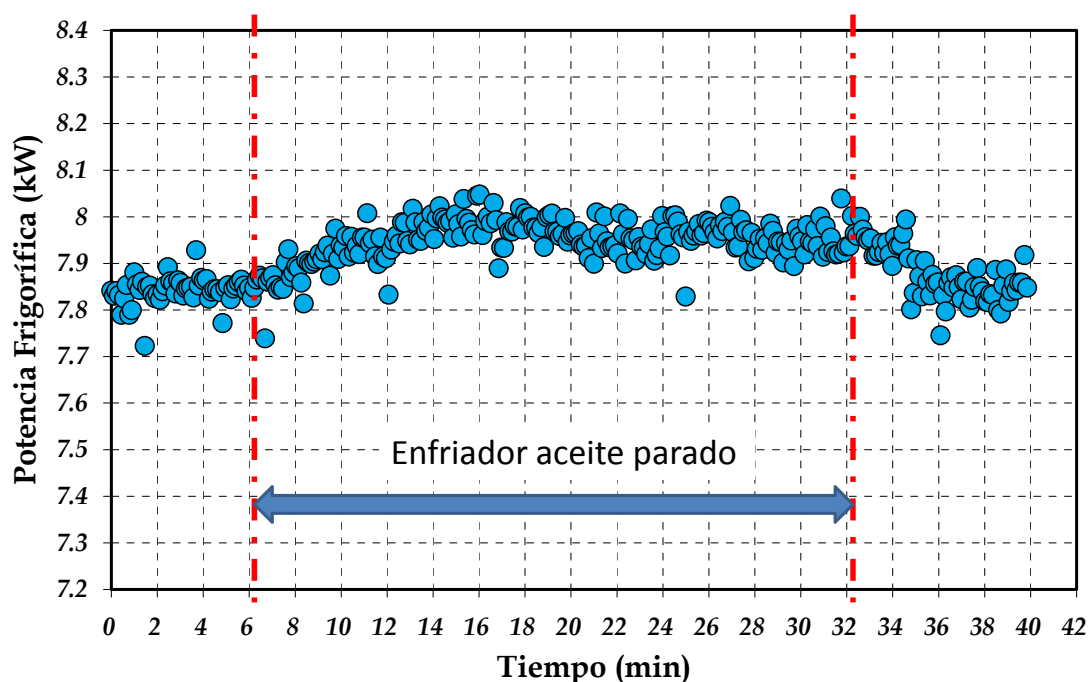


Figura 5.6.- Potencia frigorífica absorbida. Condiciones: $T_{gll,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gll,in}=1\text{m}^3/\text{h}$

En la figura 5.7 se representan las evoluciones de las temperaturas de entrada y salida del aceite del cárter durante el periodo de conexión y desconexión.

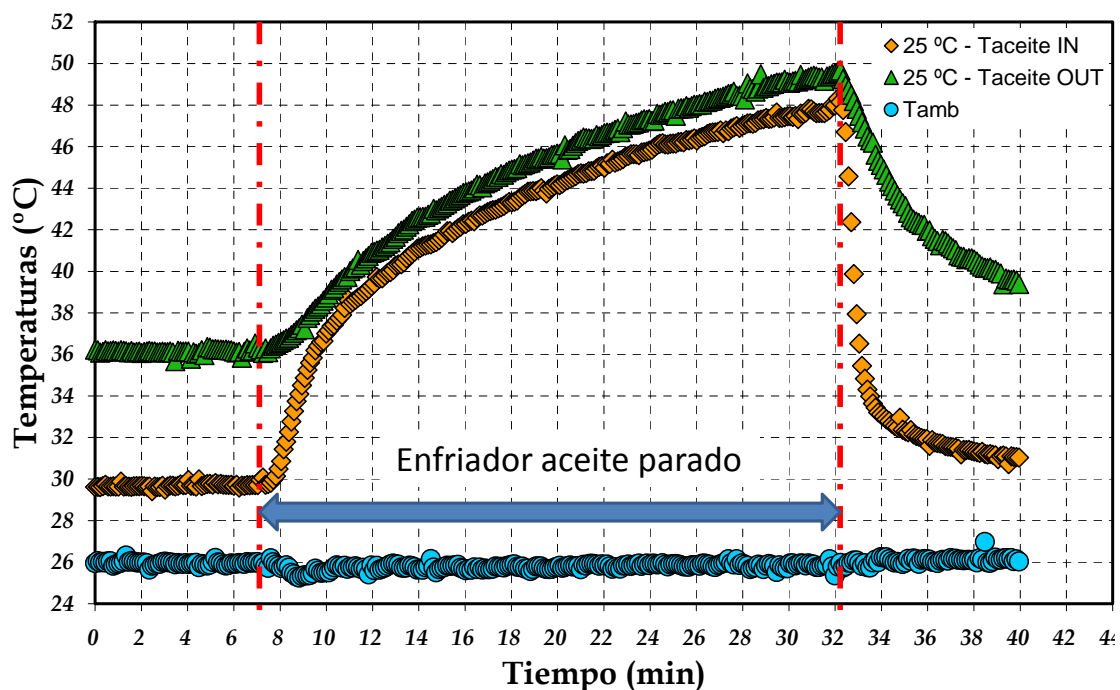


Figura 5.7.- Evolución de las temperaturas de entrada y salida del aceite del cárter del compresor. Condiciones: $T_{gll,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gll,in}=1\text{m}^3/\text{h}$

La desconexión del aerotermo provoca el aumento de la temperatura del aceite y por tanto, un descenso en la cantidad de CO_2 absorbido por el mismo. La consecuencia directa se

muestra en la figura 5.8, donde se muestra el aumento progresivo de la presión de evaporación.

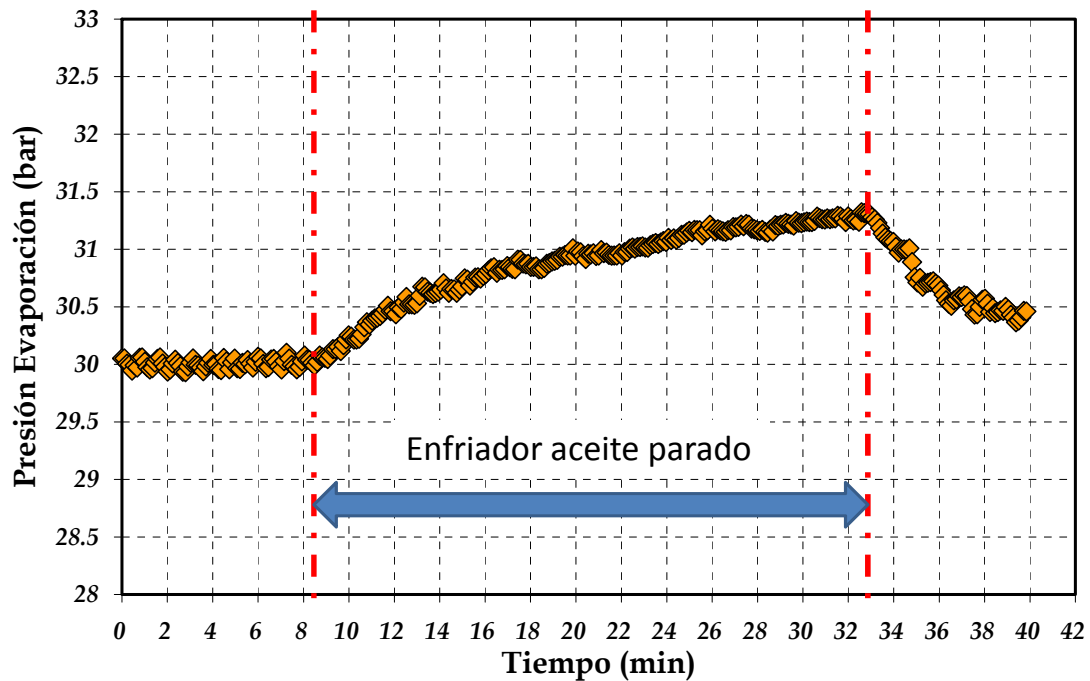


Figura 5.8.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones: $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$

Al disponer la instalación de mayor cantidad de masa de refrigerante, ésta se acumula en la zona de baja presión, puesto que la válvula presostática regula la cantidad de masa residente en la región de alta presión para mantener ésta en el valor de consigna. El incremento de la presión de evaporación supone una reducción del volumen específico de aspiración y en consecuencia, el aumento del caudal másico trasegado y el descenso del recalentamiento útil, figuras 5.9 y 5.10 respectivamente.

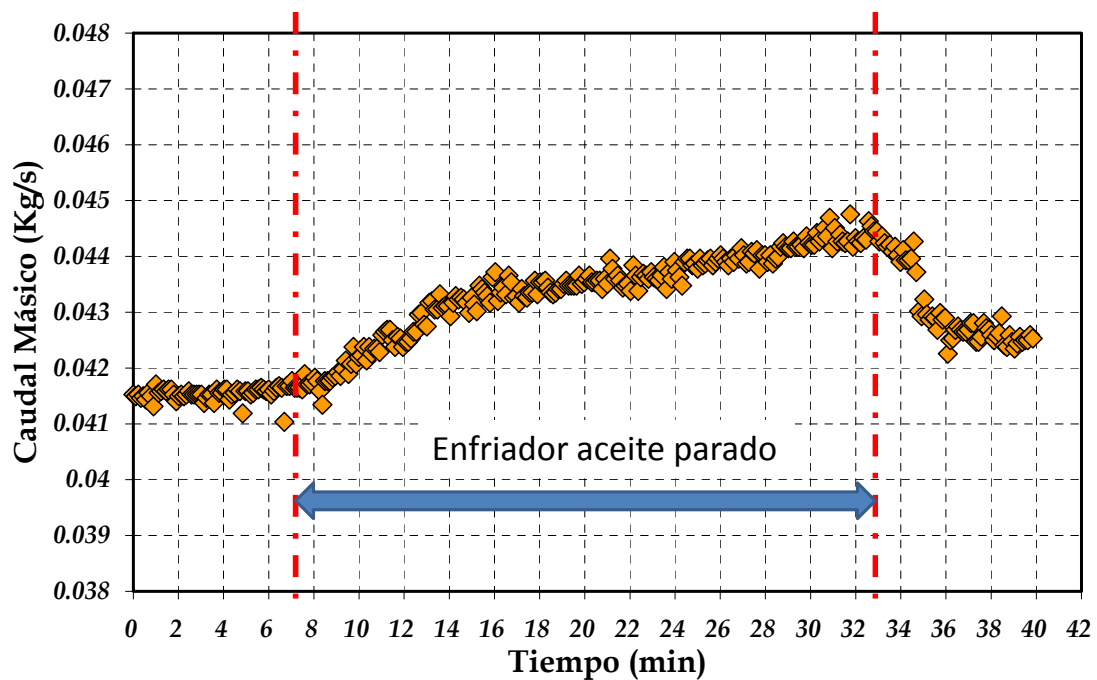


Figura 5.9.- Evolución del caudal másico trasegado por el compresor. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gli,in}=1\text{m}^3/\text{h}$

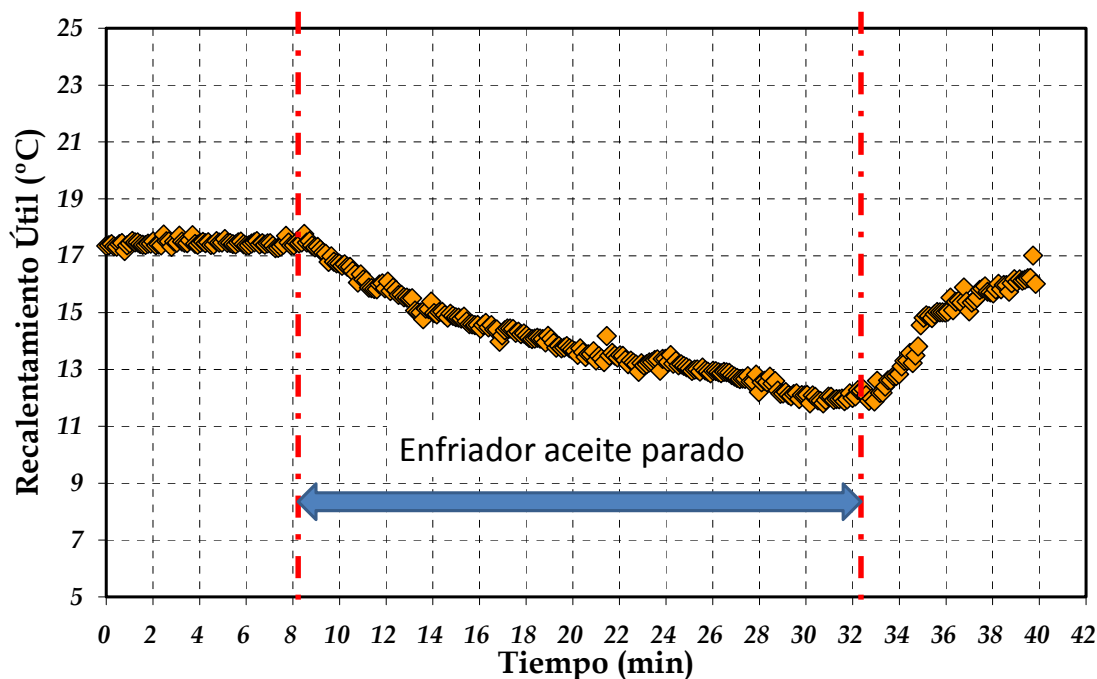


Figura 5.10- Evolución del recalentamiento útil. $T_{gll,in}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{win}=25^{\circ}\text{C}$, $q_{gll,in}=1\text{m}^3/\text{h}$

Con los datos anteriormente presentados se demuestra la influencia de la cantidad de masa disponible en la instalación y la importancia que, por este motivo, presenta la cantidad de masa de CO_2 disuelta en el lubricante.

Otra conclusión que puede inferirse del estudio anterior es que la temperatura a la cual se realiza la carga de la instalación puede condicionar el comportamiento en esta configuración. Cuando la carga de la instalación se realiza a una temperatura ambiente baja el aceite lubricante absorbe mayor cantidad de refrigerante que si lo hiciera a alta temperatura ambiente. Esto supone que al incrementarse la temperatura ambiente, una fracción del CO_2 disuelta en el aceite se disocia, provocando que la instalación disponga de mayor cantidad de masa para afrontar la demanda frigorífica exigida. Por el contrario, al realizar la carga de la instalación a una temperatura ambiente algo más elevada, como sería el caso del funcionamiento diurno, el aceite lubricante retendrá menor cantidad de masa de refrigerante en comparación con la fracción absorbida con temperaturas ambiente inferiores, hecho que ocurre en funcionamiento nocturno. De esta forma, en funcionamiento nocturno, la instalación comenzará a trabajar con defecto de masa, lo que provocaría un aumento del RU para compensar este déficit de masa en la instalación.

Por lo tanto, en primer lugar deberemos calcular de qué volumen hay que dotar a la zona de baja presión para que las variaciones de masa, como consecuencia de las variaciones de la solubilidad del refrigerante en el aceite, no alteren demasiado las presiones en esta región y en general, el funcionamiento global de la instalación.

La absorción de la masa de refrigerante por el lubricante viene marcada por dos restricciones: la primera de ellas hace referencia al punto de funcionamiento en el que se encuentre la instalación y la segunda, hace alusión a la proporción en masa que represente en el equipo el aceite lubricante respecto a la masa de refrigerante que se encuentre en el circuito (esta proporción en masa se traduce en volumen a través de las condiciones de presión y temperatura). La proporción en masa de aceite y refrigerante en equipos comerciales se suele fijar en torno a un $[35\div 40]\%$, según datos extraídos de catálogo [46] por lo tanto, el primer estudio se basa en el dimensionado del volumen de la instalación para cumplir con dichas proporciones. De los equipos descritos en el capítulo 1, en el apartado 1.4 "descripción de la instalación", el único elemento que se puede dimensionar por ser el único

componente que se le añade a la instalación es el depósito antilíquido. Para dimensionar el depósito antilíquido ha sido necesario seleccionar los puntos de funcionamiento en el cual la instalación necesita la máxima y la mínima masa, dicho procedimiento se explica en el próximo apartado 5.3 para darle coherencia al texto. La masa total en el equipo frigorífico se estima a partir del comportamiento de la instalación con la configuración de doble etapa de expansión, resultando ser de 2.478 kg en las condiciones de máxima carga y 2.398 kg en las condiciones de mínima masa. En estas condiciones, la proporción de aceite es de un 46.10% con la masa máxima y de un 46.92% en condiciones de masa mínima, ya que la masa de lubricante disponible en el compresor es de 2.12kg. El cálculo del volumen a añadir a la instalación entre la salida del evaporador y la aspiración del compresor se realiza en base a la densidad del refrigerante obtenido en el estacionario homólogo tomado con la configuración de doble etapa de expansión en dicho tramo, con estos valores obtenemos que es necesario añadir un volumen de 15L, lo cual representa añadir 1.297 kg y 1.023 kg en las respectivas condiciones de operación. Esta masa extra de refrigerante hace bajar la proporción en masa de lubricante/refrigerante a un 35.95% y un 38.25%. Esto asegura que las fluctuaciones de masa de refrigerante disponible en el circuito debidas a la variación de las condiciones de operación de la instalación no interfieran en el normal funcionamiento de la misma.

Establecido el volumen de la instalación compatible con la masa de aceite necesaria para lubricar el tipo de compresor empleado en el equipo, el segundo tema a abordar se centra en analizar la influencia que presentan los distintos tipos de lubricantes sobre la masa de refrigerante existente en el circuito de refrigeración. Como se ha comentado anteriormente, la mayoría de investigadores aconsejan el empleo de POE o PAG cuando el refrigerante es el dióxido de carbono, por lo que, el estudio planteado se centra en analizar la sensibilidad que muestra la masa disponible en la instalación con estos dos tipos de lubricantes dada la variación en la densidad que sufre el refrigerante en cada uno de los puntos termodinámicos del ciclo de compresión de vapor. Este análisis trata de reflejar el grado de importancia que presenta el aceite lubricante en función de la fracción orgánica de CO₂ que puede absorber.

5.2.1 Comparativa de absorción del CO₂ en lubricantes POE y PAG

Para profundizar en el conocimiento sobre la absorción de refrigerante en el lubricante, a continuación se presenta un estudio experimental que compara la fracción de CO₂ que absorbe cada uno de estos aceites lubricantes. Para realizar el análisis se construye un montaje especial, el cual se muestra en la figura 5.11. Este montaje consta de una botella con una capacidad de 0.38469 litros, equipado con un sensor de presión, uno de temperatura y una toma de carga.



Figura 5.11- Dispositivo para comparar la absorción del refrigerante en los lubricantes

En el interior del recipiente, se mezcla el refrigerante con los dos lubricantes comúnmente empleados, POE y PAG, y se somete a variaciones de temperatura externa donde quedan

registrados los valores de presión y temperatura en el interior de la botella. Las variaciones de temperatura se realizan en el interior de una cámara climática (ver figura 5.12). Además, se registran los datos de temperatura correspondientes a la temperatura ambiente en el interior de la cámara climática, mediante un termopar tipo K, y la temperatura en la pared exterior del cilindro mediante un termopar tipo T.



Figura 5.12- Cámara climática

Las proporciones de la mezcla intentan reproducir las condiciones existentes en la instalación frigorífica. Para simular el efecto de absorción que se produce en la instalación entre la mezcla refrigerante-aceite, es preciso establecer una relación entre la masa de CO₂ disponible en la instalación y la masa de aceite necesaria para la correcta lubricación del compresor. Esta relación se empleará para mantener las proporciones de la mezcla en el interior de la botella.

En primer lugar se realiza la comparativa entre la capacidad de absorción del POE y del PAG llevando a cabo una primera tanda de ensayos utilizando el diseño inicial de la instalación, es decir, antes de añadir el depósito de 15 litros.

Sabiendo que el volumen aproximado que posee la instalación cuando se adopta la configuración de simple etapa de expansión que aparece en la figura 5.2 es de 0.02566 m³, deberemos calcular las masas de CO₂ y aceite para reproducir las mismas condiciones que en la instalación (proporción másica de aceite/refrigerante entre el 46.1% y el 46.92%). Para establecer la relación buscada, es necesario calcular la proporción que representa el volumen de aceite sobre el volumen total de la instalación, *r*, determinada mediante la ecuación ec 5.1 y la relación entre la masa de aceite y la masa total de la instalación, *s*, determinada mediante la ecuación ec 5.2.

$$r = \frac{\text{Volumen de aceite}}{\text{Volumen total de la instalación}} = \frac{\frac{\text{Masa}_{\text{aceite}}}{\text{Densidad}_{\text{aceite}}(T, P)}}{\text{Volumen total de la instalación}} \quad \text{ec 5.1}$$

$$s = \frac{\text{Masade aceite}}{\text{Masatotalenla instalación}} \quad \text{ec 5.2}$$

El volumen de aceite y la masa total de la instalación se determinan mediante las ecuaciones ec 5.3 y ec 5.4 respectivamente.

$$\text{Volumende aceite} = \frac{\text{Masade aceite}}{\text{Densidaddel aceite}(T)} \quad \text{ec 5.3}$$

$$\text{Masa total en la instalación} = \text{Masa de aceite} + \text{Masa de CO}_2 \quad \text{ec 5.4}$$

De las expresiones anteriores se deduce que estas relaciones dependen del tipo de aceite empleado y de la temperatura a la cual se encuentre. Estas magnitudes físicas se han calculado considerando el aceite sin ninguna fracción de CO₂ disuelta.

La carga de CO₂ en las condiciones de funcionamiento de masa máxima se establece en 2,478 kg y la masa de aceite ubicada en el cárter del compresor, dada por el fabricante, es de 2.12 kg, por tanto, el término *s* tiene un valor de 0.461. Para determinar el valor de *r*,

deberemos conocer la densidad del aceite en diferentes condiciones. Los resultados vienen detallados en la tabla 5.1

Temperatura (°C)	Densidad POE (Kg/m ³)	r	Densidad PAG (Kg/m ³)	r
30 °C	998.13	0,0825	991.20	0,0830
25 °C	1001.57	0,08062	995.13	0,08272
-15 °C	1025.65	0,08226	1022.65	0,080823
	Promedio	0,08179		0,08218

Tabla 5.1.- Proporciones volumetricas entre volumen de aceite y volumen total

El siguiente paso es reproducir los valores de s y r obtenidos de la instalación frigorífica, en el montaje experimental mostrado en la figura 5.11 y determinar en base al volumen de éste, las masas de aceite y refrigerante a introducir en el mismo.

El volumen total del dispositivo donde se realizan los ensayos posee una capacidad de 384.69ml. La densidad para cada tipo de lubricante empleado se ha calculado para una temperatura de 25°C. Con estos datos y aplicando los valores de r y s calculados de la instalación experimental, se obtiene, despejando de las expresiones ec 5.1 y ec 5.2, la masa de aceite con la que se mezclará el CO₂ en el recipiente, alcanzando los 31.51 gr para el POE y 31.45 gr para el PAG. Estas masas se introducen a partir de la medición realizada con los elementos mostrados en la figura 5.13.



Figura 5.13- Instrumentos de medida

Conociendo la masa de aceite, se puede determinar la masa de CO₂ necesaria para mantener la misma proporción establecida en la instalación de producción de frío. De la expresión ec 5.2, se obtiene la masa de refrigerante que ha de mezclarse con el aceite en el recipiente. Para el aceite POE se fija en 36.51 gr, mientras que al lubricante PAG le corresponden 36.84 gr.

El análisis consistió en introducir el recipiente en una cámara climática sometiéndolo a variaciones externas de temperatura. Cabe tener en cuenta que la masa de refrigerante marca la presión inicial en cada caso y que a medida que desciende la temperatura, los lubricantes empleados aumentan la miscibilidad con el R744. Inicialmente realiza un enfriamiento hasta los -10°C, que es la temperatura que alcanza la instalación frigorífica en la región de baja presión. Posteriormente, se eleva la temperatura de la cámara hasta alcanzar una temperatura promedio que posee el aceite alojado en el cárter del compresor durante las diferentes condiciones de operación de la instalación, unos 40°C. Este proceso se repite durante tres ciclos como se indica en la figura 5.14, donde los valores de T_{in} y T_{out} representan los valores de la temperatura en la pared exterior del cilindro y en el aire interior de la cámara climática, respectivamente.

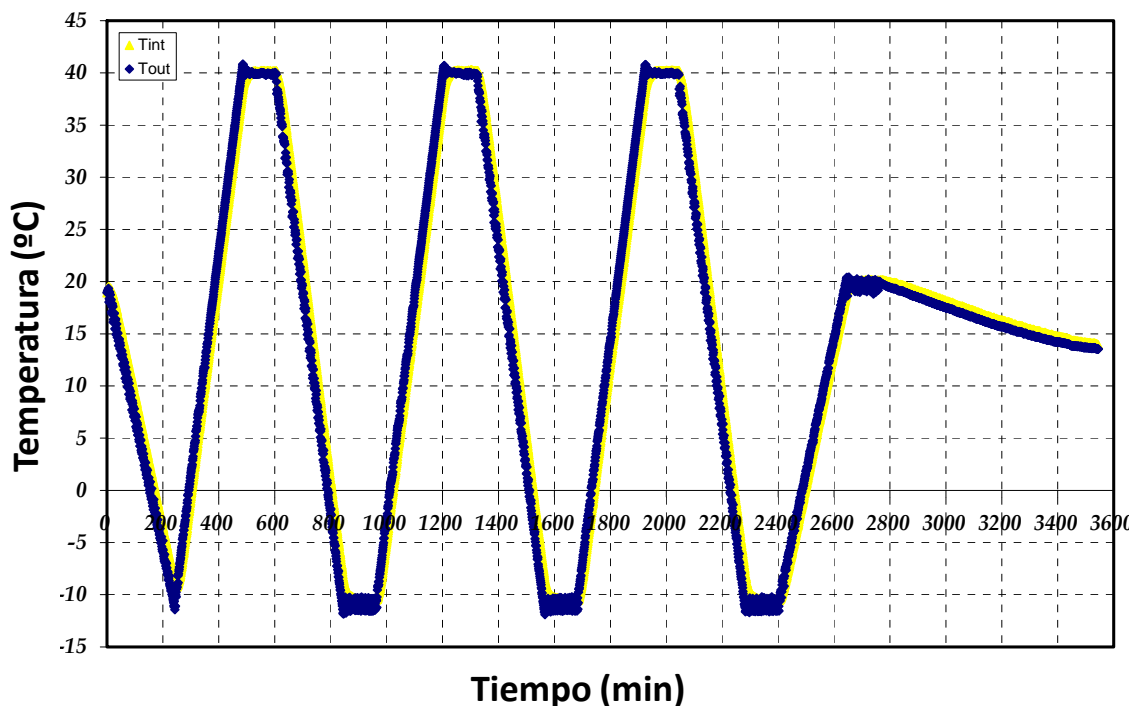


Figura 5.14.- Evolución de la temperatura en la cámara climática

En la figura 5.15 se muestra la evolución de la presión del CO₂ tras someter el recipiente a las variaciones de temperatura expuestas en la figura 5.14. Sobre la gráfica de la figura 5.15 se representan tres evoluciones cíclicas de enfriamiento y otras tres de calentamiento. Durante el proceso de enfriamiento, la presión medida en el refrigerante describe una trayectoria decreciente desde el punto de máxima temperatura hacia el punto de temperatura mínima, que no coincide con la trayectoria seguida durante el proceso de calentamiento. Estas diferencias entre las presiones medidas en los procesos de enfriamiento y calentamiento revelan que parte de la masa del refrigerante queda retenido en la estructura molecular del aceite, indicando que la energía a suministrar al refrigerante para abandonar la estructura molecular del aceite es mayor que la proporcionada para insertarlo en su estructura molecular.

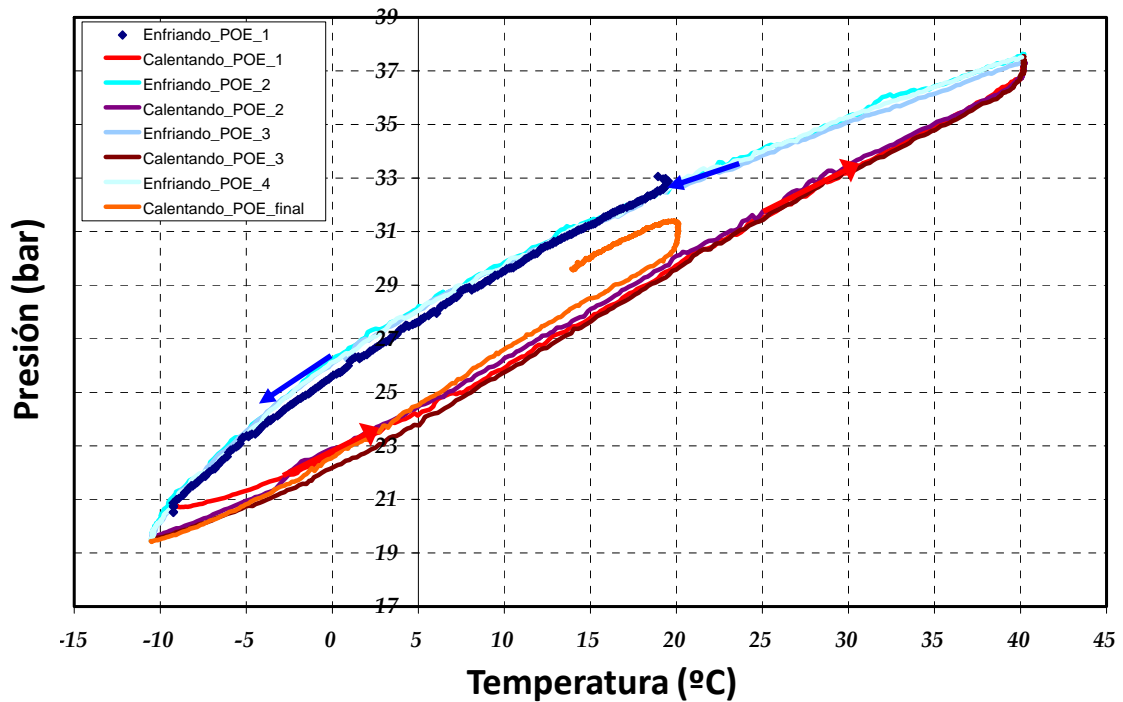


Figura 5.15.- Evolución de la presión de CO₂ en función de las variaciones de temperatura

En la figura 5.16 se muestra el análisis llevado a cabo para la mezcla entre dióxido de carbono-PAG. El estudio está basado en los mismos criterios seguidos en el anterior análisis con POE; así pues, la medida de la presión del refrigerante servirá de indicativo de la fracción de CO₂ absorbida por este tipo de lubricante. Los ensayos se han realizado a partir de la evolución de temperaturas mostrada en la figura 5.16.

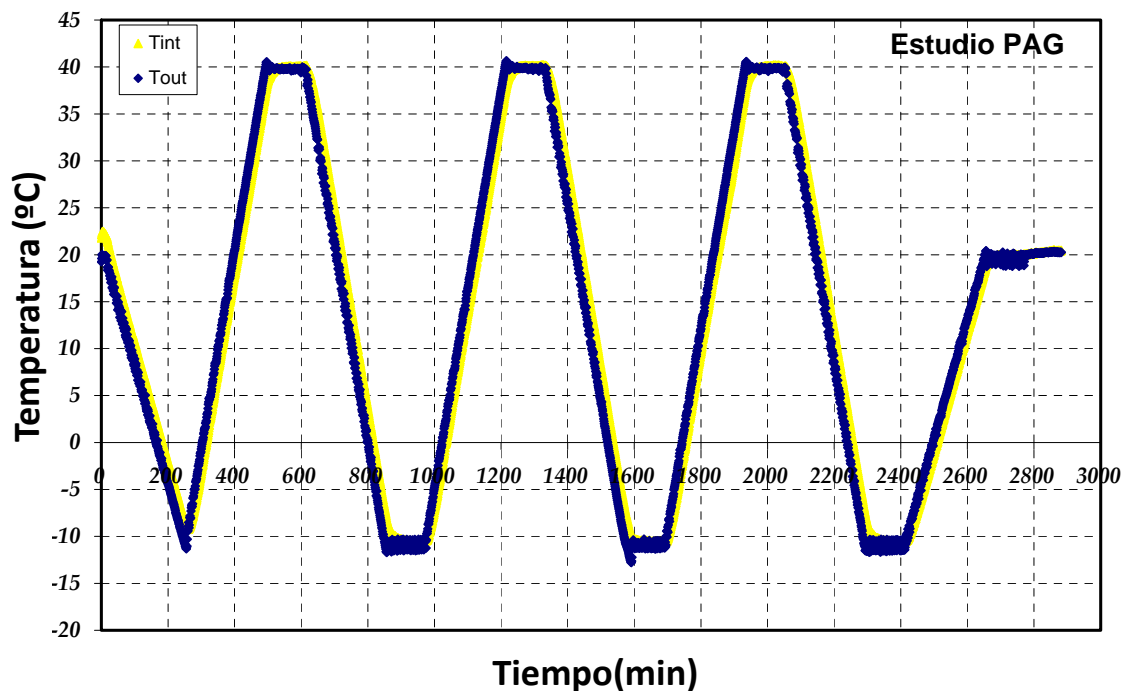


Figura 5.16.- Evolución de la temperatura en la cámara climática

En la figura 5.17 se muestran las medidas de presión alcanzadas durante los procesos de enfriamiento y calentamiento. El lubricante PAG muestra el mismo comportamiento que el

POE, absorbiendo masa de refrigerante durante el enfriamiento y expulsando durante el calentamiento solo una fracción de la masa absorbida al ser enfriado.

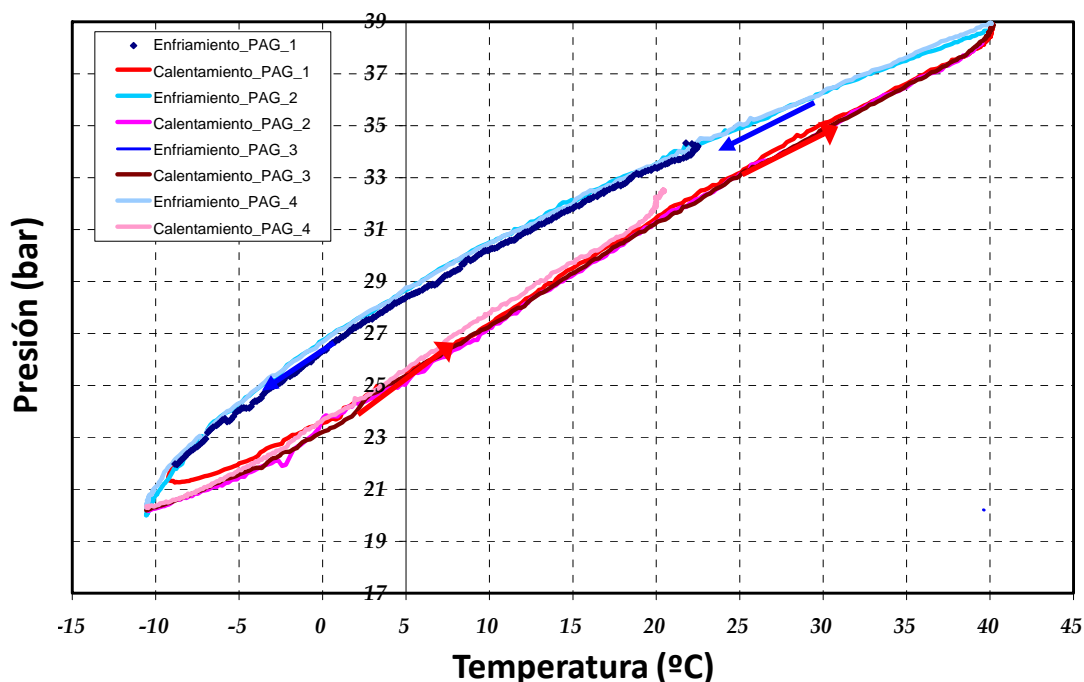


Figura 5.17.- Evolución la presión del CO₂ en el interior del depósito

Para comparar la cantidad de masa de refrigerante que absorbe cada uno de los dos lubricantes empleados en este análisis, se representa, en la figura 5.18, la diferencia de presión entre la presión medida y la que tendría la misma masa de refrigerante puro. La presión de refrigerante puro en cada caso, viene condicionada por la masa de refrigerante acumulada en el espacio que resulta al restar el volumen total del dispositivo que contiene la mezcla, el volumen que ocupa el lubricante. El volumen que ocupa el lubricante se considera prácticamente constante, ya que, la variación de densidad dentro del rango de funcionamiento estudiado, representa un 0.23% del volumen de CO₂ cuando la mezcla es POE, y un 0.17% con PAG. Estos puntos de densidad se han seleccionado considerando los casos más extremos entre la combinación de las variables de temperatura y cantidad de CO₂ disuelta en el lubricante. Este cálculo se explicará con mayor profundidad en el apartado 5.2.2.

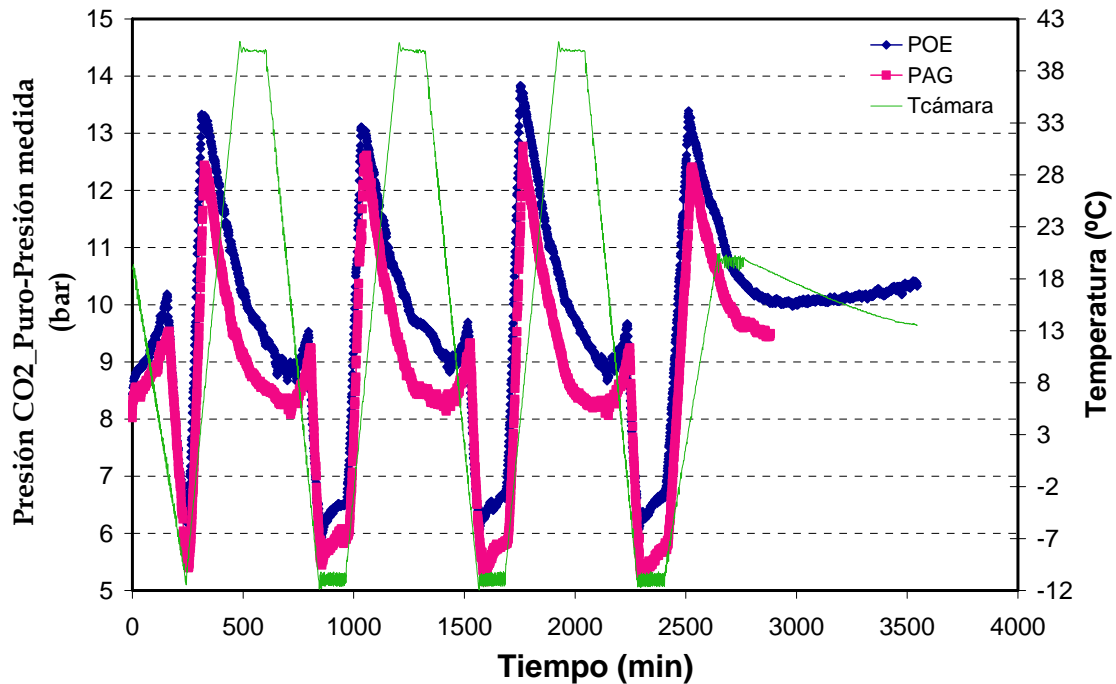


Figura 5.18.- Comparativa entre las diferencias de presión respecto a CO₂ puro con los lubricantes PAG y POE.

En la figura 5.18 se observa que las mayores desviaciones entre la presión medida y la que tendría el refrigerante puro se producen con el lubricante POE, lo cual implica que dicho lubricante es el que mayor cantidad de refrigerante absorbe. Por otro lado, ambos lubricantes muestran comportamientos similares, dado que ambos absorben masa de refrigerante durante el enfriamiento, mientras que en el proceso inverso, ambos tardan más tiempo en expulsar una parte de esa masa absorbida durante el período de enfriamiento. La presencia de mayor cantidad de masa de CO₂ en la estructura molecular del aceite modifica en mayor medida la viscosidad del lubricante, reduciendo la capacidad de lubricación. Además, la fracción másica de refrigerante absorbida por el lubricante penaliza el rendimiento de la instalación, ya que altera las propiedades termodinámicas del refrigerante reduciendo de esta forma la eficiencia de los intercambiadores de calor.

Por lo tanto, en instalaciones de expansión simple, como la que vamos a estudiar, el lubricante de tipo PAG genera un funcionamiento más estable que el POE al alterar en menor medida la cantidad de masa de refrigerante disponible.

5.2.2 Estudio de la influencia del volumen de la región de baja presión en la cantidad de masa de refrigerante absorbida por el lubricante POE.

Como se ha comentado en el apartado 5.2, establecer la proporción adecuada entre las masas de aceite y refrigerante, así como disponer de la correcta relación entre la masa de refrigerante y el volumen disponible para almacenar dicha masa, representan dos de los factores más relevantes en las instalaciones de CO₂ que no cuenten con ningún dispositivo que suministre masa a la instalación para cumplir con la demanda térmica solicitada. En este apartado, se compara la influencia que infiere el lubricante POE sobre la masa de refrigerante que contiene la instalación cuando opera bajo la configuración de simple etapa de expansión, a partir de dos volúmenes diferentes en la zona de baja presión. El primer volumen simula las condiciones de operación bajo el ciclo con la configuración "base" de simple etapa de expansión, el cual disponía de una masa de 2478 gr en condiciones de carga máxima y un volumen de 5L de depósito antilíquido. El segundo ensayo simula las condiciones después de añadir un volumen extra de 15L en la zona de baja presión, donde se alcanzan los 3776 gr en condiciones de máxima carga. Este análisis se ha realizado empleando el mismo procedimiento que el descrito en el apartado 5.2.1, donde se analizaron

los efectos que provocan sobre la masa de refrigerante los lubricantes PAG y POE. Haciendo uso de las expresiones ec. 5.1 y ec. 5.2, se obtienen las proporciones de masa y volumen para las dos masas analizadas en este apartado. En la tabla 5.2 se indican los valores de los parámetros correspondientes a cada uno de los ensayos realizados.

Depósito antilíquido	r	s	Masa CO ₂ (gr)	Masa POE (gr)
5L	0.0817	0.4605	36.91	31.51
5L+15L	0.0516	0.3591	35.48	19.88

Tabla 5.2.- Condiciones para cada ensayo

En la figura 5.19 se muestran las evoluciones de temperatura a las que se ha sometido cada una de las mezclas CO₂-POE analizadas. Además de la temperatura ambiente en el interior de la cámara climática, se representa la temperatura en la pared exterior del cilindro que contiene la mezcla, donde se observa que prácticamente siguen la misma evolución en cada caso.

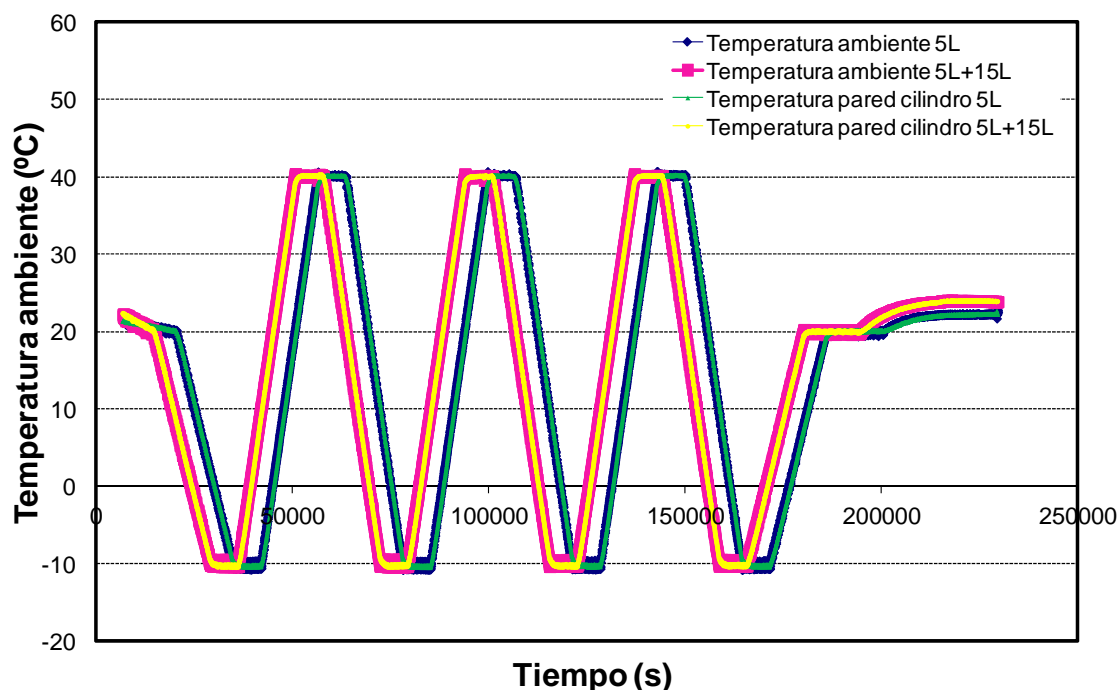


Figura 5.19.- Evolución de temperaturas en el interior de la cámara.

A medida que se producen las variaciones de temperatura mostradas en la figura 5.19, se registran los valores de presión y temperatura del refrigerante contenido en el interior del depósito. En la figura 5.20 se muestran los valores registrados de presión en el refrigerante, donde se observa un efecto más mitigado en el ensayo que simula las condiciones con un volumen añadido de 15L en la zona de baja presión. La mayor influencia del lubricante sobre la masa del refrigerante se observa en el ensayo que simula las condiciones de la configuración base, cuyo depósito antilíquido tenía una capacidad de 5L, ya que la oscilación de la presión medida es superior a la oscilación que muestra el ensayo que simula las condiciones con el volumen añadido (5L+15L), como se indica en la figura 5.20.

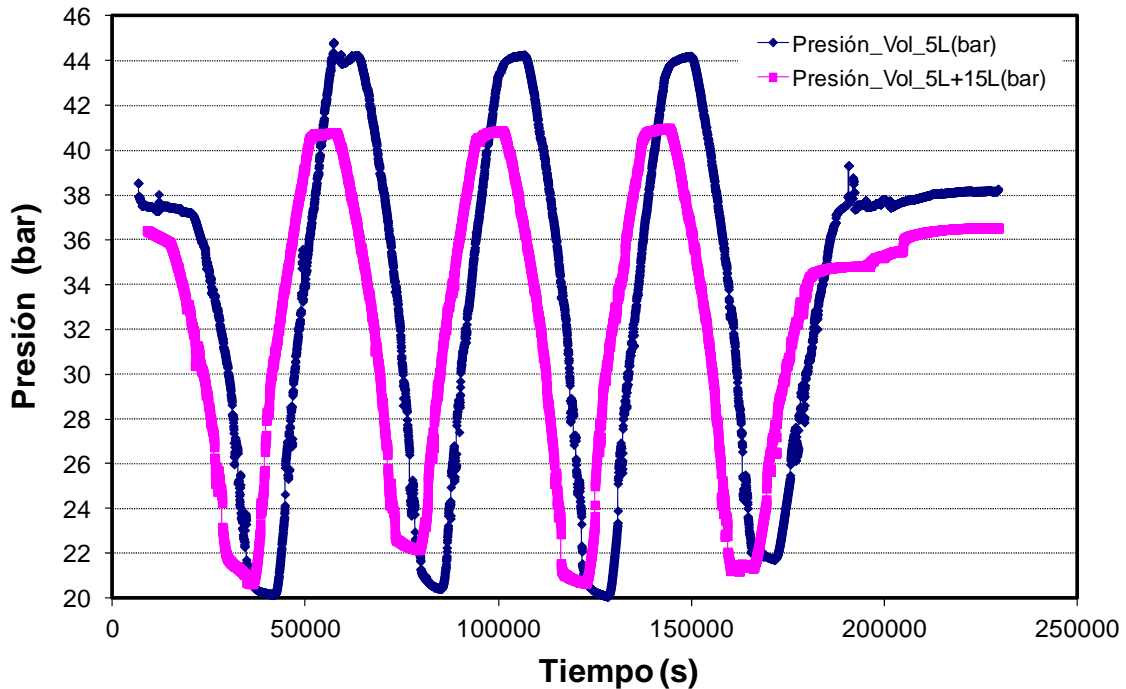


Figura 5.20.- Evolución de presiones en el CO₂ en el interior del cilindro.

La presión de refrigerante que se registra en cada uno de los dos ensayos, no ofrece una comparativa directa de la cantidad de refrigerante que absorbe el lubricante en cada caso, dado que las masas de refrigerante y lubricante son diferentes entre los dos análisis realizados. La presión de refrigerante en cada ensayo depende de la masa confinada en el volumen de botella disponible después de restar el volumen ocupado por el aceite. A su vez, el volumen de lubricante se encuentra supeditado al efecto de la temperatura y al que provoca la cantidad de masa de refrigerante que absorbe el lubricante. Esta masa de refrigerante que absorbe el lubricante puede calcularse como el resultado de la diferencia entre la presión del refrigerante puro y la presión registrada por la sonda de presión.

Para simplificar la complejidad de los cálculos, el siguiente estudio se basa en conocer si es significativa la variación del volumen en el aceite. Para ello, se procede a realizar un cálculo del incremento de volumen que supondría pasar del punto de máxima densidad hacia el punto de densidad mínima. A partir de la variación de temperatura a la que se somete la mezcla en el interior de la cámara climática y de la cantidad de CO₂ disuelta en el lubricante, se seleccionan los puntos extremos de densidad según el diagrama mostrado en la figura 5.21, que corresponde con las curvas de densidad del lubricante empleado [47].

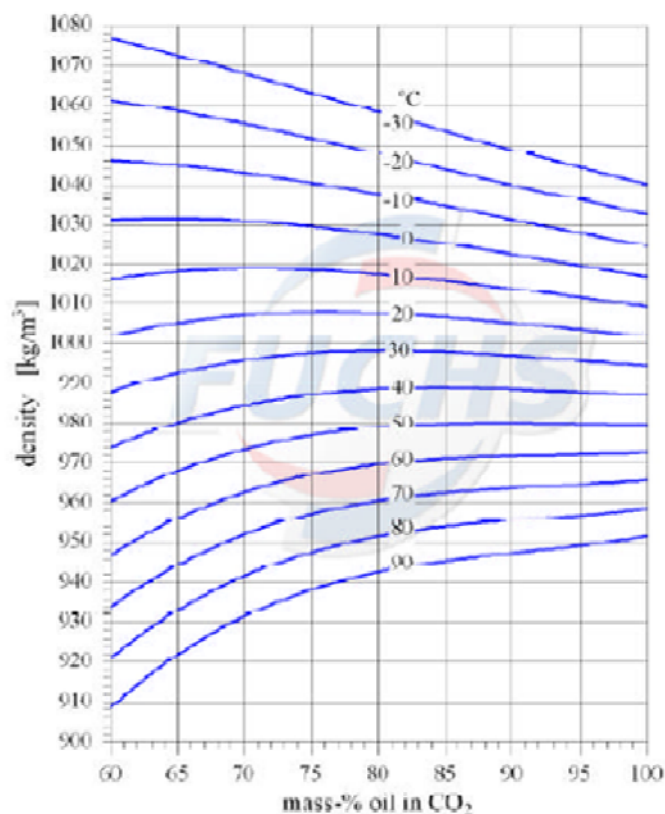


Figura 5.21.- Evolución de densidad POE RENISO C 55 E.

Como se observa en la figura 5.21, la máxima densidad corresponde con el punto de temperatura de -10°C y 60% de masa de aceite en CO_2 (1046 kg/m^3), siendo el punto de mínima densidad el alcanzado a una temperatura de 40°C y 60% de masa de aceite en CO_2 (974 kg/m^3). Para estas condiciones, se calcula el volumen de aceite que ocuparía cada una de las dos masas de lubricante mediante la expresión ec. 5.3, con el objetivo de calcular la variación de volumen que experimenta el aceite al pasar desde el punto de máxima densidad hacia el punto de densidad mínima.

Masa Lubricante (gr)	Volumen Máximo (cm^3)	Volumen Mínimo (cm^3)	Variación de volumen (cm^3)
31.51	32.351	30.124	2.226
19.88	20.410	19.005	1.405

Tabla 5.3.- Variación del volumen de aceite en las condiciones de ensayo extremas

El cilindro donde se encuentra la mezcla tiene una capacidad de 384.69 cm^3 . Si a este volumen del dispositivo se le resta el volumen que ocupa el lubricante en cada caso, la variación del volumen de aceite se sitúa en torno a 0.63% del volumen que ocupa el CO_2 para las condiciones de 31.51gr de aceite y de 0.38% con la masa de 19.88 gr de lubricante. Por este motivo, se puede considerar el volumen del aceite constante en cada uno de los ensayos realizados.

En la figura 5.22 se representa la diferencia entre la presión del refrigerante puro, considerando constante el volumen que ocupa el refrigerante, y la presión medida por la sonda en cada uno de los dos ensayos realizados. Como se ha comentado anteriormente, esta diferencia proporciona un indicativo de la cantidad de masa absorbida por el lubricante.

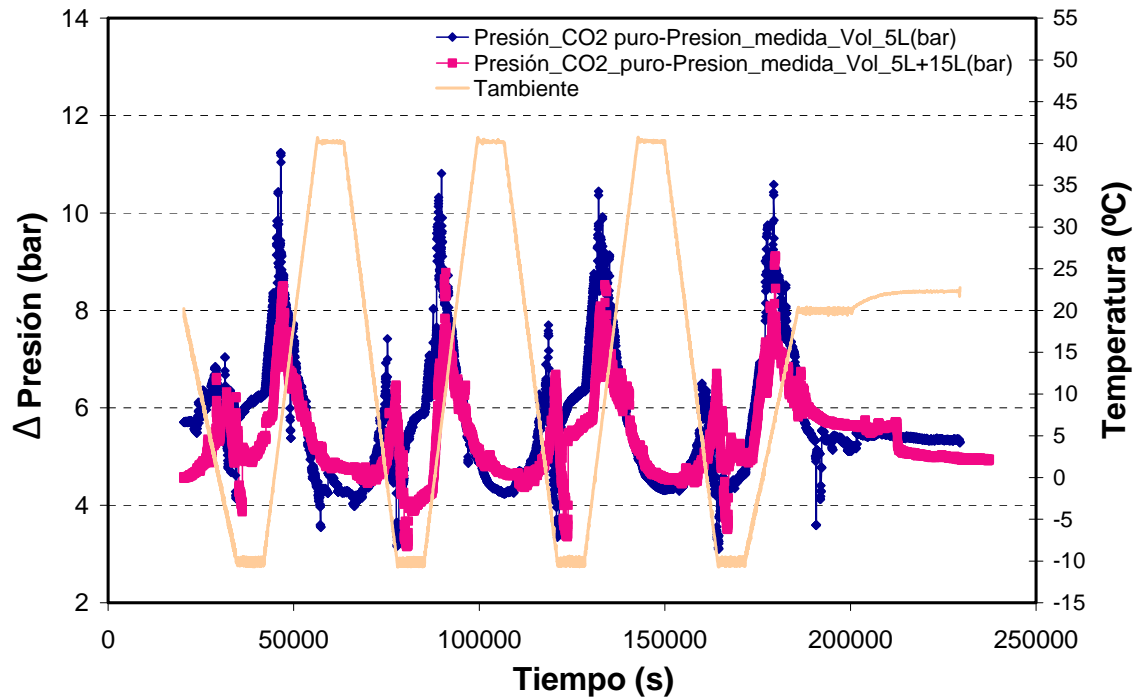


Figura 5.22.- Evolución de Presión CO₂ puro-Presión CO₂ medido.

Las dos evoluciones presentadas en la figura 5.22 muestran varias conclusiones que se antojan interesantes. Durante los periodos de enfriamiento, la mezcla con mayor proporción de lubricante absorbe mayor masa de refrigerante, ya que la diferencia entre la presión del refrigerante puro y la presión medida aumenta respecto al valor que muestra la misma variable con el ensayo efectuado con menor proporción de lubricante (5+15)L. Además de la mayor masa de refrigerante que absorbe el lubricante mientras se produce el enfriamiento en las condiciones que simulan mayor proporción de lubricante en la mezcla, durante el periodo de calentamiento también se observa que tarda más tiempo en expulsar parte de la masa de CO₂ retenida, llegando a expulsar cantidades similares a partir de largas exposiciones.

Por tanto, de los resultados alcanzados en este análisis se puede concluir que reducir la proporción que representa la masa de lubricante sobre la masa total disponible en la instalación, provoca menores fluctuaciones en la presión del refrigerante ubicada en la zona de baja presión. Esta mayor robustez viene avalada por la significatividad que representa la masa de refrigerante que absorbe el lubricante en relación con la masa total de refrigerante. Por tanto, dado que la masa de refrigerante se considera una variable crítica para la configuración de simple etapa de expansión y para paliar el efecto que pueda provocar el lubricante, se decide ampliar en 15L el volumen del depósito antilíquido.

5.3 Configuración con una etapa de expansión.

La configuración adoptada por la instalación experimental presenta el esquema mostrado en la figura 5.23, ejecutando el ciclo termodinámico de compresión de vapor que aparece sobre la misma figura.

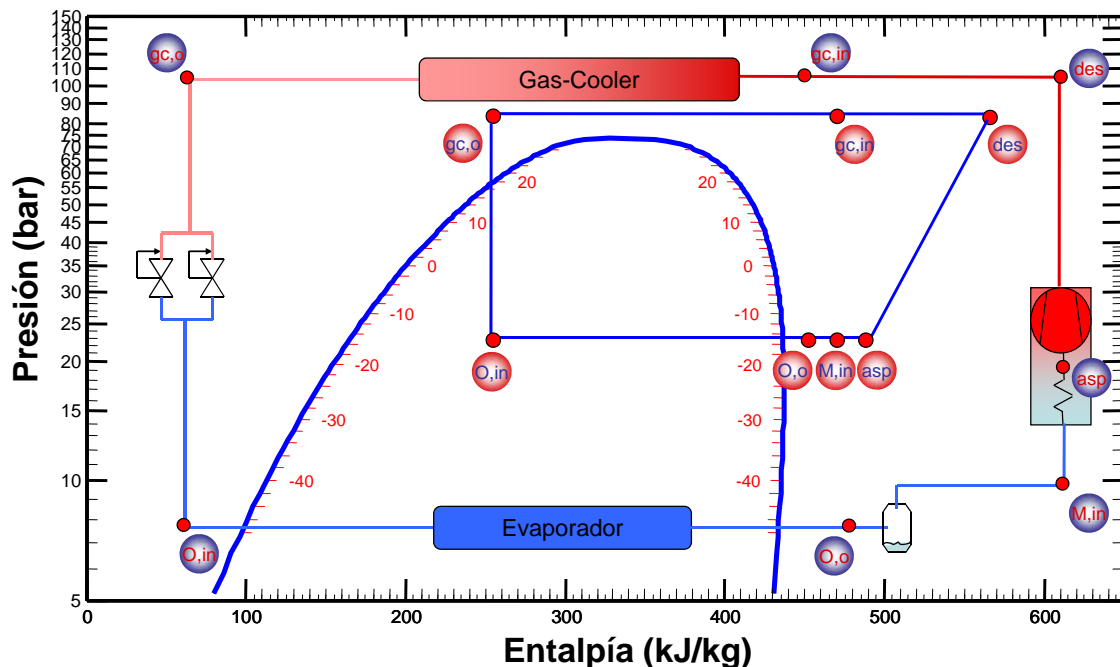


Figura 5.23.-Esquema del ciclo de compresión de vapor para la configuración de simple etapa de expansión

El ciclo se inicia comprimiendo el refrigerante en estado vapor desde la presión de evaporación (asp) hasta la presión de gas-cooler seleccionada. A partir de este momento (des), el refrigerante se encuentra a elevada temperatura y en estado transcrito, siendo enfriado en un intercambiador de calor (gas-cooler), que utiliza agua como fluido secundario, destacando las excelentes propiedades termodinámicas que presenta el refrigerante en esta zona para el intercambio térmico. Durante el enfriamiento del refrigerante, la presión y temperatura son variables independientes puesto que no existe cambio de estado. A la salida de este intercambiador (gc,o) el refrigerante es expandido isoentálpicamente mediante dos válvulas de expansión electrónicas conectadas en paralelo. Estas válvulas mantienen la presión aguas arriba, regulando el caudal másico que circula a través de ellas y así, la cantidad de masa de CO₂ retenida en la región de alta presión. Por último, en el evaporador, el refrigerante absorbe energía de una mezcla de agua con etilenglicol lo que provoca su evaporación. Puesto que no existe ningún tipo de regulación en el evaporador, el depósito antilíquido se encarga de retener parte de masa de refrigerante que en unas condiciones determinadas, no se haya podido evaporar, y también, de almacenar la masa de refrigerante en exceso dentro del circuito en función de la que esté residente en la zona de alta presión. De esta forma, se asegura que la aspiración del compresor se produce en condiciones de vapor.

En esta configuración la carga de refrigerante es crucial. En primer lugar porque la presión en la región de alta (zona gas-cooler) es función de la cantidad de masa de refrigerante existente en ella, y en segundo lugar porque la presión en la zona del evaporador dependerá en gran medida de la masa de refrigerante residente en esa zona. Como se ha visto en los capítulos anteriores, a cada temperatura del foco caliente (equivalente a las condiciones climatológicas) le corresponde una presión de gas-cooler particular que permite operar en el punto de máxima eficiencia energética, en función también de cada nivel de evaporación. Estas variaciones en las condiciones del foco caliente originan variaciones en la cantidad de masa almacenada en la región de disipación de energía, debido al volumen de la región de alta presión y a las variaciones de presión y temperatura durante el enfriamiento producido.

En la figura 5.24 se representa la variación de densidad que se estableció con la configuración de doble etapa de expansión operando en el punto de funcionamiento óptimo en cada una de las condiciones exteriores de temperatura a un nivel de $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$ y $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$. Estas variaciones de densidad se traducen en variaciones en la cantidad de masa almacenada en la región de alta presión.

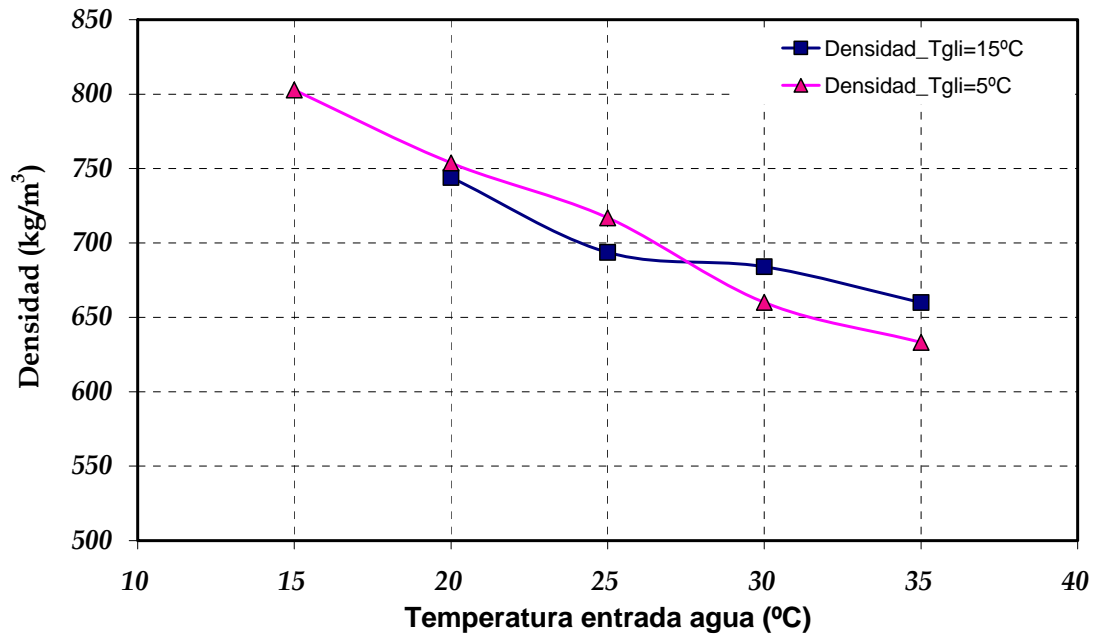


Figura 5.24.-Evolución de la densidad al finalizar el proceso de enfriamiento con la configuración de doble etapa de expansión.

Las variaciones de densidad en la zona de alta presión están relacionadas con la cantidad de masa que se almacena durante el proceso de disipación, pudiendo ser asumidas por instalaciones que dispongan de algún elemento que permita almacenar y/o suministrar masa al equipo, como los sistemas de doble etapa de expansión, cuyo depósito de acumulación entre etapas permite que la instalación disponga en todo momento de la masa que necesita. Sin embargo, en la configuración que nos ocupa con una única etapa de expansión, la presión en la región de disipación de calor se controla a partir de regular la cantidad de masa en la región de alta presión, lo que permite poder alcanzar el punto de presión consigna, dejando que el resto de masa se acumule en la zona del evaporador. De esta forma, todos los cambios que se produzcan en las condiciones de operación de la instalación que generen variaciones en la densidad de refrigerante, provocan variaciones en la masa acumulada en la región de alta presión, ya que viene regulada por las válvulas de expansión, dejando supeditado la masa disponible en la región de baja presión a la cantidad de masa acumulada en la región de alta presión, puesto que la masa total de refrigerante en el circuito no es regulable, siendo igual a la carga inicial. Por lo tanto, estas variaciones de operación al final se traducen en importantes cambios en la presión de evaporación.

La masa con la que se carga la instalación viene determinada fundamentalmente por el punto de funcionamiento donde ésta se estabiliza en función de la demanda térmica solicitada en el evaporador, de la temperatura de entrada del fluido secundario al gas-cooler y de la presión requerida también en el gas-cooler. En estas condiciones, como la presión de evaporación es libre, se realiza la carga de la instalación hasta alcanzar condiciones de saturación en la masa evaporada que circula por la parte de baja presión. Así pues, para una demanda térmica determinada y unas condiciones exteriores dadas, se suministra masa de refrigerante a la instalación hasta proporcionar un recalentamiento útil nulo.

La cantidad de masa en la región de alta es el resultado de la compensación entre la masa inyectada por el compresor y la evacuada por las válvulas de expansión. Para lograr una presión determinada, éstas últimas regulan el grado de apertura en la sección de paso del

fluido. Así, la cantidad de refrigerante acumulado en la zona de alta afecta a la cantidad de masa disponible en la zona del evaporador. Estas variaciones en la cantidad de masa existente en la zona del evaporador convergen en variaciones de la presión de evaporación.

Puesto que la instalación trabajará variando las condiciones exteriores, el estudio presentado tratará de analizar la influencia de la masa en el comportamiento de la instalación. Como la masa a introducir en la instalación depende del punto de funcionamiento de la misma, el primer análisis de este apartado versará sobre en qué punto de funcionamiento se debe realizar la carga de la instalación conocido el rango de funcionamiento, para que las variaciones exteriores no penalicen en exceso el rendimiento de la misma. Para ello, se realizarán dos cargas de masa que corresponden a dos puntos de funcionamiento extremos:

- Punto de mínima temperatura de foco caliente ($T_{w,in}=20^{\circ}\text{C}$) y máxima de foco frío ($T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$). En estas condiciones, y manteniendo la presión óptima en el gas-cooler se realizará la carga de la instalación hasta lograr un recalentamiento útil nulo. La masa de refrigerante introducida será la máxima necesaria en el rango de funcionamiento de la instalación, de forma que cuando las condiciones de la instalación evolucionen hacia puntos de mayor temperatura en el foco caliente y menor del foco frío, siempre existirá un exceso de masa en el circuito del evaporador. En adelante denominaremos a estas condiciones como de "carga máxima".

- Punto de máxima temperatura de foco caliente ($T_{w,in}=35^{\circ}\text{C}$.) y mínima temperatura de foco frío ($T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$). En estas condiciones, y manteniendo la presión óptima en el gas-cooler se realizará la carga de la instalación hasta lograr un recalentamiento útil nulo. La masa de refrigerante introducida será la mínima necesaria en el rango de funcionamiento de la instalación, de forma que cuando las condiciones de la instalación evolucionen hacia puntos de menor temperatura en el foco caliente y mayor del foco frío, siempre existirá un defecto de masa en el circuito del evaporador. En adelante denominaremos a estas condiciones como de "carga mínima".

En la tabla 5.4, se muestran las condiciones exteriores y el punto de presión donde se ha realizado la carga de la instalación. El valor de presión óptima se ha seleccionado de los puntos de presión óptimos tomados de la configuración de doble etapa de expansión descrita en el capítulo 1, ya que en principio, el comportamiento de los dos sistemas debería ser el mismo cuando la configuración con una única etapa de expansión está cargada con la masa que necesita.

T_{gli,in} (°C)	T_{w,in} (°C)	Presión óptima (bar)	Carga de refrigerante (gr)	Condición de carga
15	20	75	3776	Carga máxima
5	35	97	3422	Carga mínima

Tabla 5.4.- Condiciones de carga de la instalación.

La carga de la instalación se ha producido en las condiciones mentadas en la tabla 5.4 donde se han establecido recalentamientos útiles nulos a la salida del evaporador, ya que este representa el criterio adoptado para realizar el proceso de carga. En el apartado 5.4 se describe el proceso de carga de la instalación.

5.4.- Análisis del comportamiento de la instalación. Influencia de la masa de refrigerante presente en el circuito.

5.4.1.- Procedimiento de carga de la instalación

Como se ha indicado anteriormente, la masa de refrigerante introducida en la instalación representa un parámetro crucial en el tipo de configuración con el que se va a trabajar. En este apartado se justificará esta aseveración, estudiando experimentalmente el comportamiento de la instalación funcionando con diferentes masas y manteniendo las condiciones externas. Con ello, se pretende estudiar la influencia de la masa y describir una metodología para cargar este tipo de instalaciones. Para realizar la carga de la instalación hasta las condiciones de carga máxima descritas en la tabla 5.4 ($T_{win}=20^{\circ}\text{C}$ y $P_{gc}=75\text{bar}$) y en condiciones de carga mínima ($T_{win}=35^{\circ}\text{C}$ y $P_{gc}=97\text{bar}$), fue necesario realizar el vacío sobre la instalación frigorífica para comenzar con una masa nula dentro del circuito, posteriormente, con la instalación parada, se introdujo una masa inicial con la cual, ésta pudiera comenzar a funcionar y finalmente, se continuó añadiendo masa a la instalación hasta conseguir un $RU=0^{\circ}\text{C}$.

La masa inicial de refrigerante se calcula en base a las siguientes consideraciones:

- Se fija la presión en la zona de baja en función de la tara realizada sobre el presostato de baja presión y en base a las condiciones demandadas en el evaporador.
- Se toma un recalentamiento útil igual a cero.
- Se fija el nivel térmico en el gas-cooler a $T_{w,in}=20^{\circ}\text{C}$, asumiendo una presión durante el proceso de disipación de energía de 75 bar para condiciones de carga máxima. En condiciones de carga mínima se adoptan valores entorno a $T_{w,in}=35^{\circ}\text{C}$ y $P_{gc}=97$ bar.

A partir del modelo del compresor empleado en el capítulo 2, el modelo de gas-cooler publicado por el GIT [48] y el modelo de evaporador que se describirá en el capítulo 6, se ha realizado un análisis por volúmenes finitos donde se obtuvo una relación entre la superficie de intercambio, el coeficiente de película y la densidad del refrigerante en los dos intercambiadores. Con ello, y a partir de los volúmenes reales de la instalación en cada uno de sus componentes, se calcula una primera masa inicial que tendría la instalación para cumplir con las consideraciones anteriormente expuestas. A partir de esta masa inicial, se añade masa al equipo donde el proceso de carga de la instalación finaliza cuando la masa de refrigerante introducida hace que el $RU=0$ en las condiciones de demanda externa solicitadas. En la figura 5.25, se ha representado la evolución del recalentamiento útil desde la masa inicial hasta la masa que provoca recalentamiento útil nulo en las condiciones de máxima y mínima carga.

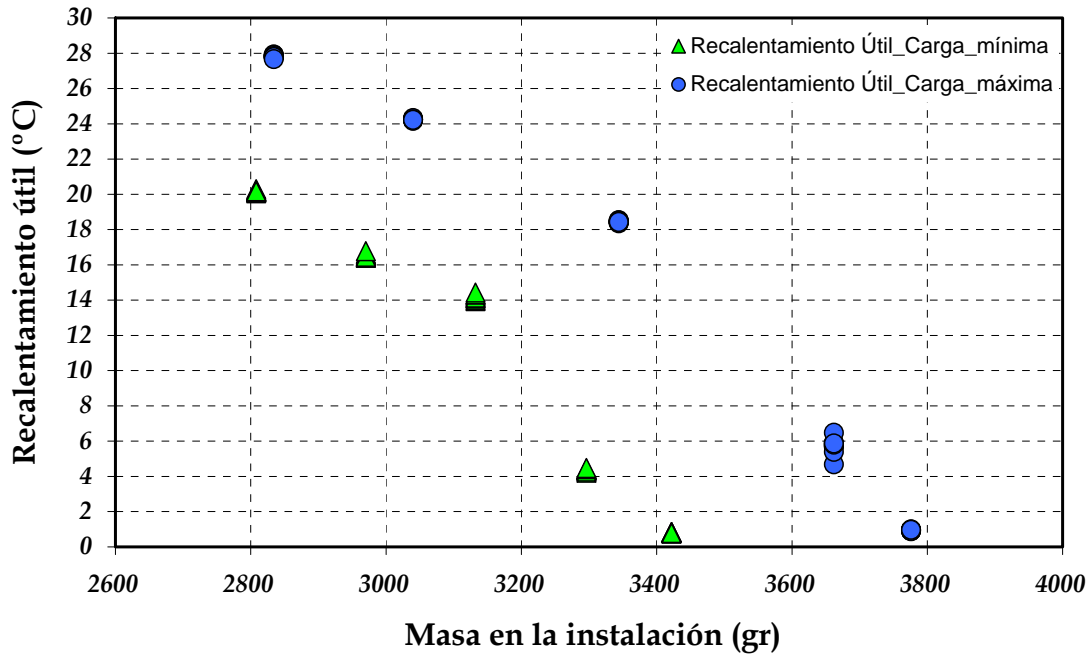


Figura 5.25.- Evolución del recalentamiento útil durante el proceso de carga de la instalación.

A medida que aumenta la cantidad de masa disponible en la instalación, comienza a reducirse el ratio entre la superficie de evaporador y la masa a evaporar, motivo por el cual el recalentamiento útil desciende paulatinamente. Además, al mantenerse constante la presión en la región de disipación de energía, la masa añadida a la instalación se acumula en la zona de baja presión con lo cual el valor de esta presión asciende, como se indica en la figura 5.26.

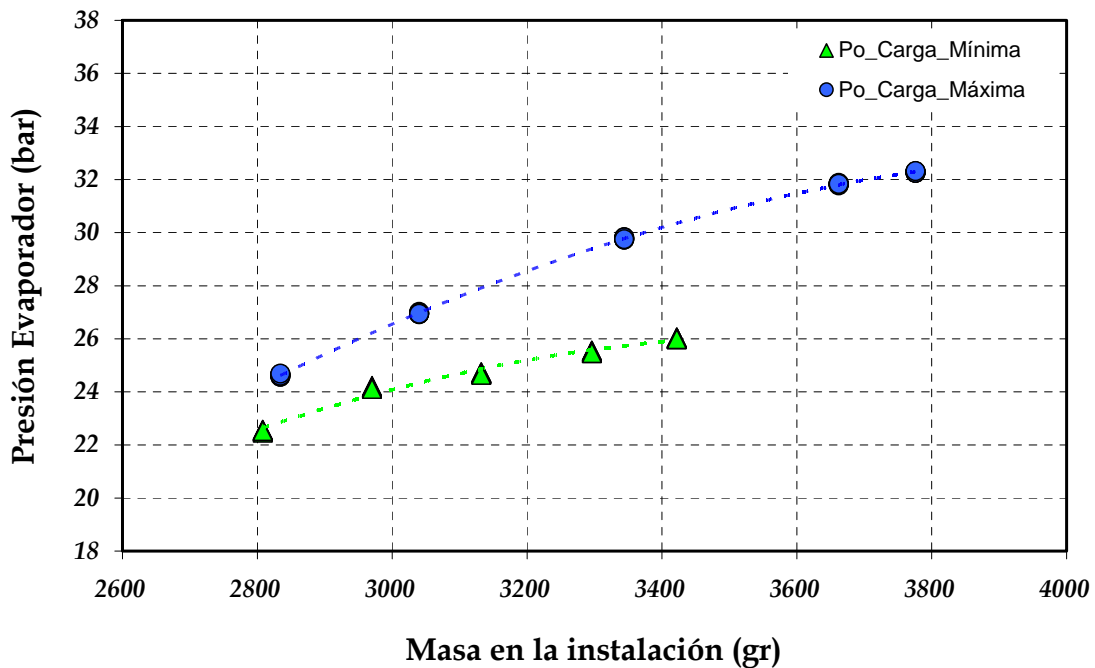


Figura 5.26.- Evolución de la presión de evaporación durante el proceso de carga de la instalación.

Estas variaciones en la presión de evaporación provocan un aumento en el flujo másico trasegado por el compresor, lo que genera incrementos exponenciales de la potencia frigorífica absorbida por el evaporador al poder evaporar mayor cantidad de masa, tal y como se indica en la figura 5.27. Durante las primeras inyecciones de masa, la masa añadida genera grandes cambios en la potencia frigorífica, estabilizándose ésta a medida que la masa disponible en la instalación se acerca a la masa que necesita.

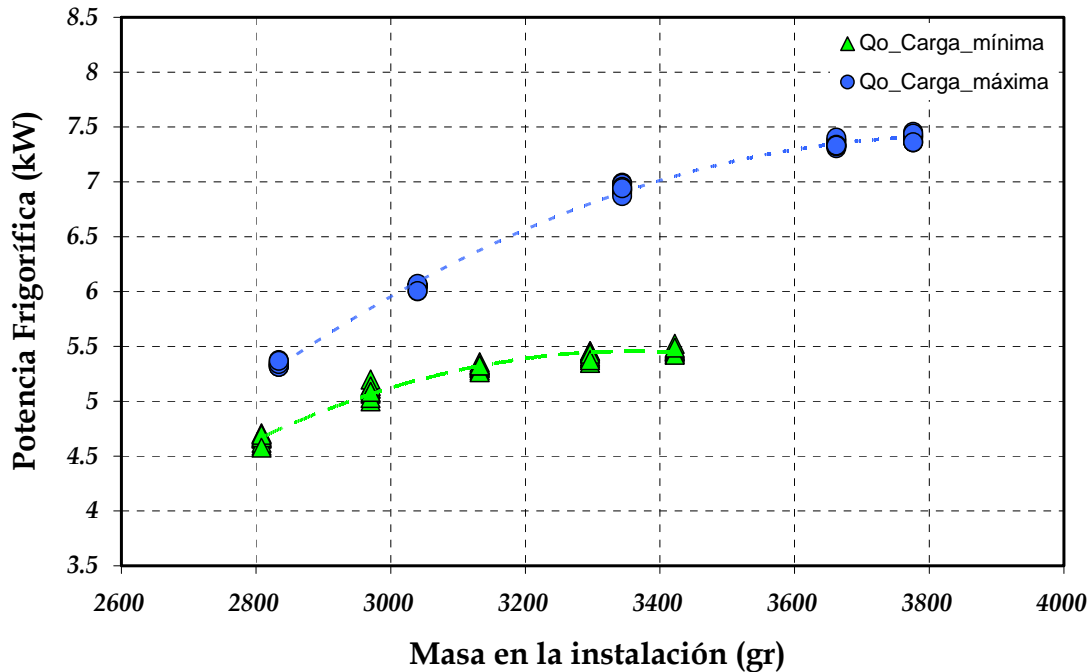


Figura 5.27.- Evolución de la potencia frigorífica durante el proceso de carga de la instalación.

La gráfica de la figura 5.27 muestra que, manteniendo las mismas temperaturas de entradas y caudales de los fluidos secundarios al evaporador y gas-cooler, variaciones de masa de refrigerante de un 24.94% respecto de la cantidad de masa que necesitaría en las condiciones de carga máxima (es decir, pasar de la carga máxima a la inicial) provoca que la potencia frigorífica se penaliza en un 27.95% y reducir la masa un 17.94% en las condiciones de carga mínima (es decir, pasar de la carga mínima a la inicial) penaliza la potencia frigorífica en un 13.46%.

Por último, se presenta en la figura 5.28 el comportamiento del coeficiente de rendimiento energético de la instalación durante el proceso de carga.

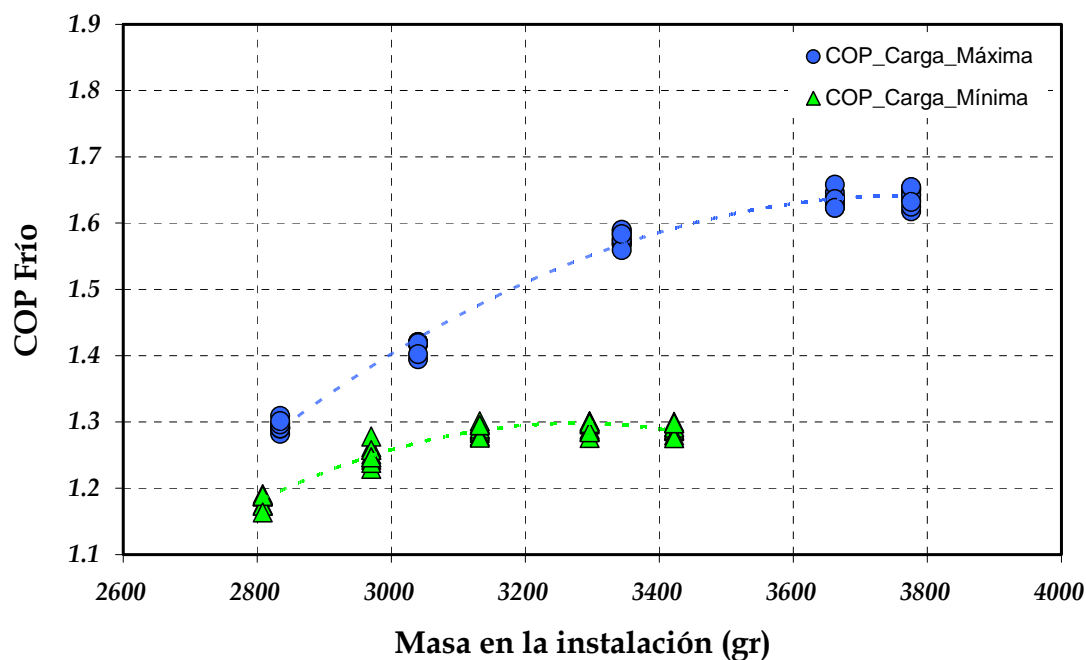


Figura 5.28.- Evolución de la eficiencia de la instalación durante el proceso de carga.

De este primer análisis se pone de manifiesto la importancia que adquiere la masa de refrigerante disponible en una instalación frigorífica con este tipo de configuración. Cargar la instalación con menos masa de refrigerante, además de penalizar la instalación en cuanto a potencia frigorífica genera pérdidas en el rendimiento energético en cualquier condición de operación, como se ha indicado en la figura 5.28. Así, al reducir la masa en la instalación un 24.94% en las condiciones de carga máxima, el rendimiento energético cae un 21.21% del valor que tendría en condiciones de recalentamiento útil nulo, mientras que en condiciones de carga mínima, el coeficiente de rendimiento energético se reduce en un 8.45% al disminuir la masa en un 17.94%. Por tanto, diseñar equipos robustos ante fugas y conocer la masa requerida en el punto de funcionamiento que vaya a trabajar la instalación frigorífica, se antojan variables fundamentales para este tipo de configuraciones. El resumen de este primer apartado se muestra en la tabla 5.5.

Condiciones de operación	Masa con RU=0	Reducción de masa. (condiciones de carga inicial)	Pérdida Qo	Pérdida COP
Carga máxima	3776 gr	24.94%	27.95%	21.21%
Carga mínima	3422 gr	17.94%	13.46%	8.45%

Tabla 5.5.- Influencia de la carga en la instalación.

A lo largo de este análisis ha quedado demostrado la influencia que presenta la masa con la que se carga una instalación cuando opera con una configuración con simple etapa de expansión. En el apartado 5.4.2 se analiza la relevancia del punto de carga óptimo durante el funcionamiento en un rango determinado.

5.4.2.- Análisis de la configuración de simple etapa de expansión.

El objeto de este apartado se centra en el análisis del comportamiento de la instalación tras cargarse con las masas asociadas a las condiciones de máxima y mínima carga, y ser sometida a variaciones, tanto, en la carga térmica en el evaporador como en los niveles térmicos de entrada de agua al gas-cooler.

Con este planteamiento y dado que la instalación no está dotada de una válvula de expansión termostática que asegure una salida del refrigerante en el evaporador en estado gaseoso, cuando las condiciones en la demanda térmica sean tales, que no sea posible evaporar toda la masa que circula en la zona de baja presión, la salida del evaporador se producirá en condiciones bifásicas actuando la instalación con "exceso de masa". Por el contrario, en el caso de que el punto de funcionamiento de la instalación demande mayor cantidad de masa que la suministrada en las condiciones de carga, la masa acumulada en la parte de alta presión no permitirá que el evaporador disponga de la masa suficiente para afrontar los incrementos de demanda térmica ni las variaciones de densidad al reducir la temperatura de enfriamiento, con lo cual, la tendencia de la instalación será compensar el déficit de carga de refrigerante incrementando el recalentamiento útil en el evaporador. En estas condiciones, la instalación trabaja con "defecto de masa".

La diferencia de masa entre las cargas efectuadas en las condiciones de máxima y mínima demanda se ha establecido en 354gr, afectando esta diferencia únicamente al comportamiento de la zona de baja presión, ya que la válvula presostática se ocupa de que la cantidad de masa acumulada en la zona de alta presión sea la misma con ambas cargas al comparar el mismo punto de funcionamiento (misma presión de gas-cooler). En las figuras 5.29 y 5.30 se ha representado la evolución que tiene la presión de evaporación en las condiciones de máxima y mínima carga, donde se observa que las presiones de evaporación son superiores con la máxima carga en todos los casos, acentuándose en mayor medida estas diferencias con el nivel de $T_{gli,in}$ más elevado.

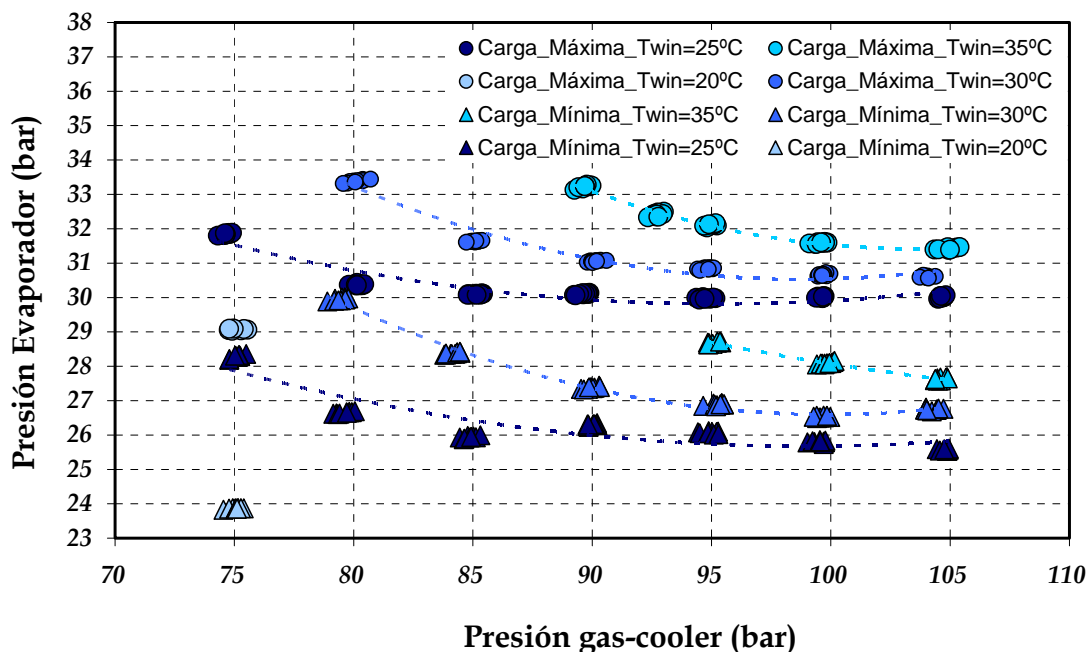


Figura 5.29.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

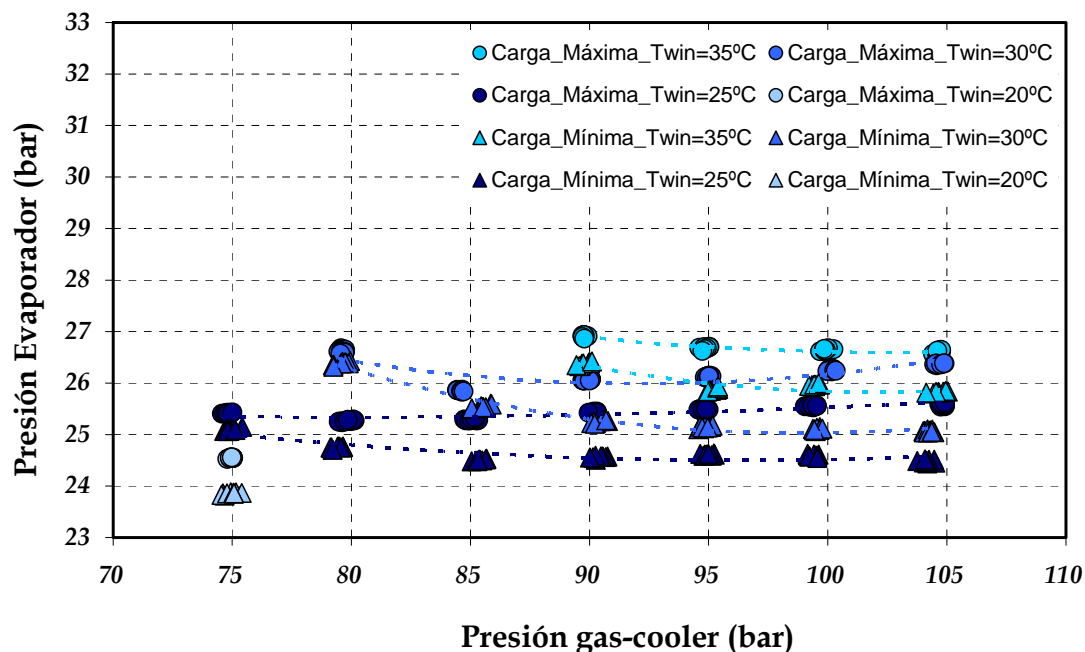


Figura 5.30.- Evolución de la presión de evaporación. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

De las figuras 5.29 y 5.30 se puede deducir que el compresor trabajará con menores tasas de compresión (y por tanto mayores rendimientos volumétricos) al cargar la instalación con la masa correspondiente a la "carga máxima" que si se carga en condiciones de "carga mínima", ya que las presiones en descarga son comunes, mientras que las de evaporación son mayores en el primer caso. Otra conclusión importante es que el caudal másico será superior en las condiciones de "carga máxima" respecto a las de "carga mínima", puesto que el volumen específico en la aspiración del compresor es inferior, y por lo tanto, en el desplazamiento del compresor volumétrico cabrá más masa de refrigerante.

Como se ha comentado a lo largo de este capítulo, se vuelve a incidir en la importancia que, en el comportamiento de la instalación, presentan las dos cargas de refrigerante analizadas, ya que al operar en las diferentes condiciones ensayadas ésta tendrá un exceso de masa cuando la carga se realiza en condiciones de "carga máxima", mientras en las condiciones "carga mínima" actuará con defecto de masa. Este hecho redundará en que la instalación presentará presiones de evaporación superiores y recalentamientos útiles inferiores en el primer caso respecto al segundo.

En las figuras 5.31 y 5.32, se ha representado el recalentamiento útil a la salida del evaporador.

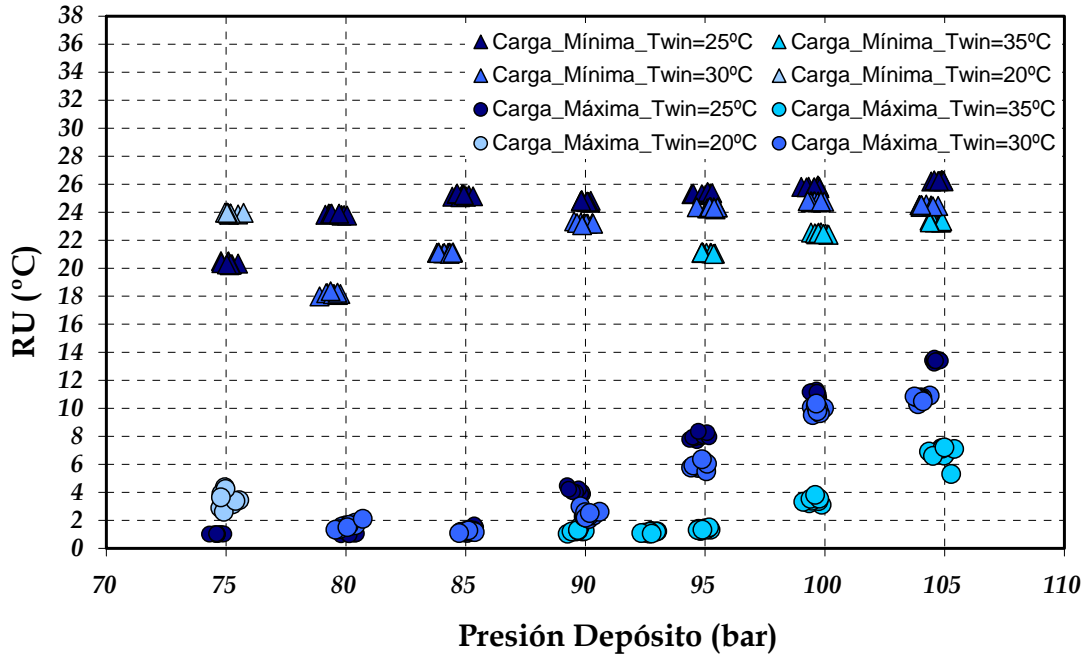


Figura 5.31.- Evolución del recalentamiento útil. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

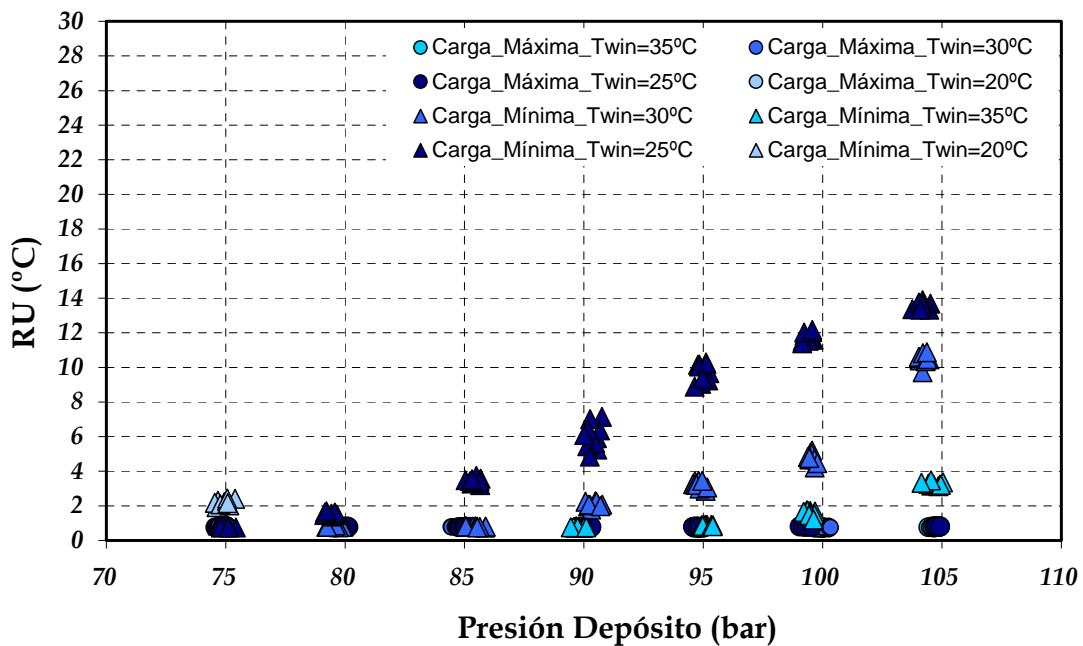


Figura 5.32.- Evolución del recalentamiento útil. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

Un mayor recalentamiento útil a la salida del evaporador implica mayores temperaturas de aspiración a la cámara de compresión, motivo por el cual las temperaturas de descarga son mayores, como se indican en las figuras 5.33 y 5.34.

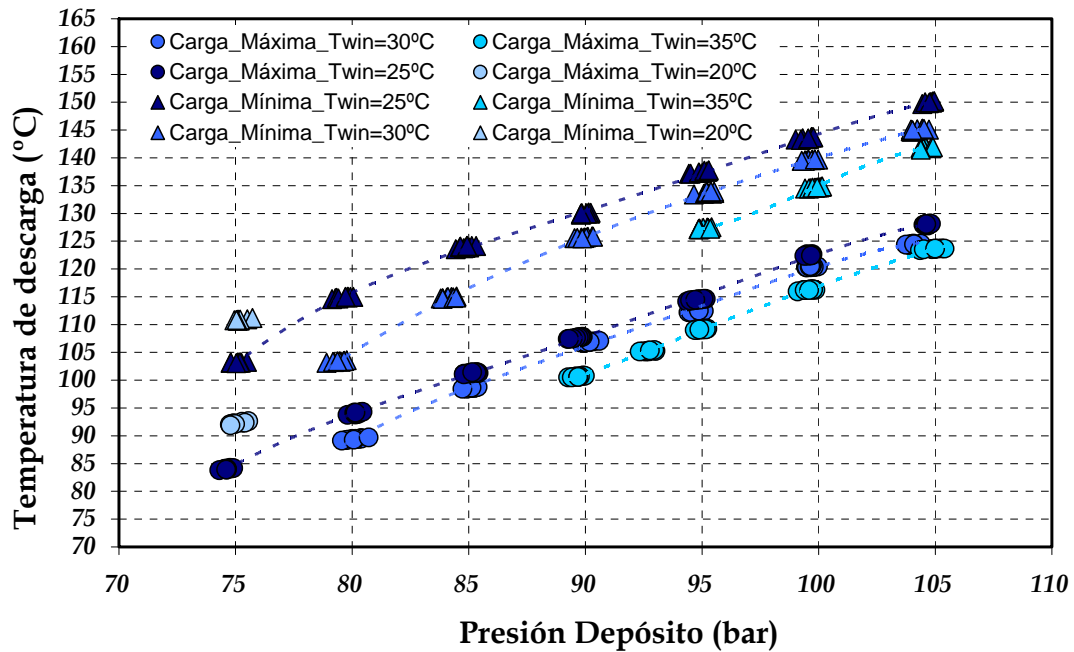


Figura 5.33.- Evolución de la temperatura de descarga en el compresor. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

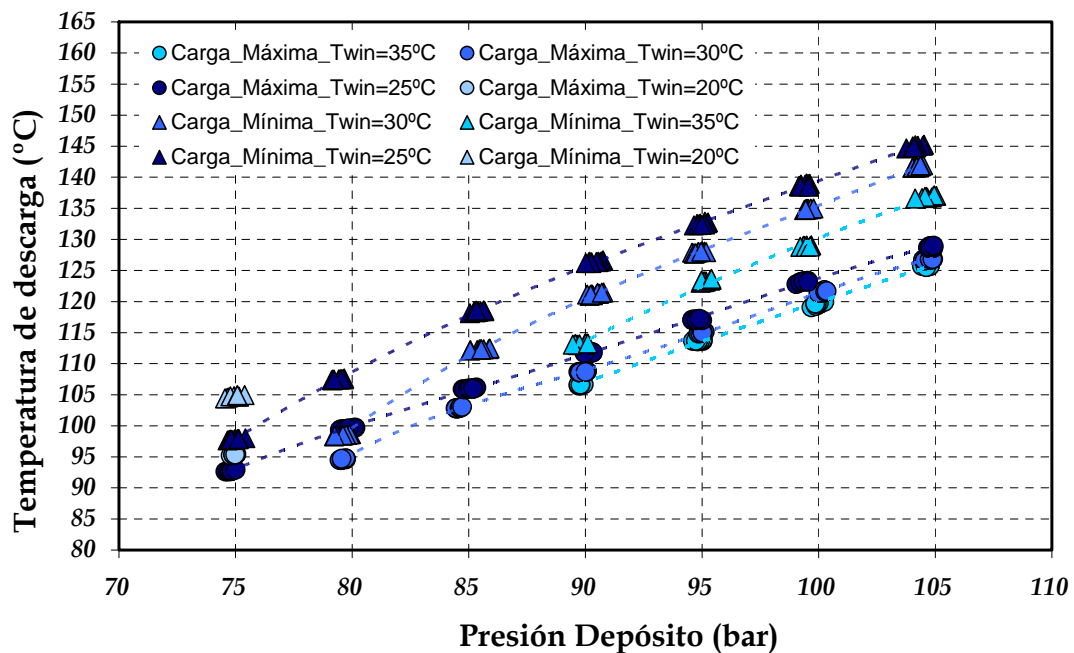


Figura 5.34.- Evolución de la temperatura de descarga en el compresor. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

El efecto negativo que provoca una temperatura de descarga elevada se encuentra asociado a la pérdida de las propiedades viscosas del lubricante con los incrementos de temperatura [49], por lo que, en este aspecto, el exceso de masa origina mejor lubricación en el compresor, dado las menores temperaturas de descarga durante el proceso de compresión.

Por otro lado, en la gráfica de la figura 5.35 se muestra la potencia frigorífica absorbida por la instalación para el nivel de evaporación mas elevado ($T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$).

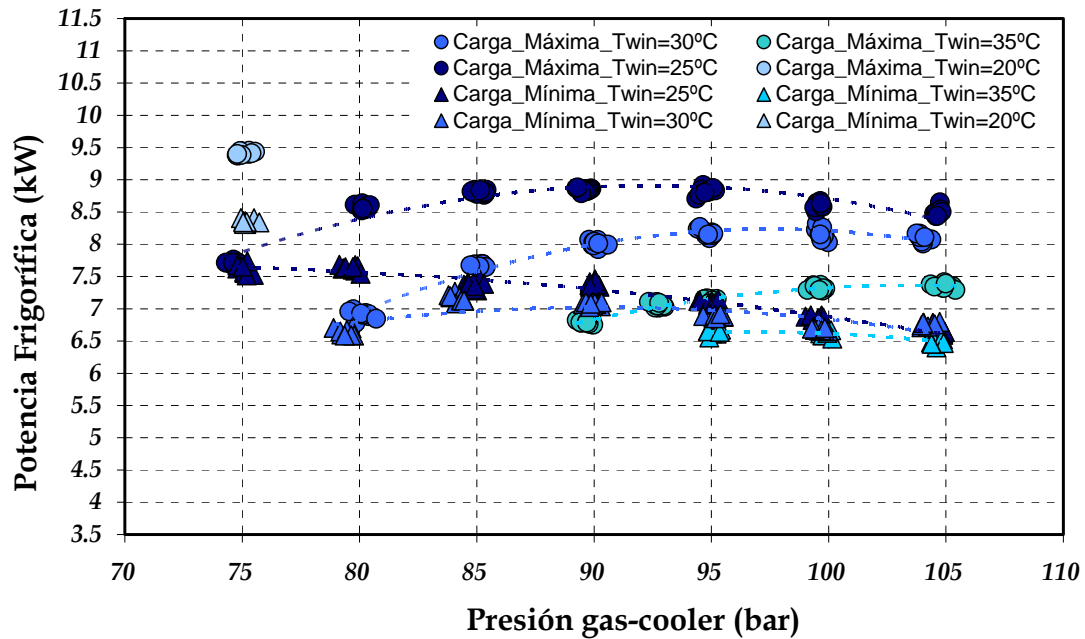


Figura 5.35.- Evolución de potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

De la figura 5.35 se extraen las dos primeras conclusiones relevantes de este estudio:

En primer lugar, se destaca la mayor potencia frigorífica absorbida por el evaporador con la masa de refrigerante efectuada en condiciones de "carga máxima", donde la instalación actúa con exceso de masa. Además, existe la presencia de un punto de presión durante el proceso de disipación de energía que proporciona máxima potencia frigorífica.

En segundo lugar, cabe destacar que la presencia del valor de presión que optimiza la potencia frigorífica es menos claro en las condiciones de "carga mínima" que en las condiciones de "carga máxima". En el caso de "carga mínima", el punto de máxima potencia frigorífica se sitúa alrededor de puntos de presión de gas-cooler más próximos a la presión correspondiente al punto crítico. Este hecho, da a entender que el valor de presión que optimiza la potencia frigorífica depende de la masa de refrigerante introducida en la instalación cuando se trabaja con una configuración de simple etapa de expansión como la estudiada en este apartado.

La poca diferencia entre las presiones de evaporación (figura 5.30) y el recalentamiento útil (figura 5.32) que se dan cuando se realizan los ensayos a un valor de $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$, provocan que no existan diferencias apreciables en la potencia frigorífica absorbida con las dos masas de refrigerante ensayadas (ver figura 5.36). Por lo tanto, en esta situación el exceso de masa no penaliza la potencia frigorífica absorbida por la instalación, ya que se observa que la instalación tiene el mismo comportamiento tanto si funciona con la masa que necesita como si lo hace con exceso de masa.

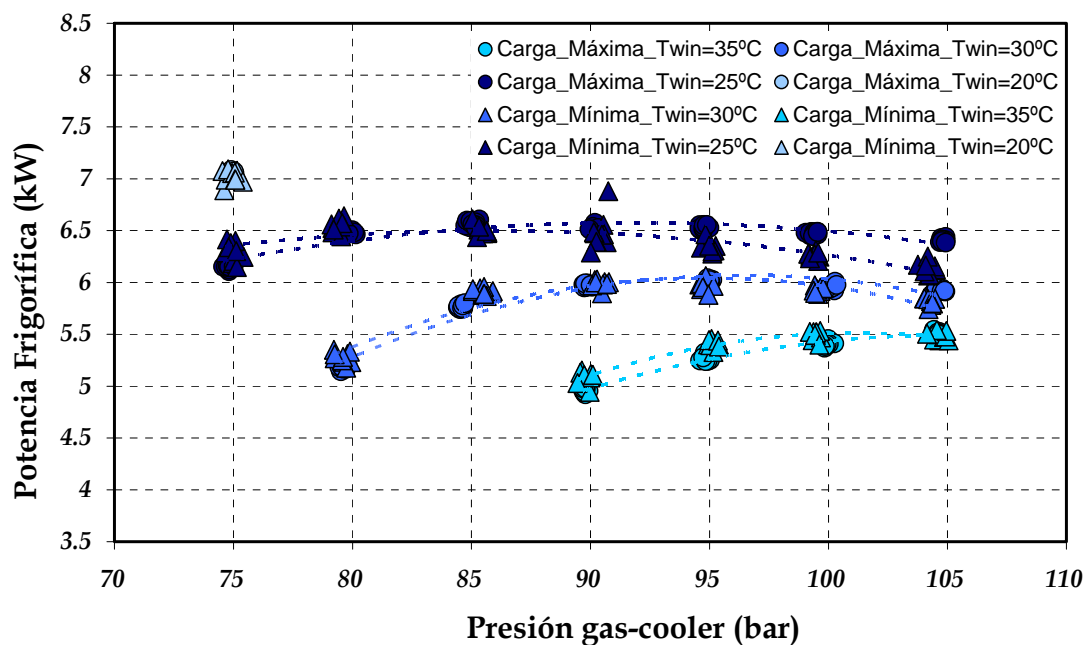


Figura 5.36.- Evolución de potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

En la gráfica 5.36 es observable que el valor de la presión de gas cooler que optimiza la potencia frigorífica es el mismo para las dos masas con las que se ha ensayado la instalación, al contrario de lo que ocurría en los ensayos con $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$, donde existían diferencias en el valor de presión que maximiza la potencia frigorífica.

La misma tendencia seguida para la potencia frigorífica se observa en la evolución que presenta el rendimiento energético. Como se indica en la figura 5.37, el déficit de masa penaliza notablemente el rendimiento energético de la instalación cuando opera al nivel de evaporación correspondiente a la entrada de agua glicolada de 15°C. Al igual de lo que ocurría con la potencia frigorífica en este nivel de evaporación, el punto de presión óptima se desplaza cuando la instalación trabaja con déficit de masa (carga mínima) respecto al punto de rendimiento energético óptimo obtenido cuando la instalación opera en condiciones de masa que necesita (carga máxima).

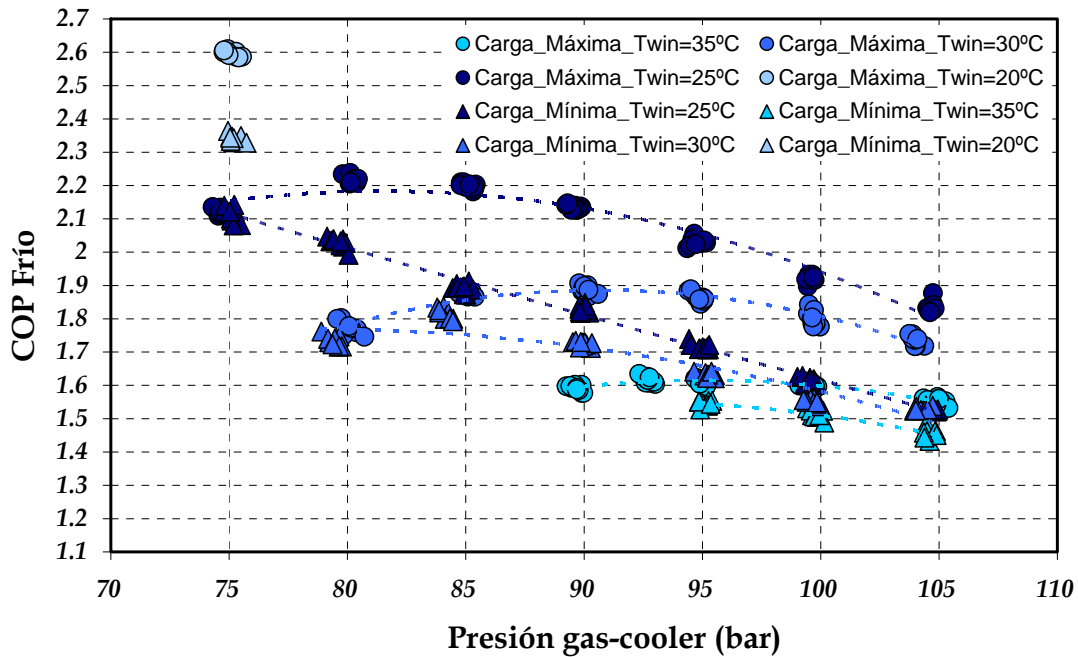


Figura 5.37.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

Al cambiar hacia el nivel de evaporación correspondiente a la temperatura de 5°C de agua glicolada a la entrada del evaporador, la masa suministrada en las condiciones de $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$ (carga máxima) obliga a la instalación a operar en condiciones de "exceso de masa", mientras que la masa aportada en las condiciones de $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$ (carga mínima) permite que la instalación disponga de la masa que necesita en este nivel de evaporación. En estas condiciones, el "exceso de masa" tampoco penaliza el rendimiento energético de la instalación, tal como se indica en la figura 5.38 y sucedía con la potencia frigorífica absorbida por la instalación. Además, el punto de presión de rendimiento energético óptimo se mantiene con las dos masas analizadas.

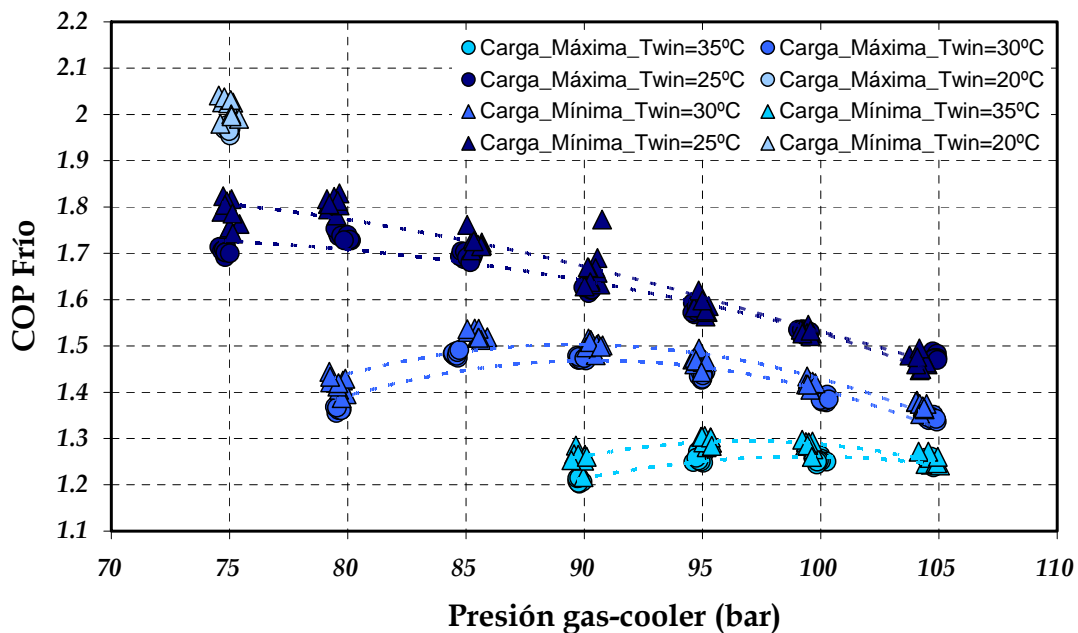


Figura 5.38.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

En este apartado se ha analizado la influencia que presenta el punto de funcionamiento donde se realiza la carga de la instalación, conocido el rango de funcionamiento al que va estar expuesto el sistema frigorífico. El estudio presentado ha demostrado que la instalación cargada con la masa obtenida en condiciones de "carga máxima" presenta mejor comportamiento energético durante todo el rango de funcionamiento que cuando es cargada con la masa obtenida en condiciones de "carga mínima". La diferencia de comportamiento es tanto mayor cuanto mayor sea la temperatura de evaporación (o el nivel térmico del foco frío), ya que en estas circunstancias la instalación cargada con la "carga mínima" genera elevados recalentamientos y trabaja con presiones de evaporación muy inferiores a las de operación con la "carga máxima", por lo que se mueve menos caudal másico.

Este hecho es lógico, pues a temperaturas elevadas del foco frío se necesitan mayores presiones en el evaporador, las cuales se alcanzan con mayor facilidad cuando la instalación opera con un exceso de masa (que es lo que tenemos cuando hemos cargado la instalación en condiciones de "carga máxima"), sin embargo, cuando se trabaja con temperaturas del foco frío más bajas, la presión de evaporación se reduce y las diferencias de funcionamiento de la instalación entre estar cargada en condiciones de "carga máxima" y "carga mínima" son menores, pues el déficit de masa no nos deja tan lejos de la presión de evaporación necesaria. De esta forma, el recalentamiento útil del refrigerante adopta valores bajos cuando la instalación se encuentra cargada en condiciones de "carga mínima", mientras que el exceso de masa nos lleva a que salga más líquido del evaporador y éste se acumule en la botella antilíquido.

Por este motivo, se concluye que si es conocido el rango de funcionamiento al que va a estar expuesta la instalación, la masa suministrada durante el proceso de carga debe ser la correspondiente al punto de funcionamiento de máxima demanda térmica.

En la tabla 5.6, se muestra un resumen de la penalización que sufre la instalación actuando con la masa de refrigerante obtenida en condiciones de "carga mínima" respecto al comportamiento actuando con la masa de refrigerante obtenida en condiciones de "carga máxima", es decir, operando con defecto de masa respecto a funcionar con exceso de carga.

T_{win} (°C)	Condición de carga	P_{gc} (bar) COP_{optimo}	P_{gc} (bar) $Q_{o,maximo}$	Pérdida COP (%)	Pérdida Q_o (%)
20	"carga máxima"	75	75	-----	-----
	"carga mínima"	75	75	10	12.21
25	"carga máxima"	80	90	-----	-----
	"carga mínima"	75	75	6.12	13.26
30	"carga máxima"	90	100	-----	-----
	"carga mínima"	85	85	5.2	12.63
35	"carga máxima"	92	105	-----	-----
	"carga mínima"	92	92	4.93	10.39

Tabla 5.6.- Resumen de las variables principales actuando con defecto de masa respecto a actuar con las condiciones de carga máxima. $T_{gli,in}=15^{\circ}C$.

Para completar este análisis, se presenta en la tabla 5.7 la pérdida de rendimiento energético que supone operar con la masa correspondiente a las condiciones de "carga máxima" respecto al comportamiento alcanzado con la masa correspondiente a las condiciones de "carga mínima", en el nivel de evaporación que corresponde a $T_{gli,in}=5^{\circ}C$. En estas

condiciones, la masa cargada en condiciones de "carga máxima", genera un exceso de masa que penaliza el rendimiento energético del equipo, aunque proporciona muy ligeramente mayor potencia frigorífica.

T_{win} (°C)	Condición de carga	P_{gc} (bar) $COP_{\text{óptimo}}$	P_{gc} (bar) $Qo_{\text{máximo}}$	Pérdida COP (%)	Ganancia Qo (%)
20	"carga máxima"	75	75	2.36	0.28
	"carga mínima"	75	75	-----	-----
25	"carga máxima"	80	85	3.91	0.30
	"carga mínima"	80	80	-----	-----
30	"carga máxima"	85	95	2.71	0.67
	"carga mínima"	85	95	-----	-----
35	"carga máxima"	95	105	3.09	0.36
	"carga mínima"	95	105	-----	-----

Tabla 5.7.- Resumen de las variables principales actuando con exceso de masa respecto a actuar con las condiciones de carga mínima. $T_{gli,in}=5^{\circ}C$.

5.5.- Influencia de la masa durante el comportamiento de la instalación con IHX.

5.5.1.- Procedimiento de carga de la instalación

El siguiente estudio analiza el comportamiento de la instalación tras incorporar un intercambiador interno. Tal y como se muestra en la figura 5.39, este intercambiador, está ubicado a la salida del gas-cooler, presentando una disposición contracorriente entre el fluido frío (refrigerante a la salida del evaporador) y el fluido caliente (el refrigerante a la salida del gas-cooler). Ya que se trata de un intercambiador comercial desarrollado para el R410A, por razones de seguridad mecánica el fluido a alta presión circulará por el conducto interior, mientras que el fluido frío a baja presión circulará por el exterior de este conducto. El intercambiador se encuentra aislado térmicamente, de forma que en el análisis puede desprejiciarse el intercambio con el ambiente externo.

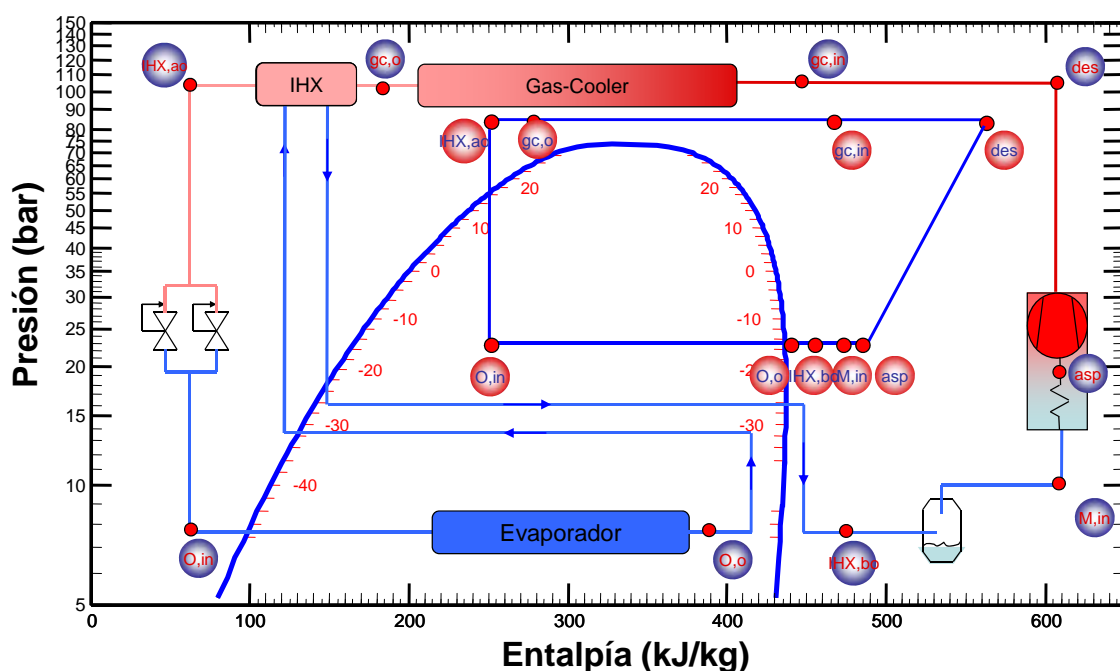


Figura 5.39.- Esquema de la instalación funcionando con expansión simple e intercambiador interno.

El accionamiento del intercambiador interno supone aumentar en $1.2666 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ el volumen de la región de alta presión y en $7.125 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ el volumen de la región de baja, lo que hará necesario introducir una masa adicional de refrigerante en la instalación al introducir un elemento con un determinado volumen geométrico. Para corroborar este efecto, se abrieron las válvulas que seccionaban el intercambiador interno, el cual estaba en vacío. Esto generó una acción de control de las válvulas de expansión en el sentido de trasvasar masa de la región de baja a la región de alta para así mantener la presión de gas-cooler. Como consecuencia, la presión de evaporación se redujo y el RU se elevó significativamente como se indica en la gráfica 5.40. Para devolver la instalación a las condiciones de partida se añadieron 356gr de CO_2 a la instalación en las condiciones de "carga máxima" y 282gr en las condiciones de "carga mínima". Esto viene a confirmar la explicación dada en el apartado anterior sobre la sensibilidad de este tipo de instalaciones a la cantidad de masa introducida.

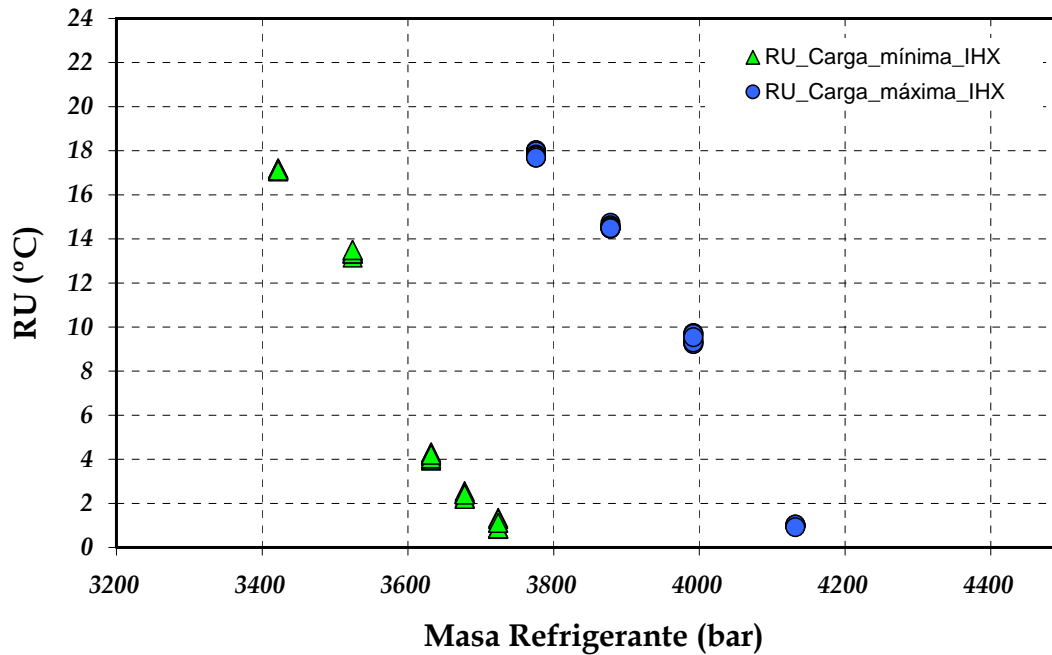


Figura 5.40.- Evolución del recalentamiento útil durante el proceso de carga de la instalación con IHX.

La masa añadida a la instalación provoca que la masa total con la que cuenta el equipo se establezca en 4132gr en condiciones de "carga máxima" y 3724gr en condiciones de "carga mínima".

Al mantener constante la presión en la región de disipación de energía, la apertura de las válvulas que seccionan el IHX origina que el volumen de la región de alta presión en dicho intercambiador se rellene con parte de la masa acumulada en la región de baja presión, provocando un descenso de la presión de evaporación en un primer instante, como se indica en la figura 5.41. Por tanto, al comenzar a añadir masa al equipo, ésta se acumula en la zona de baja presión, iniciando un paulatino incremento de la presión de evaporación que finaliza tras alcanzar la misma presión de evaporación que existía antes de conectar el IHX. Este incremento de presión va asociado con incrementos en el flujo másico trasegado por el compresor, lo que permite que se reduzca el recalentamiento útil a la salida del evaporador al disponer de mayor cantidad de masa para proporcionar la demanda térmica solicitada, como se indicó en la gráfica 5.40.

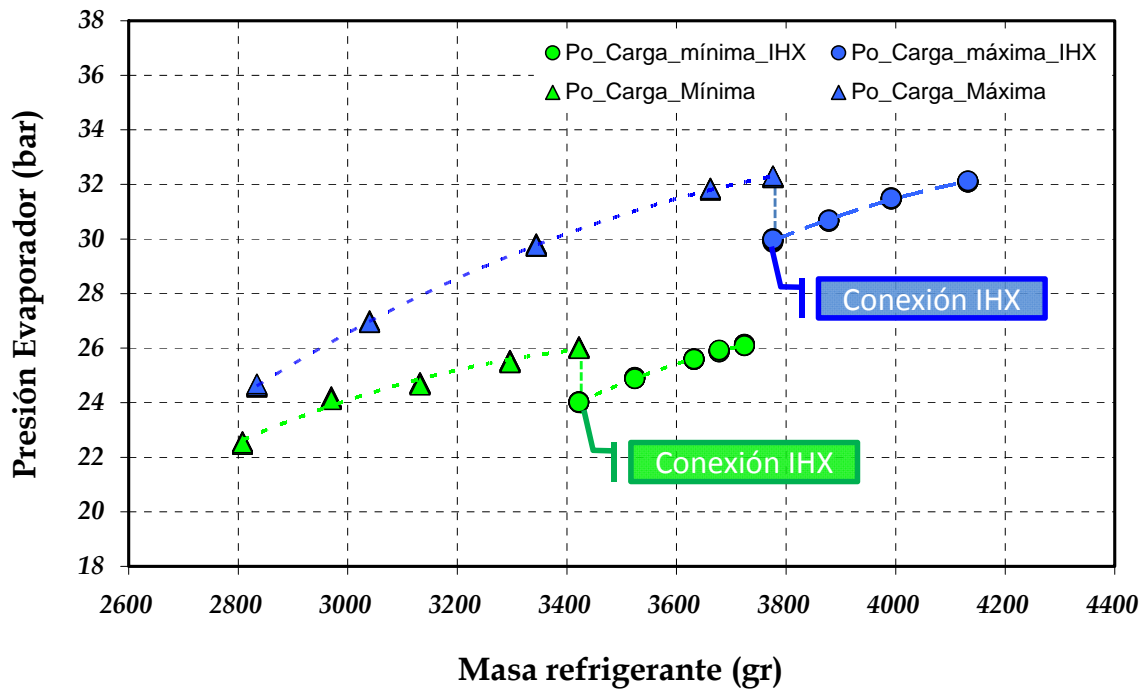


Figura 5.41.- Evolución de la presión de evaporación durante el proceso de carga de la instalación con IHX.

Como se ha comentado a lo largo de este apartado, la masa de la instalación representa un parámetro muy importante en este tipo de configuraciones, condicionando completamente, tanto la potencia frigorífica absorbida en el equipo como la eficiencia del mismo como se muestra en las figuras 5.42 y 5.43. En la figura 5.42 se observa que en condiciones de carga ideales, el IHX incrementa la capacidad frigorífica del equipo en los dos casos analizados.

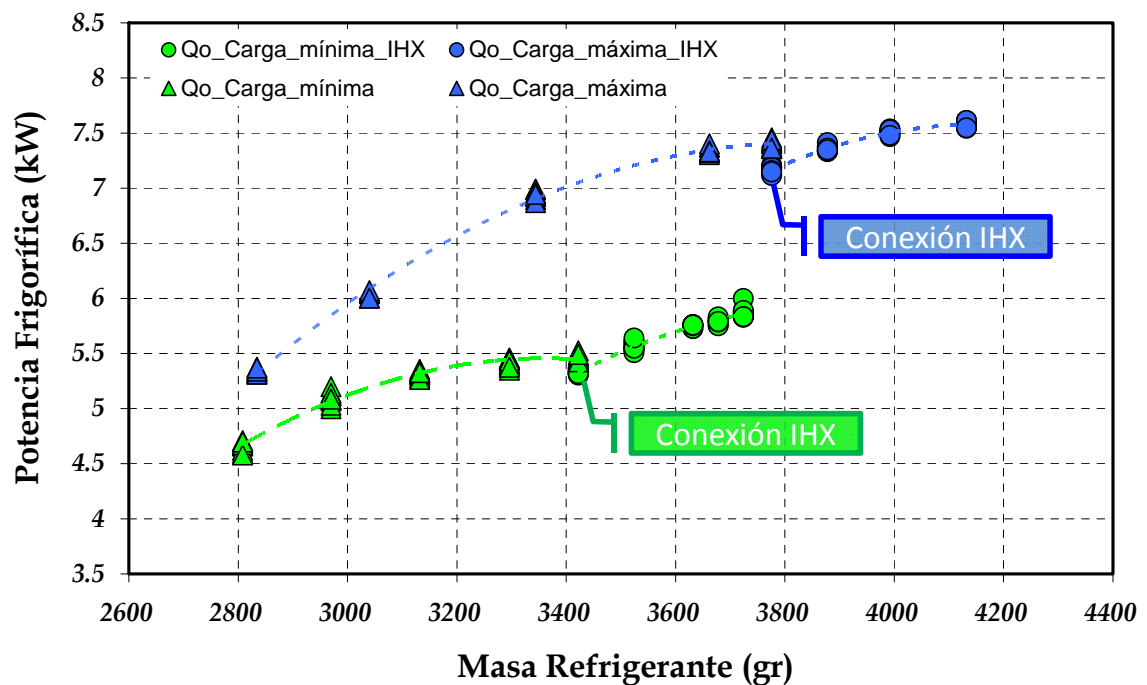


Figura 5.42.- Evolución de la potencia frigorífica durante el proceso de carga de la instalación con IHX.

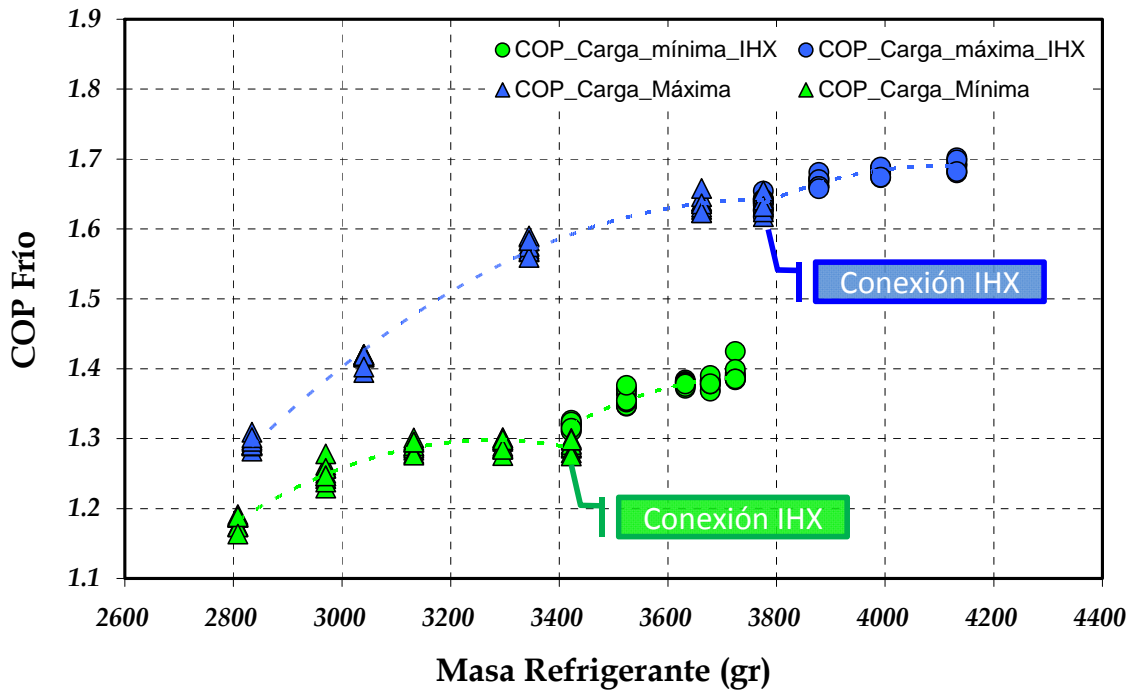


Figura 5.43.- Evolución del COP durante el proceso de carga de la instalación con IHX.

En el análisis efectuado en este apartado se vuelve a dejar de manifiesto la relevancia que adquiere el conocimiento de la masa en este tipo de configuraciones, subrayando además que la cantidad de masa necesaria es función de las condiciones de operación y del volumen de la instalación. En este estudio se ha mostrado la variación de masa, respecto a la masa ideal, que supone introducirle un intercambiador interno a una configuración cargada con una masa óptima, resaltando que cada configuración estudiada requiere una masa diferente para afrontar la misma demanda térmica. En la tabla 5.8 se exponen los incrementos que se obtienen en las principales variables del ciclo, tras incrementar la cantidad de masa en la instalación al añadir el intercambiador intermedio.

Condiciones de operación	Masa con RU=0 sin IHX	Masa con RU=0 con IHX	Incremento de masa	Incremento Qo (kW)	Incremento COP
Carga máxima	3776gr	4132gr	8.61%	5.31%	4.12%
Carga mínima	3422gr	3724gr	12.33%	9.81%	5.73%

Tabla 5.8.- Influencia de la carga en la instalación con IHX.

Los resultados de este análisis muestran que al modificar el volumen de la instalación la masa de refrigerante debe ser reajustada para no penalizar los parámetros energéticos de la misma.

5.5.2.- Análisis del comportamiento de la instalación con IHX en condiciones reales de funcionamiento.

Las masas añadidas en el apartado anterior permiten alcanzar un recalentamiento útil nulo a la salida del evaporador cuando el intercambiador interno esta accionado en el punto de funcionamiento de "carga máxima" y "carga mínima". En este apartado, se estudiará el efecto que produce el intercambiador intermedio sobre el comportamiento de la instalación al estar sometida a situaciones donde la demanda exterior obliga al equipo a operar con exceso de masa y otras donde el equipo se verá obligado a actuar con defecto de masa. En las figuras 5.44 y 5.45, se muestra la evolución del coeficiente de rendimiento energético con la variación de la presión en la región de disipación de energía, donde se destaca una tendencia similar en las condiciones de máxima y mínima carga que las proporcionadas por el mismo equipo sin tener accionado el intercambiador intermedio.

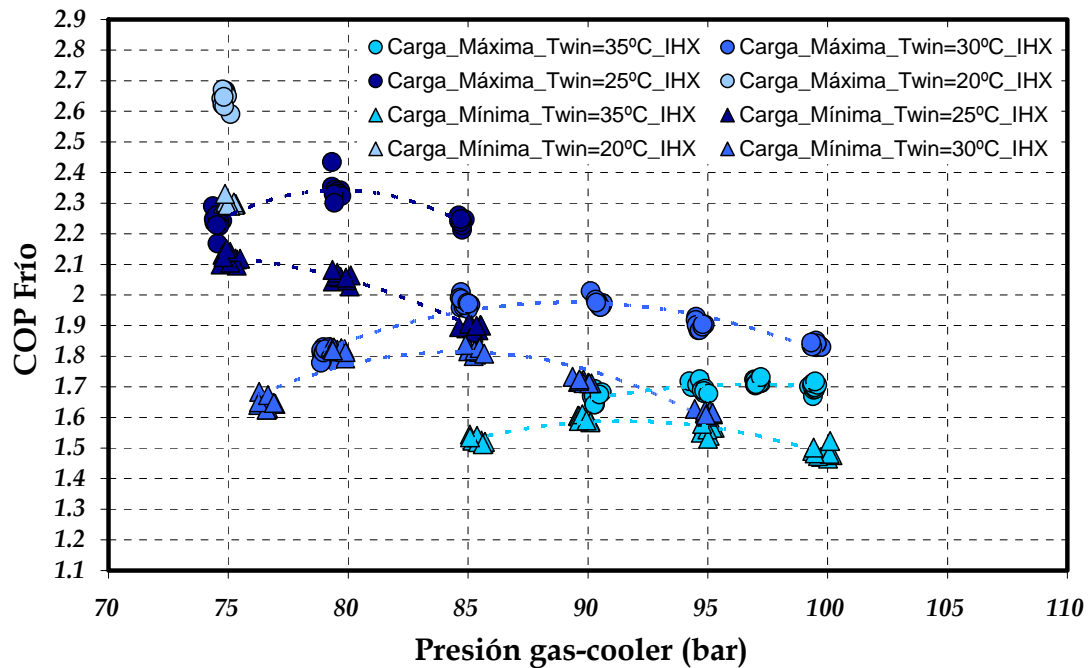


Figura 5.44.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gl,i,in}=15^{\circ}\text{C}$.

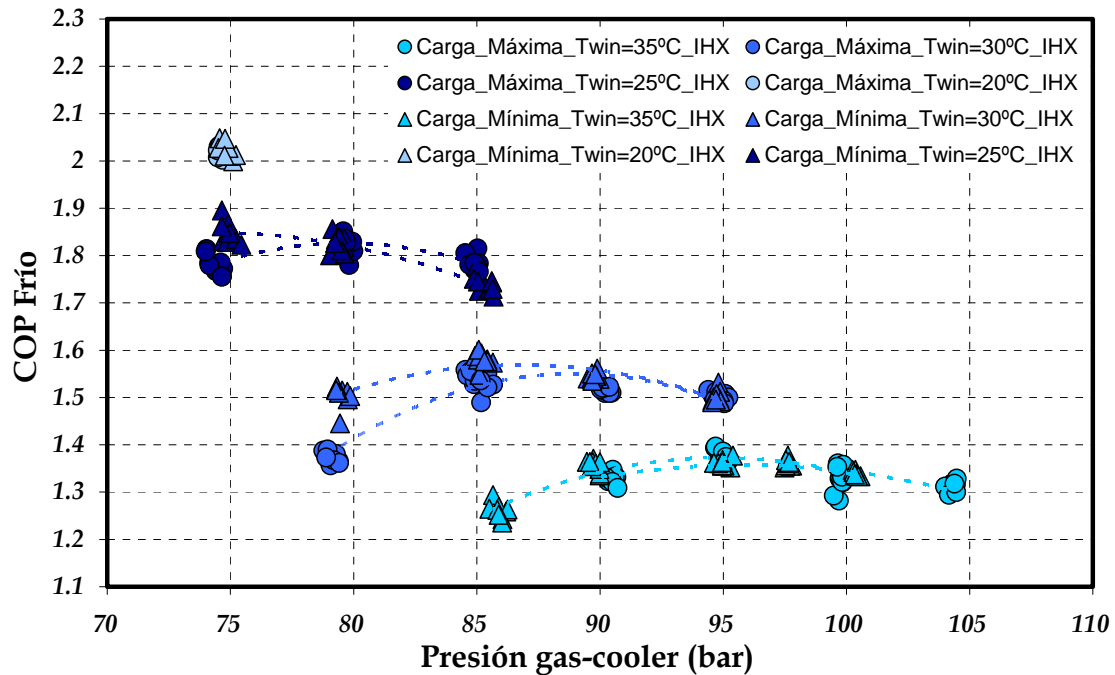


Figura 5.45.- Evolución del coeficiente de rendimiento energético. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

De este primer análisis se extraen conclusiones parejas a las comentadas en el apartado 5.4.2, donde la instalación no contaba con el efecto del intercambiador intermedio. En base a la figura 5.44, se destaca que realizar la carga de la instalación en el punto de funcionamiento de menor demanda térmica penaliza el rendimiento energético de la instalación cuando opera en el punto de máxima demanda térmica, ya que el déficit de masa modifica el comportamiento de las variables flotantes del ciclo. Sin embargo, el exceso de masa, como consecuencia de realizar la carga de la instalación en el punto de funcionamiento de mayor demanda térmica y pasar al punto de funcionamiento de menor demanda térmica, no penaliza el rendimiento energético del equipo como se observa en la figura 5.45, puesto que apenas existen diferencias en el rendimiento energético de la planta al comparar el funcionamiento con ambas masas. Este comportamiento es el mismo que se observó antes de insertar el IHX.

Además, como se indica en las figuras 5.46 y 5.47, la potencia frigorífica absorbida por la instalación sigue la misma tendencia que el comportamiento del rendimiento energético, por lo que, parece quedar claro en este primer análisis, que la masa con la que debe estar cargada la instalación es la necesaria para proporcionar recalentamiento útil nulo en las condiciones de demanda térmica más altas, es decir, condiciones de "carga máxima".

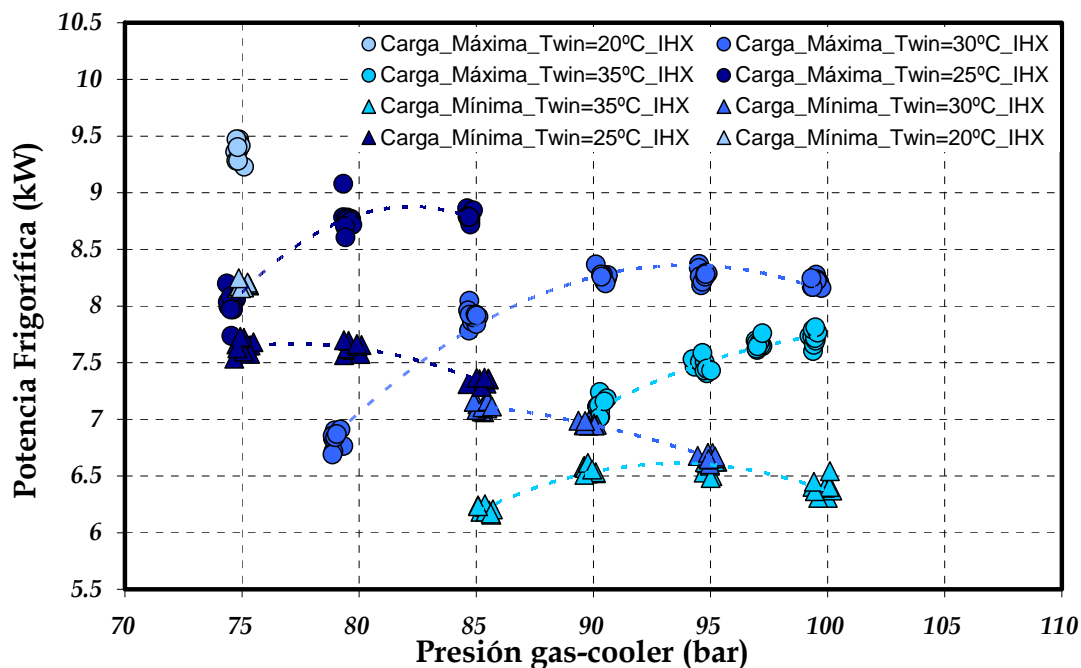


Figura 5.46.- Evolución la potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

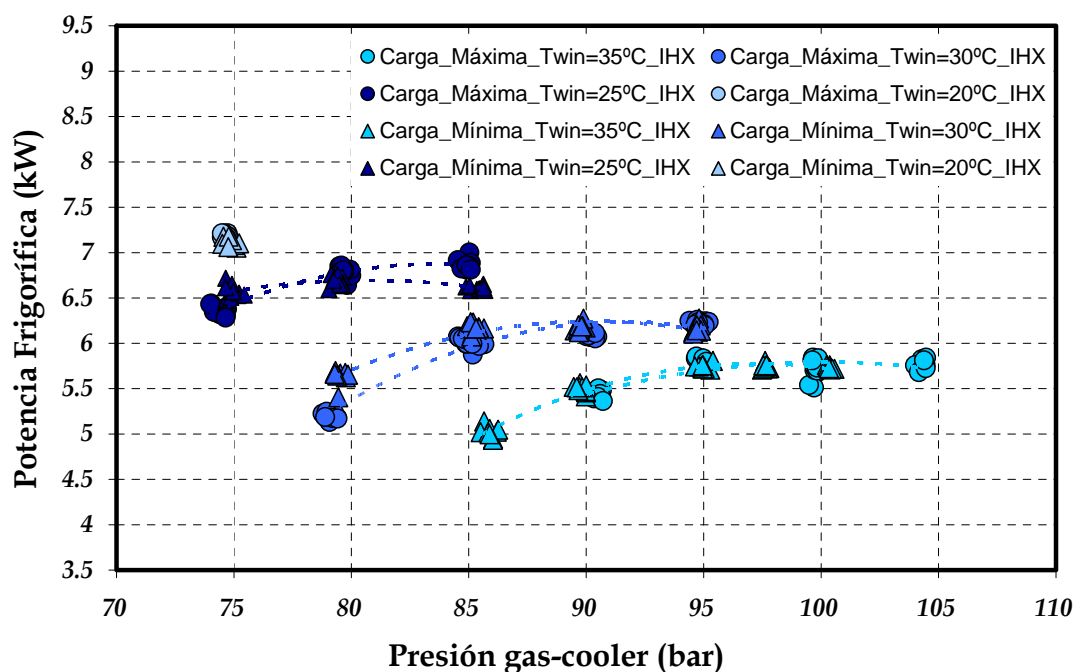


Figura 5.47.- Evolución de la potencia frigorífica. Condiciones de máxima y mínima carga. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

Por todo lo expuesto, cabe subrayar que para garantizar el óptimo funcionamiento del equipo con la configuración estudiada en este capítulo, se hace necesario un cálculo previo de la masa de refrigerante en función de las condiciones de operación de máxima demanda térmica, y del volumen del equipo, tal y como ha quedado demostrado en el apartado 5.5.1 con la inserción del IHX. Por otro lado, al comparar el modo de funcionamiento entre esta configuración con intercambiador interno y la misma sin IHX (estudiada en el apartado 5.4.2), se observan pequeñas diferencias que deben ser comentadas. El primer aspecto a destacar hace alusión a las pequeñas diferencias entre las presiones a las que se alcanza el

punto de funcionamiento con rendimiento energético óptimo entre las dos configuraciones, como se indica en las figuras 5.48 y 5.49.

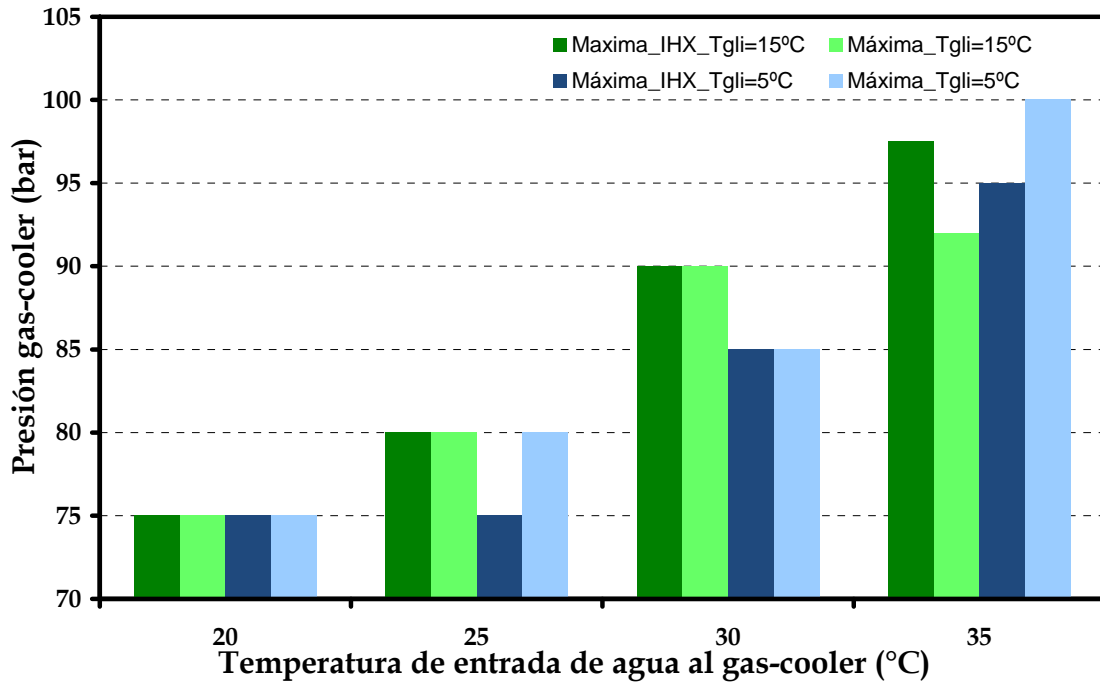


Figura 5.48.- Comparativa de presiones óptimas entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga máxima en $T_{gli,in} = 15^\circ\text{C}$.

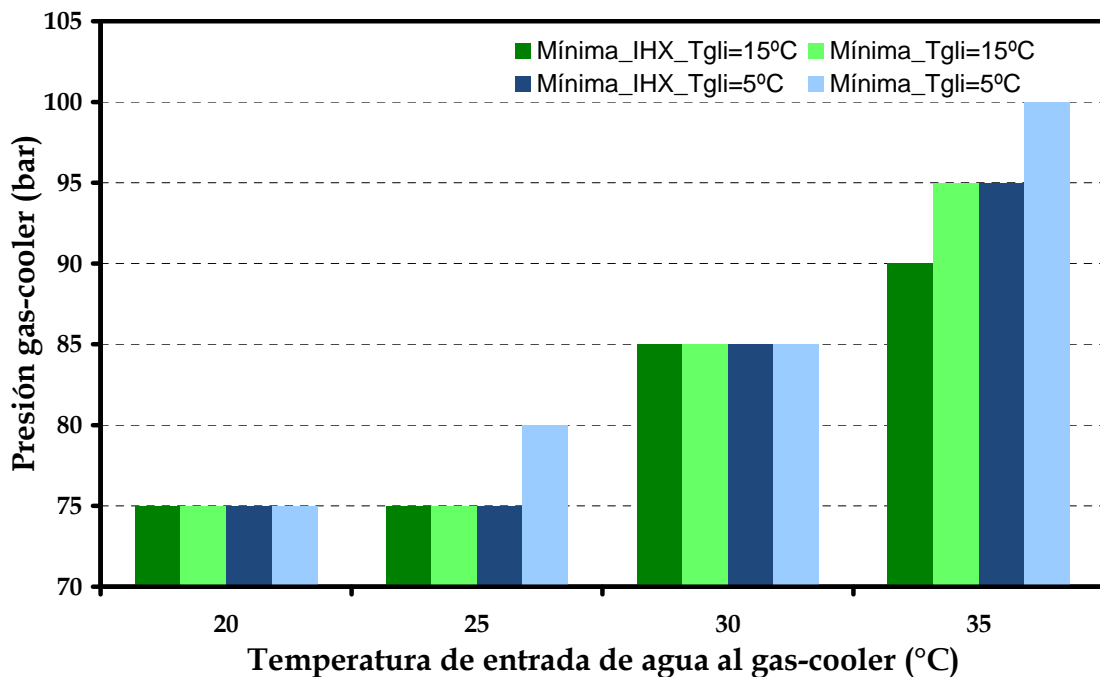


Figura 5.49.- Comparativa de presiones óptimas entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga mínima en $T_{gli,in} = 5^\circ\text{C}$.

Por tanto, cabe tener en cuenta que el valor de la presión óptima cambia en función de las condiciones de funcionamiento, de la configuración del ciclo y de la masa de refrigerante introducida.

En las gráficas de las figuras 5.50 y 5.51 se observa que la activación del IHX siempre mejora el rendimiento energético de la instalación para cualquier condición de operación y carga de refrigerante.

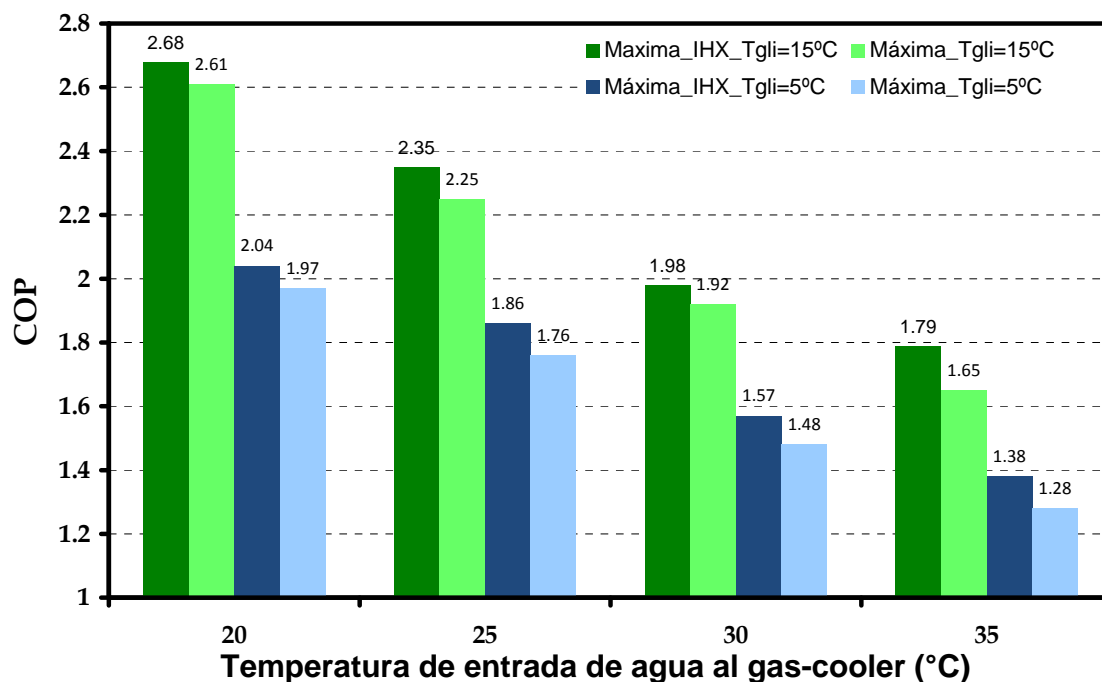


Figura 5.50.- Comparativa del COP entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga máxima.

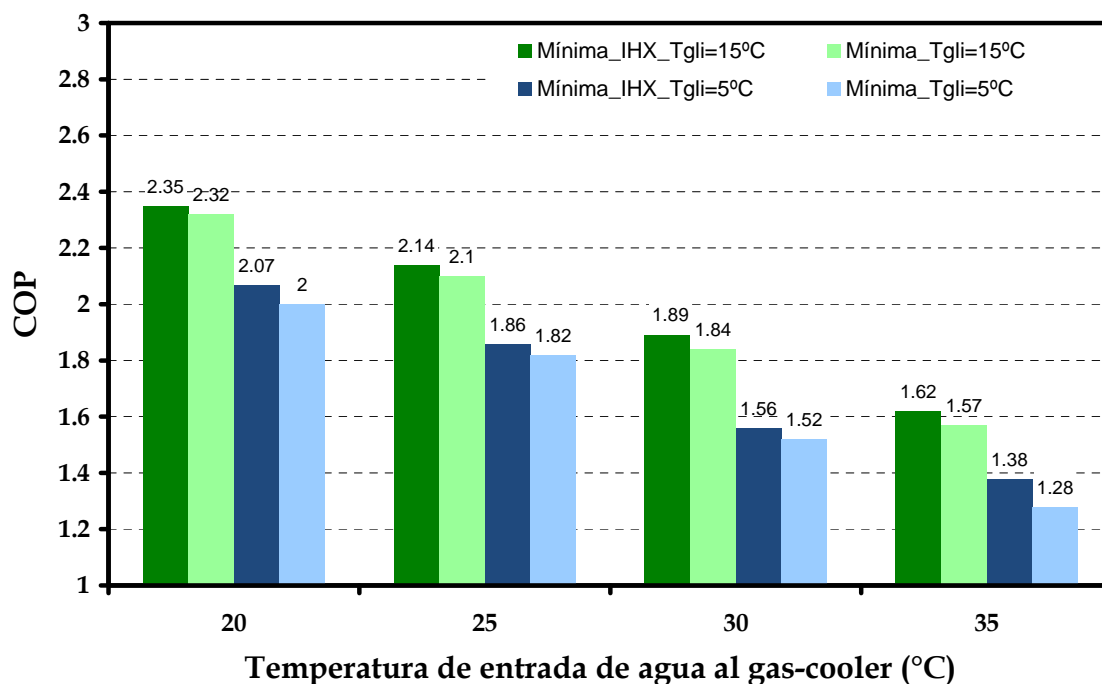


Figura 5.51.- Comparativa del COP entre el ciclo con IHX y sin IHX. Carga Mínima.

Como se ha mostrado en las figuras 5.51 y 5.52, el intercambiador intermedio es un elemento que mejora el rendimiento energético del equipo y por tanto, merece ser estudiado en profundidad.

Ante las mismas modificaciones de las condiciones de operación, la evolución de las variables flotantes (P_o , RU y $T_{gc,o}$) es independiente de la activación del IHX, es decir, no sigue ninguna ley de variación, tal y como puede observarse en las gráficas de las figuras 5.52,

5.53 y 5.54. En estas gráficas se ha comparado el valor donde se estabilizan estas variables tras alcanzar el máximo rendimiento energético en cada una de las condiciones de funcionamiento y para las dos configuraciones estudiadas en este apartado.

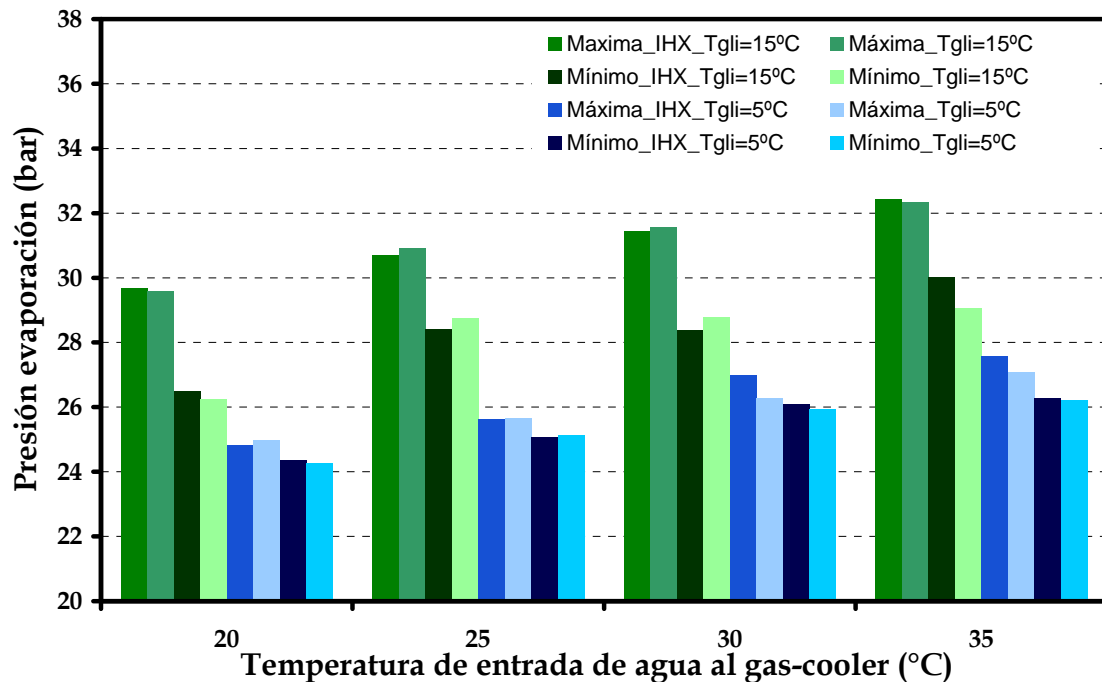


Figura 5.52.- Comparativa de la presión de evaporación entre el ciclo con IHX y sin IHX.

En la figura 5.53 se aprecia el efecto que produce sobre el proceso de evaporación el déficit de masa en el refrigerante, ya que éste repercute directamente sobre el recalentamiento útil del refrigerante en el evaporador. Por este motivo, los mayores recalentamientos útiles se producen cuando la instalación opera con la mínima masa y en las condiciones de demanda superiores. En este punto, es importante destacar que el déficit de masa se origina como consecuencia de cargar el equipo en las condiciones de "carga mínima", por lo que las variaciones en las condiciones de operación harán pasar de un punto de menor demanda térmica a un punto de mayor demanda térmica, generando dicho paso una carencia en la masa que solicita el equipo para hacer frente a la nueva demanda térmica. Tal y como ocurría con la presión de evaporación, el recalentamiento útil entre las dos configuraciones muestra valores muy similares.

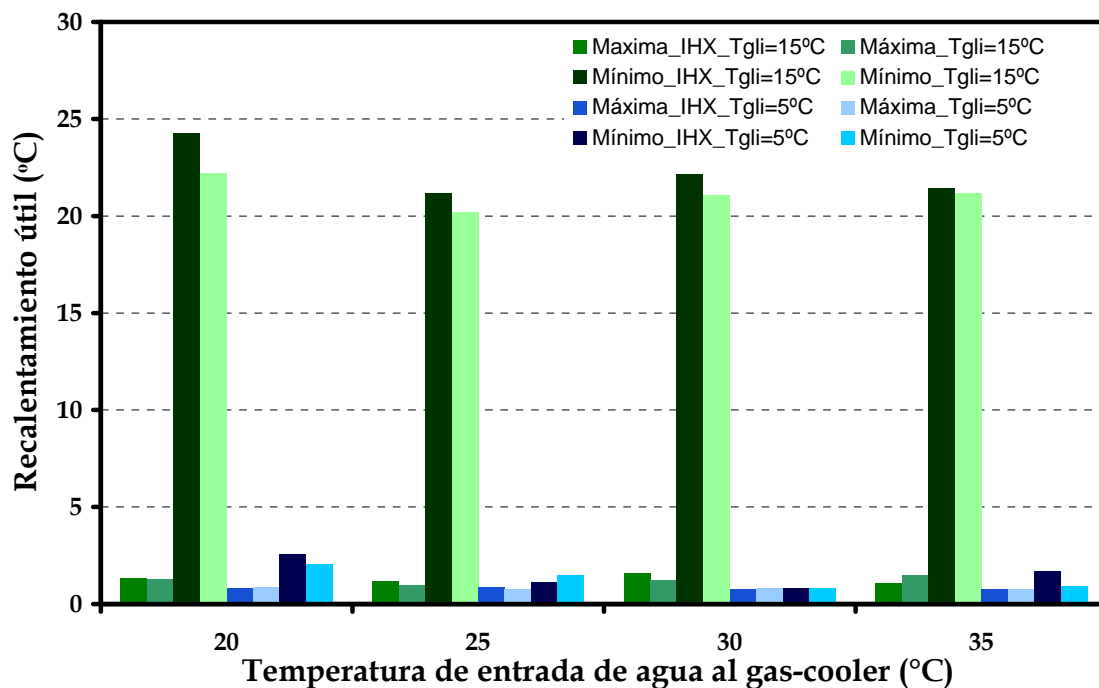


Figura 5.53.- Comparativa de recalentamiento útil entre el ciclo con IHX y sin IHX.

La temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler es la última de las variables flotantes de este ciclo, y muestra un comportamiento similar al seguido por el recalentamiento útil y la presión de evaporación al comparar el valor alcanzado entre las dos configuraciones. Esta variable también se muestra independiente del accionamiento del intercambiador interno como se indica en la figura 5.54, al mostrar valores similares entre las dos configuraciones en las mismas condiciones de demanda exterior.

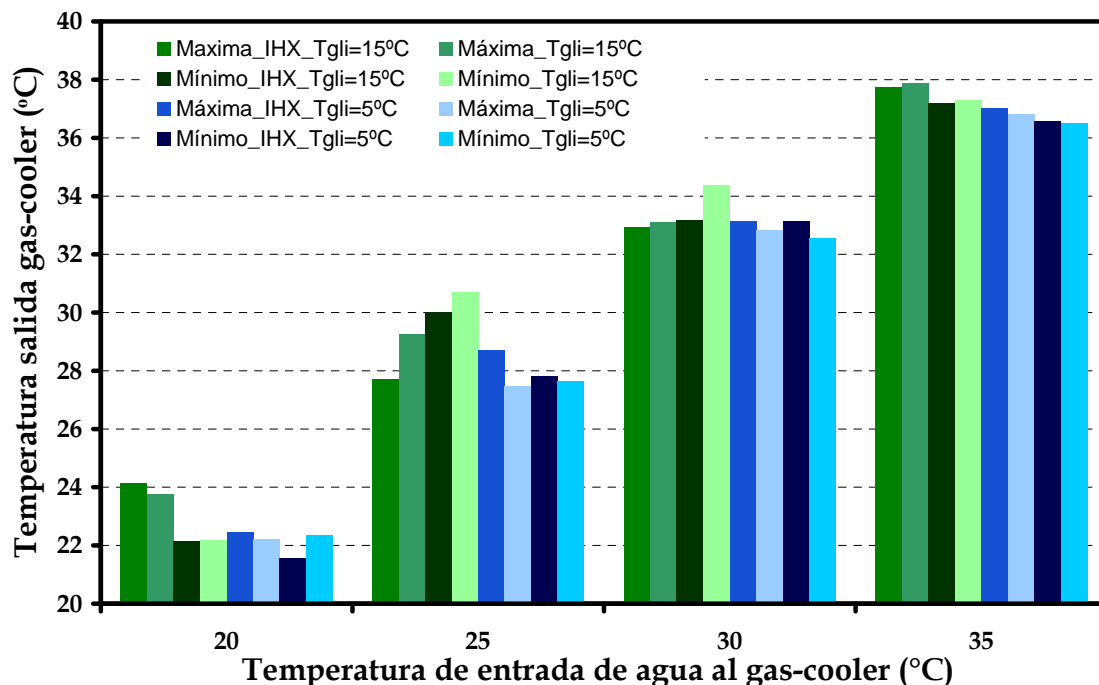


Figura 5.54.- Comparativa de la temperatura de salida de gas-cooler entre el ciclo con IHX y sin IHX.

Uno de los efectos que provoca la inserción del intercambiador intermedio es el subenfriamiento del refrigerante en la zona de alta presión, es decir, disminuye el valor de la entalpía a la entrada de la válvula de expansión como se muestra en la figura 5.55, al mismo

tiempo que aumenta la temperatura de entrada al motor del compresor como se indica en la figura 5.56.

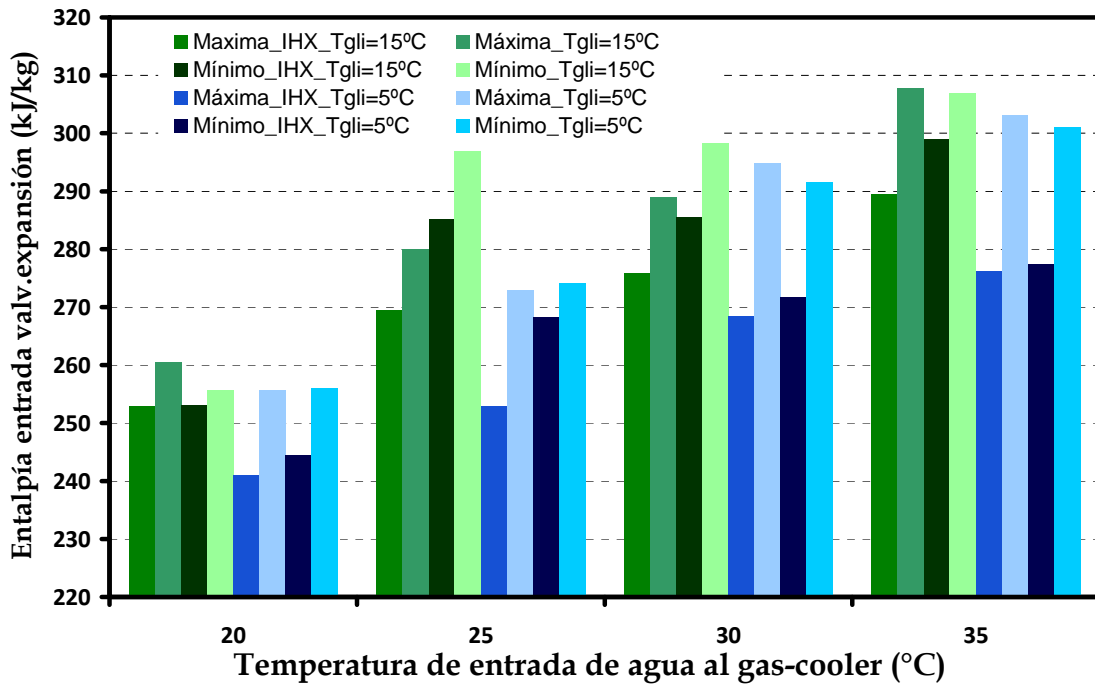


Figura 5.55.- Comparativa de entalpía de entrada en la válvula de expansión entre el ciclo con IHX y sin IHX.

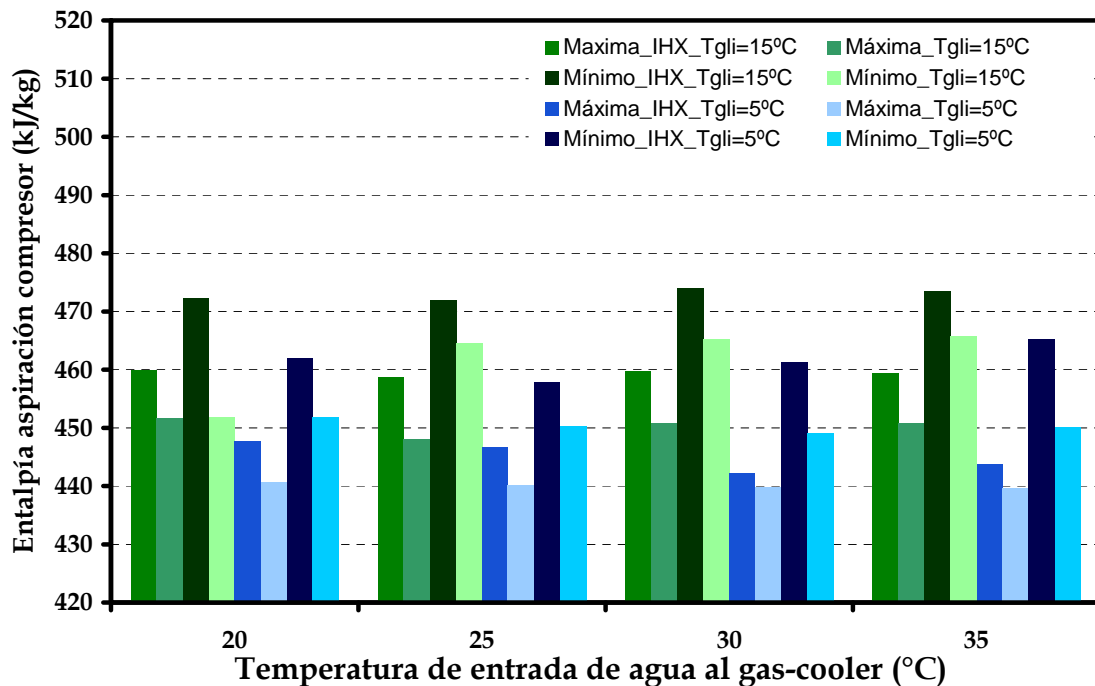


Figura 5.56.- Comparativa de entalpía de salida en la región de disipación de energía entre el ciclo con IHX y sin IHX.

Sin embargo, el recalentamiento que sufre el refrigerante tras pasar por el devanado eléctrico del motor apenas varía, encontrando la máxima diferencia en 2°C entre operar con o sin IHX (figura 5.57).

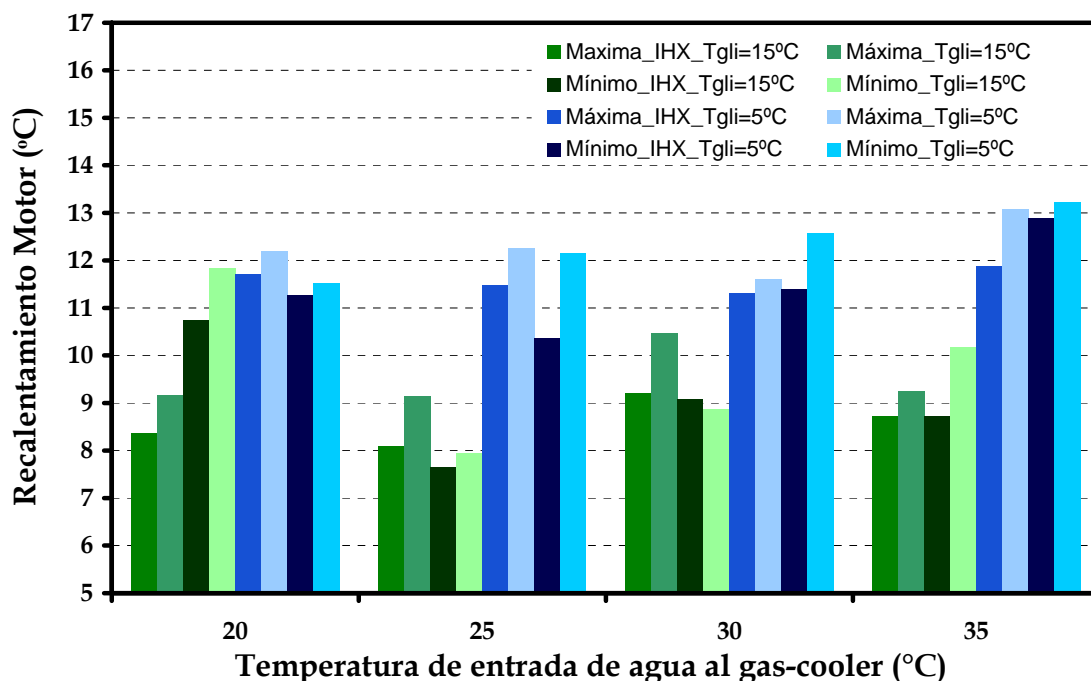


Figura 5.57.- Comparativa del recalentamiento del refrigerante en el motor eléctrico del compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.

Como consecuencia del aumento en la entalpía de entrada al devanado eléctrico del compresor y dado que el recalentamiento sufrido en el mismo es poco significativo, la configuración con IHX presenta mayores temperaturas de descarga tras mantener las mismas condiciones de operación. En la figura 5.58 se muestra la temperatura de descarga medida en cada una de las condiciones ensayadas. La configuración que cuenta con el intercambiador intermedio descarga a temperaturas más elevadas, aunque en ningún caso excede de los 140°C, que es el valor máximo recomendado por el fabricante para preservar las propiedades lubricantes del aceite.

La temperatura de descarga en el compresor puede limitar el comportamiento de la instalación al afectar a las propiedades de lubricación del aceite empleado. A partir de 140°C, el aceite empleado para reducir la fricción en las partes móviles del compresor comienza a perder propiedades lubricantes.

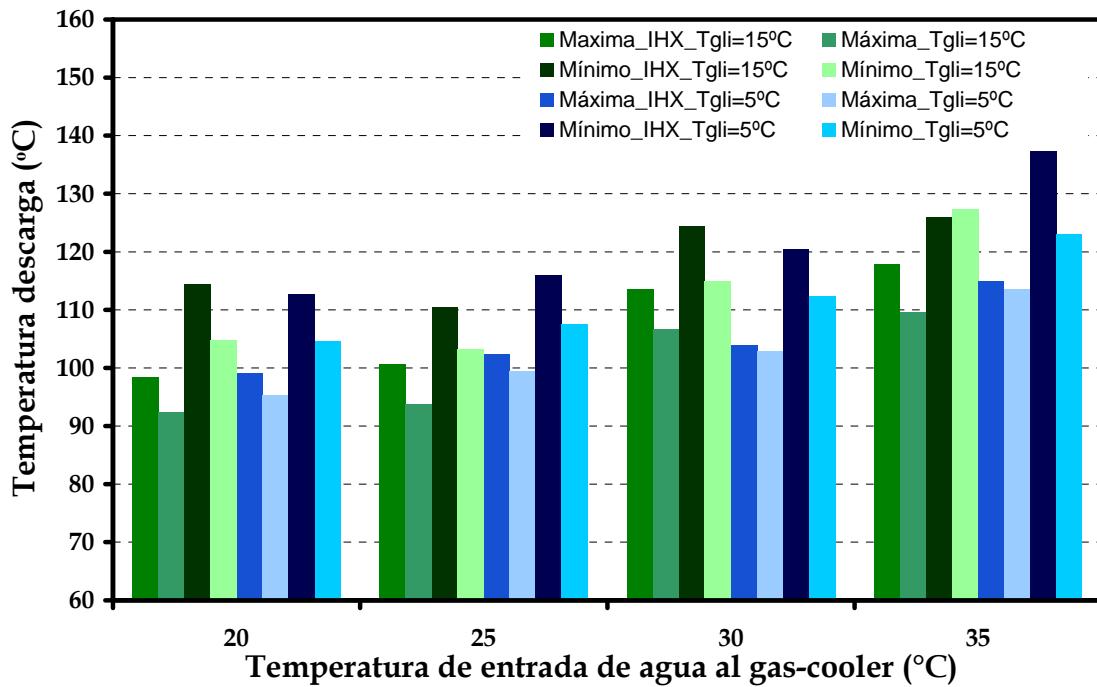


Figura 5.58.- Comparativa de la temperatura de descarga del refrigerante en el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.

En ambas configuraciones, el caudal másico de refrigerante presenta una evolución idéntica a la presión de evaporación, basándose las diferencias en la variación del volumen específico de aspiración introducida por el recalentamiento generado por el IHX. En la figura 5.59 se indican los flujos másicos medidos directamente por el caudalímetro que son trasegados por el compresor en ambas configuraciones. El caudal másico de refrigerante que circula por la instalación es ligeramente menor cuando se activa el IHX, debido fundamentalmente al incremento en el volumen específico de aspiración.

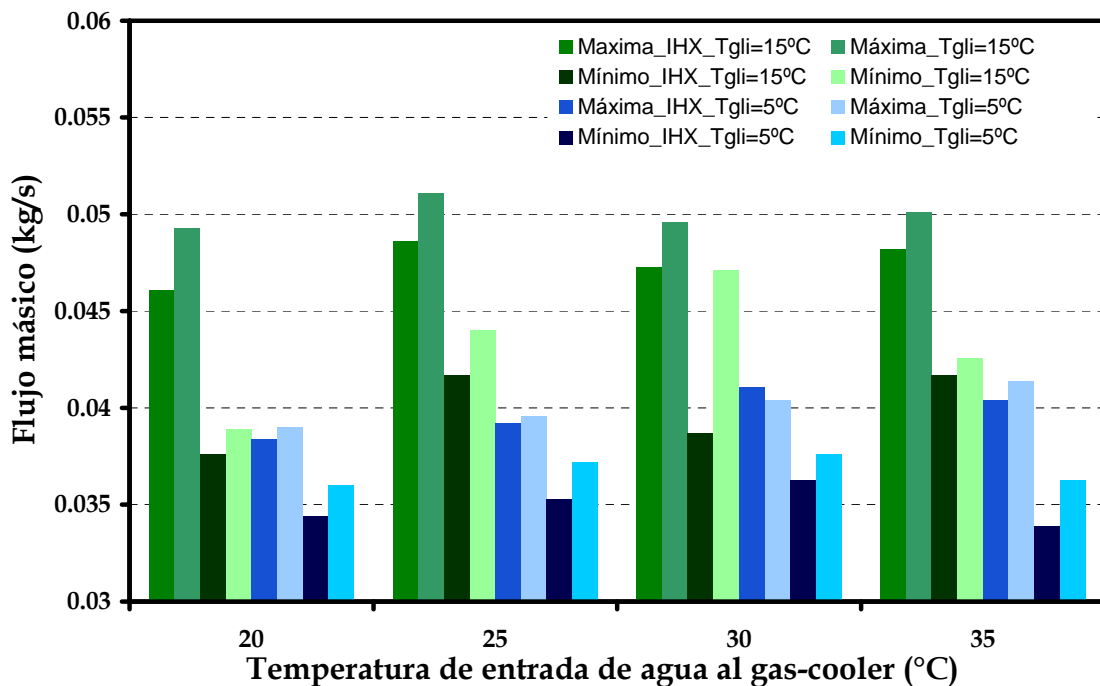


Figura 5.59.- Comparativa del caudal másico trasegado por el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.

Las variaciones en el ratio de caudales máscicos está ligada a las variaciones en el ratio de volúmenes específicos de aspiración, y por tanto, la potencia eléctrica consumida por el compresor para trasegar el caudal máscico con la tasa de compresión solicitada es muy similar en todos los casos, como se observa en la figura 5.60. Esto es debido a que el incremento entálpico en aspiración que genera el IHX produce dos efectos contrapuestos que se compensan prácticamente [50], por un lado la disminución de caudal máscico y por otro lado el incremento del trabajo específico de compresión (w_c).

$$P_c = \dot{m}_{ref} \cdot (\Delta h_{motor} + w_c) \quad \text{ec. 5.5}$$

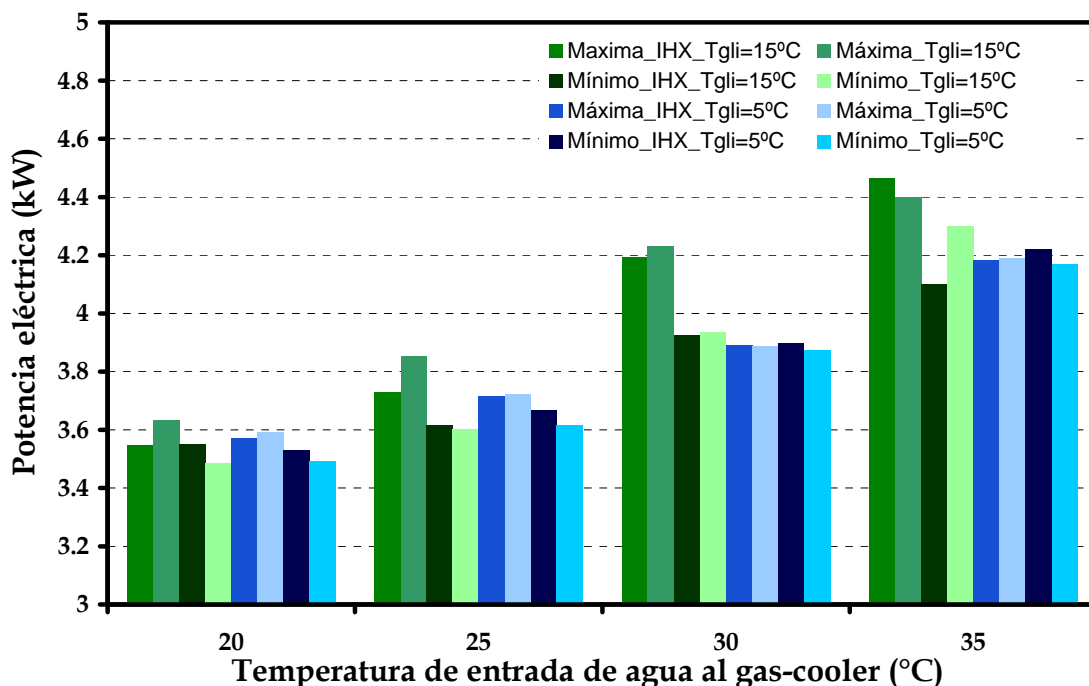


Figura 5.60.- Comparativa de la potencia eléctrica consumida por el compresor entre el ciclo con IHX y sin IHX.

Respecto a la potencia frigorífica, ésta es el producto de la producción frigorífica específica y del caudal máscico de refrigerante (ec. 5.6). Con la activación del IHX el primer término se incrementa mientras que se reduce el segundo término. En la mayor parte de los casos, el incremento de la producción frigorífica específica es superior a la reducción del caudal máscico, resultando en una mayor potencia frigorífica absorbida por el refrigerante en el evaporador como se indica en la figura 5.61.

$$Q_o = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{O,o} - h_{O,in}) \quad \text{ec. 5.6}$$

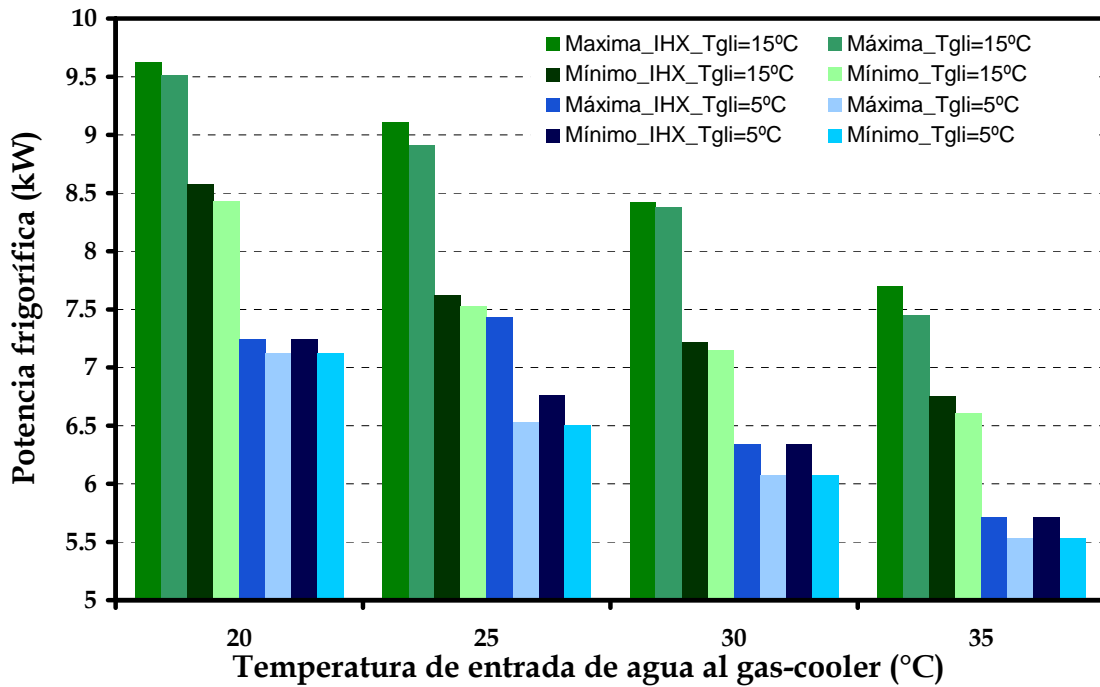


Figura 5.61.- Comparativa de la potencia frigorífica absorbida por el evaporador entre el ciclo con IHX y sin IHX.

El incremento de potencia frigorífica es inferior al 10% en todas las situaciones. Adentrándonos en el proceso de intercambio térmico dentro del IHX, en la figura 5.62, se expone un análisis donde se estudian los saltos térmicos producidos en el intercambiador intermedio. En él, se representan los cocientes entre los saltos térmicos producidos en la región de alta presión y el salto que se genera en el fluido que circula a baja presión respecto a la potencia frigorífica generada en cada una de las condiciones ensayadas. Dado que todos los valores son inferiores a la unidad, puede decirse que el fluido de baja presión es el de menor capacidad térmica en todos los casos.

En la gráfica 5.62 no se ha representado los ensayos correspondientes a la temperatura de cinco grados de entrada de glicol cargada en condiciones de máxima carga porque el exceso de masa con el que cuenta la instalación provoca que el refrigerante a la salida del evaporador se encuentre en condiciones bifásicas, por lo que parte de la superficie del IHX se destina a continuar evaporando al refrigerante. Este comportamiento es el mismo que se observa en los IHX de las instalaciones convencionales.

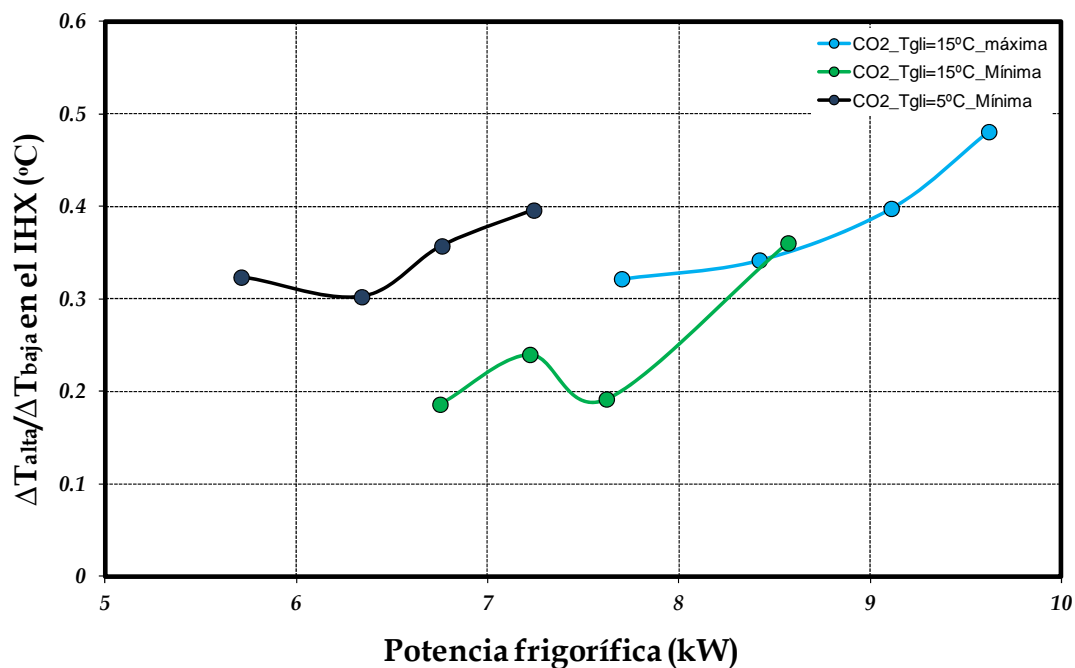


Figura 5.62.- Cocientes entre los saltos térmicos en el IHX.

En la figura 5.62, se observa además que el subenfriamiento generado en el refrigerante es siempre inferior a la mitad del recalentamiento. En los fluidos de tipo HFC el ratio es siempre superior a 0,5 tal y como se observa en la gráfica de la figura 5.63 extraída de los datos presentados en la tesis de Ramón Cabello [51].

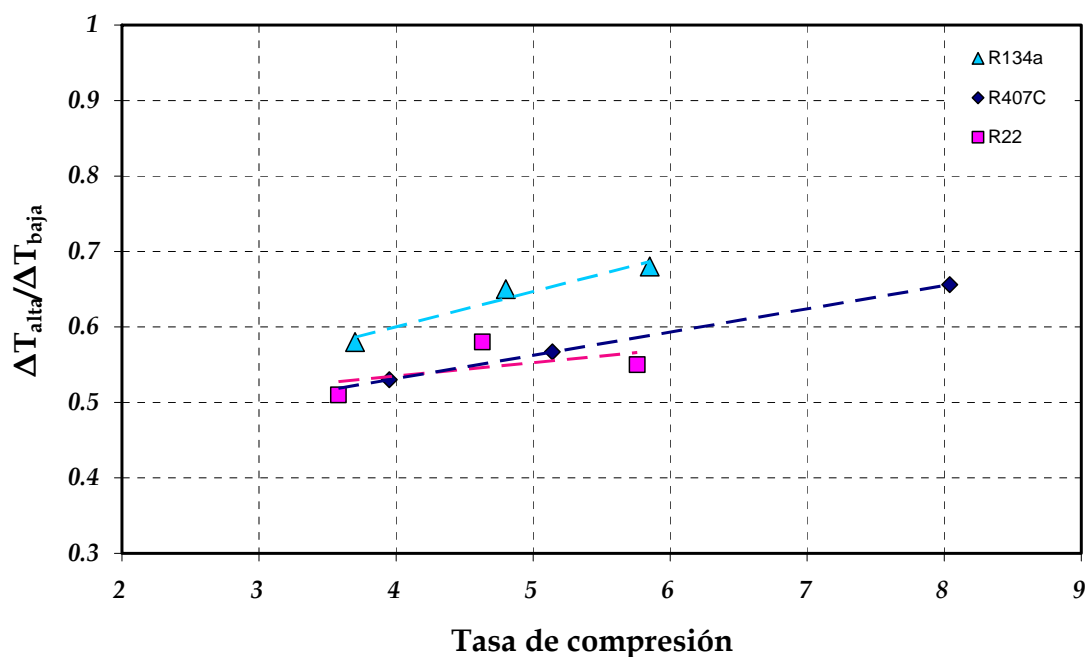


Figura 5.63.- Cocientes entre los saltos térmicos en el IHX.

Esta discrepancia de comportamiento entre el CO₂ y los HFC estriba fundamentalmente en la evolución del calor específico del CO₂ en la zona pseudocrítica (ver figura 5.64) [50]. La región estudiada es la zona que habitualmente se producirá el intercambio en el IHX para temperaturas externas correspondientes a climas cálidos.

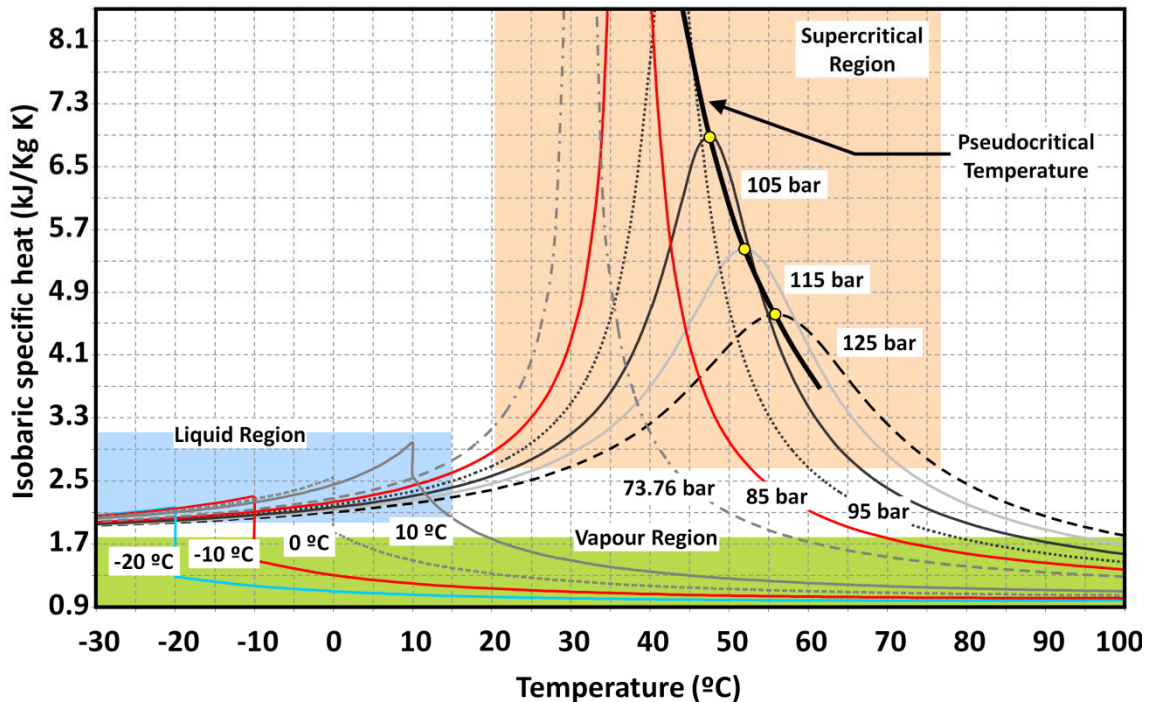


Figura 5.64.- evolución del calor específico.

Por otro lado, cabe tener en cuenta, que el intercambiador de calor interno (IHX) se utiliza generalmente como un elemento para garantizar el correcto funcionamiento de las plantas de refrigeración convencionales, teniendo como principal objetivo evitar líquido a la entrada del compresor y asegurar la presencia de líquido en la válvula de expansión del evaporador [52]. Sin embargo, cuando se trata de plantas de refrigeración de CO₂, cuyo proceso de disipación de energía se produce en régimen transcrito, su uso también se considera como una forma de mejorar la eficiencia energética del ciclo, tal y como se ha demostrado a lo largo de este apartado. El uso del IHX como sistema de seguridad en instalaciones convencionales dista de la función que desempeña en instalaciones con CO₂, al ser considerado en este tipo de instalaciones como un elemento que incrementa el rendimiento energético de la planta. Esta diferencia conceptual se justifica a partir de las propiedades que presenta este refrigerante natural respecto a los refrigerantes convencionales. En este aspecto, la presión de evaporación del CO₂ es mucho mayor que la de otros refrigerantes HFC, al igual que la densidad y la capacidad volumétrica, resultando que para un cambio de presión dado el cambio de temperaturas es bastante más pequeño que el sucedido con los HFC. Esto provoca que la temperatura de aspiración no sea tan alta, lo que favorece el comportamiento del compresor y por lo tanto, mejora el rendimiento energético. Algunos autores anuncian variaciones de temperatura con las caídas de presión entre 4-10 veces mayores en los sistemas que emplean HFC [5]. Además de la caída de presión, los efectos que produce el intercambiador intermedio sobre el rendimiento del sistema dependerán del equilibrio entre éste parámetro y la eficacia en la transferencia de calor del IHX [52]. La eficacia térmica es un parámetro ampliamente utilizado para caracterizar el rendimiento de un intercambiador de calor. Este parámetro corresponde a la relación entre la tasa de transferencia de calor efectiva y la tasa máxima de transferencia de calor termodinámicamente posible por la segunda ley de la termodinámica [53], cuya expresión se muestra en la ecuación ec. 5.7.

$$e = \frac{Q_{IHX}}{Q_{max}} = \frac{h(p_o, T_{IHX,bo}) - h(p_o, T_{O,in})}{h(p_o, T_{gc,o}) - h(p_o, T_{O,in})} \quad \text{ec. 5.7}$$

En la gráfica 5.65 se representan los valores de eficiencia térmica obtenidos en el intercambiador intermedio. En primer lugar, se destaca que las eficiencias del IHX se encuentren en valores elevados, entre 45-62%, en comparación con los valores que se podrían obtener en instalaciones convencionales, que estarían entorno al 20-30%. Este resultado esta justificado porque con una misma caída de presión para ambos tipos de refrigerantes, el R744 provoca menores incrementos de temperaturas, por lo que la superficie del IHX no puede ser muy alta para no perjudicar el funcionamiento del compresor como se ha explicado anteriormente en los estudios de Kim y Pettersen [5]. Por otro lado, en segundo lugar, la máxima eficiencia en el IHX no sigue un patrón determinado, puesto que en cada punto de funcionamiento la eficiencia máxima no corresponde a unas mismas condiciones de carga. La conclusión que se extrae es que la eficiencia del intercambiador intermedio no se puede correlacionar con la masa de la instalación.

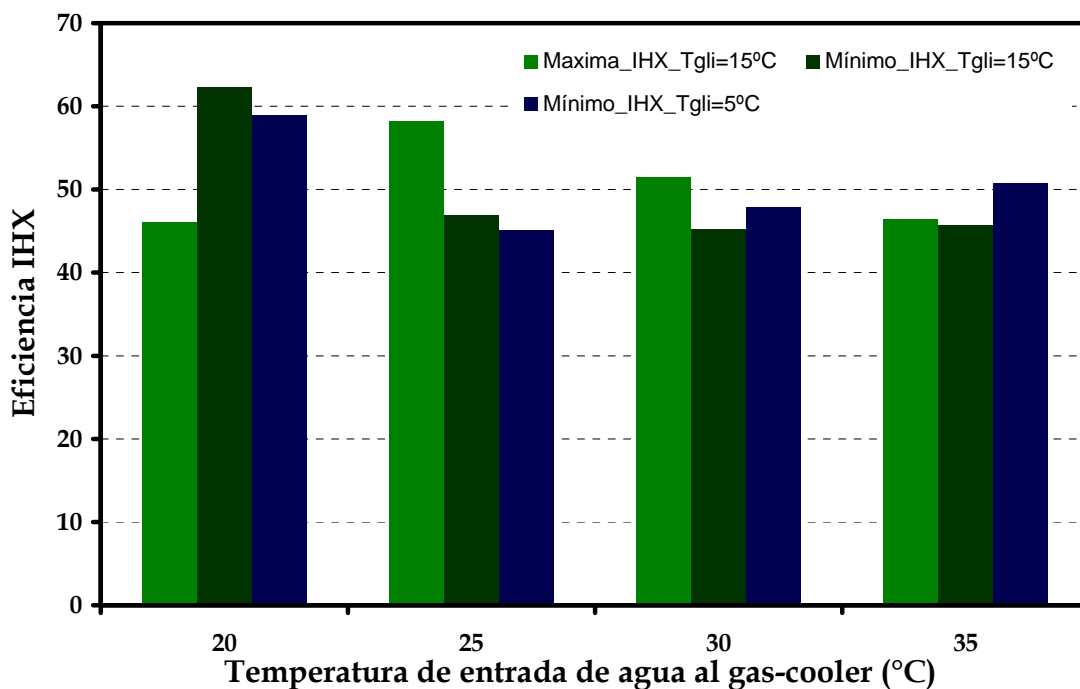


Figura 5.65.- Comparativa de la eficiencia en el intercambiador intermedio.

Como se ha visto en este apartado, con un IHX dimensionado para alcanzar eficiencias en el intercambio térmico comprendidas entre un 45-62% se consigue mejorar el rendimiento energético del equipo. La eficacia durante el intercambio térmico se encuentra muy vinculada a la longitud del IHX, de forma que, mayores superficies de intercambio térmico incrementan la eficacia energética. Sin embargo, algunos estudios han demostrado que el incremento de la eficacia energética no beneficia siempre al comportamiento energético de la planta, ya que existe una longitud de IHX determinada donde se optimiza el rendimiento energético del equipo [54].

Si aproximamos el comportamiento del CO₂ durante el proceso de intercambio en el IHX al de un gas ideal, la ecuación ec. 5.6, se transforma en la expresión ec. 5.8, lo que permite de forma cualitativa justificar el comportamiento de la eficiencia en base de nuevo al comportamiento del calor específico del CO₂ en la zona de alta presión como se presentó en la figura 5.64.

$$e = \frac{Q_{IHX}}{Q_{max}} \approx \frac{\overline{c_p}_a}{\overline{c_p}_b} \cdot \frac{T_{gc,o} - T_{IHX,ao}}{T_{gc,o} - T_{O,o}} \quad \text{ec. 5.8}$$

Las fluctuaciones de la efectividad térmica en el IHX están relacionadas con el valor medio de la capacidad calorífica isobárica ($\overline{c_p}$) del dióxido de carbono en la región transcítica. En la figura 5.64 está representada esta propiedad para un rango de presiones correspondientes a las zonas de alta y baja presión. En ella, se puede observar la variación de propiedades que sufre este refrigerante cuando se acerca al punto de máxima capacidad calorífica isobárica y cuando se aleja. Cabe destacar que la temperatura a la cual la capacidad calorífica es máxima se define como temperatura pseudocrítica, cuyo valor puede ser obtenido a partir del trabajo realizado por Liao and Zhao, 2002 [55]. De acuerdo con las temperaturas de entrada de agua al gas-cooler analizadas en los ensayos experimentales, el intercambio de calor del fluido que circula por la parte de alta presión en el IHX atraviesa en todos los casos la región pseudocrítica, por lo tanto, las variaciones en la eficacia térmica del IHX están fuertemente limitadas a las variaciones de capacidad isobáricas de calor, tal y como han apuntado otros investigadores [50, 56, 57].

Por último, en las gráficas de las figuras 5.66 y 5.67, se expone la variación porcentual entre los niveles alcanzados en el ciclo con IHX y sin intercambiador intermedio del COP, Q_o y P_c en las condiciones de máxima carga y mínima carga respectivamente.

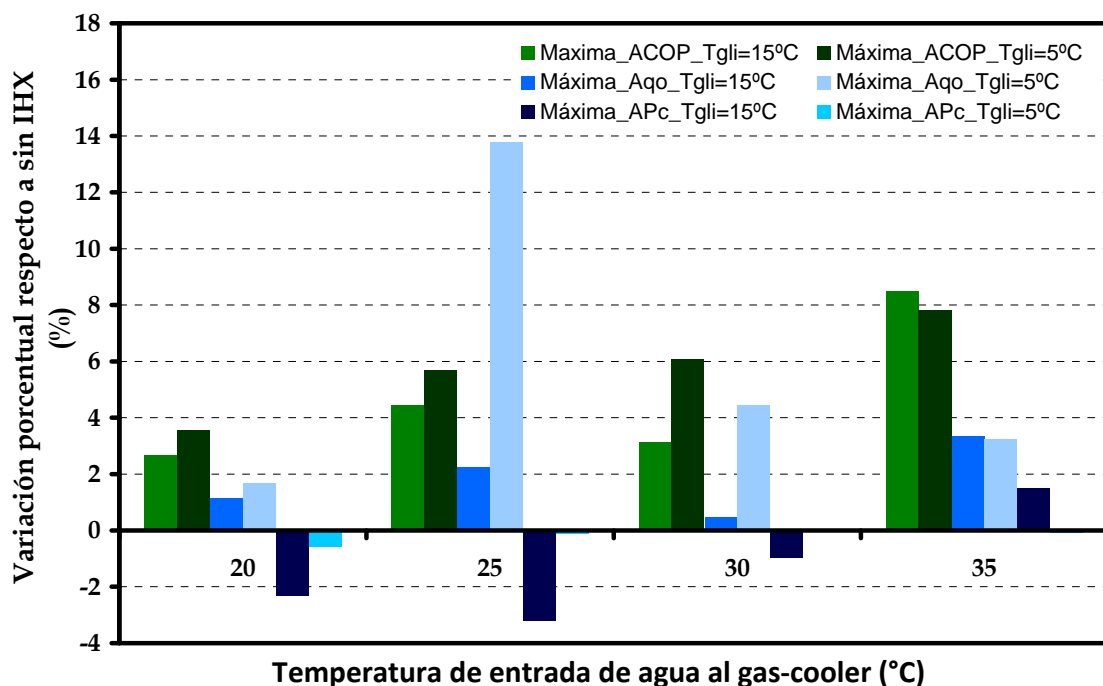
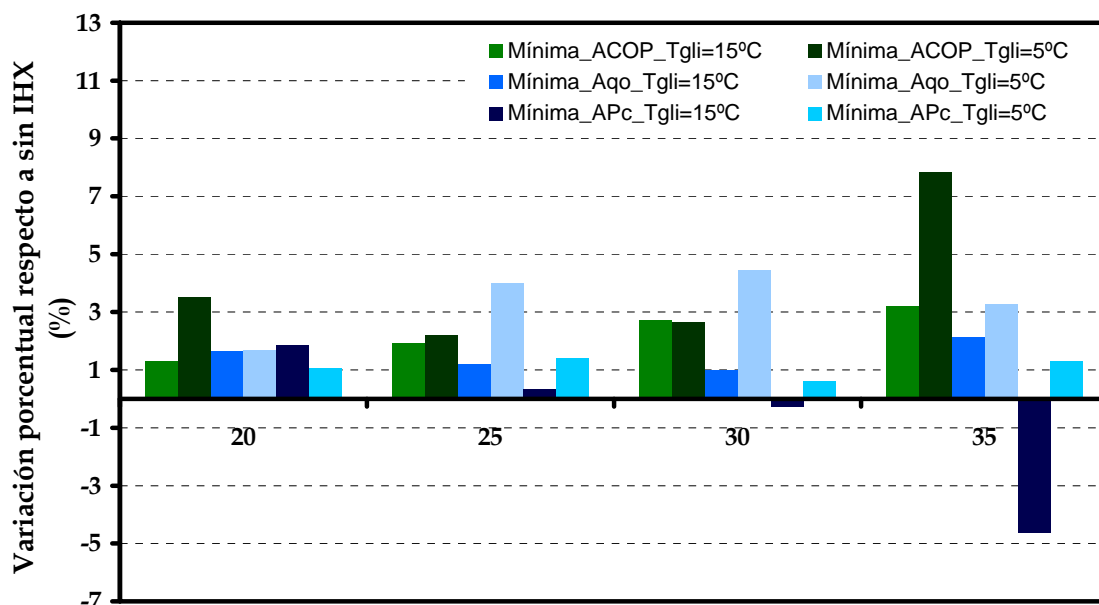


Figura 5.66.- Comparativa de las principales variables del ciclo entre el funcionamiento con IHX y sin IHX. Condiciones de máxima carga.



Temperatura de entrada de agua al gas-cooler (°C)

Figura 5.67.- Comparativa de las principales variables del ciclo entre el funcionamiento con IHX y sin IHX. Condiciones de mínima carga.

En ambas gráficas se observa cómo el uso del intercambiador intermedio mejora el rendimiento energético del equipo, resaltando en este aspecto, que el defecto de masa provoca menores incrementos en el rendimiento energético respecto a la configuración sin IHX. En las condiciones de máxima carga, utilizar el intercambiador intermedio supone incrementar la potencia frigorífica absorbida por el evaporador y reducir la potencia eléctrica consumida por el compresor en casi todos los casos. Esto último ocurre porque el menor flujo másico que trasega el compresor se impone a al peor trabajo específico de compresión tras el recalentamiento del IHX en la región de baja presión. Por otro lado, la potencia frigorífica también se incrementa en las condiciones de mínima carga debido al mayor peso que presenta el subenfriamiento alcanzado en la zona de alta presión respecto a la reducción de flujo másico, sin embargo, se destaca el mayor consumo eléctrico del compresor en casi todos los casos. Este efecto se le atribuye a las mayores temperaturas de aspiración que provocan que el rendimiento del compresor empeore y por tanto se incremente el consumo eléctrico a pesar de trasegar menor flujo másico.

5.6 Comparativa entre sistemas con una única etapa de expansión y doble etapa de expansión

Este apartado tratará la comparativa entre el funcionamiento de la instalación trabajando con la configuración de doble etapa de expansión y el comportamiento mostrado con la configuración que realiza la expansión en una única etapa. Se inicia el mismo con un subapartado donde se obtienen los valores de presión de gas-cooler óptima para la instalación frigorífica sometida a diferentes cargas térmicas, operando con las configuraciones de doble etapa de expansión, con y sin IHX.

5.6.1.- Funcionamiento doble etapa de expansión.

Cabe recordar que el comportamiento de la instalación con la configuración de doble etapa de expansión ha sido estudiado por otros autores manteniendo constantes diferentes parámetros del ciclo termodinámico, como presión de evaporación y temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler, [58], para lo cual debe ajustarse la carga térmica del evaporador y la disipación térmica en el gas-cooler. En este análisis se evalúa el comportamiento de las dos configuraciones (con y sin IHX), en base a las condiciones de ensayo descritas en el capítulo 1, manteniendo constante, durante cada ensayo, la carga y la disipación térmicas, de forma que los parámetros del ciclo termodinámico evolucionan libremente (excepto la presión en el gas-cooler). El objeto de este análisis previo, es obtener las presiones de gas-cooler que optimizan el COP y maximizan la potencia frigorífica para estas dos configuraciones que realizan la expansión en doble etapa. Los valores obtenidos serán comparados con los alcanzados en la configuración de una sólo etapa de expansión que ha sido ensayada en los apartados anteriores de este capítulo.

En las figuras 5.68 y 5.69, se compara el funcionamiento de las dos configuraciones de doble etapa de expansión, con y sin IHX. En ellas, se observa que no existen diferencias importantes (<5%) entre el punto de presión que optimiza el rendimiento energético de la instalación en cada caso, así mismo, los valores del COP son muy similares.

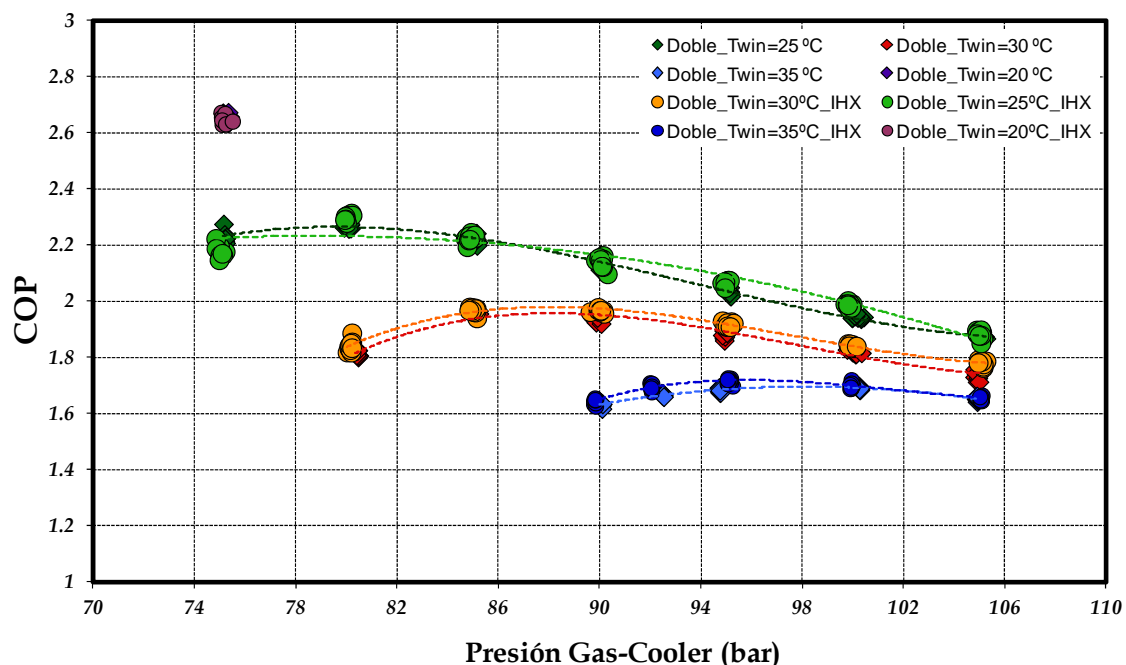


Figura 5.68.- Comparativa del COP entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.

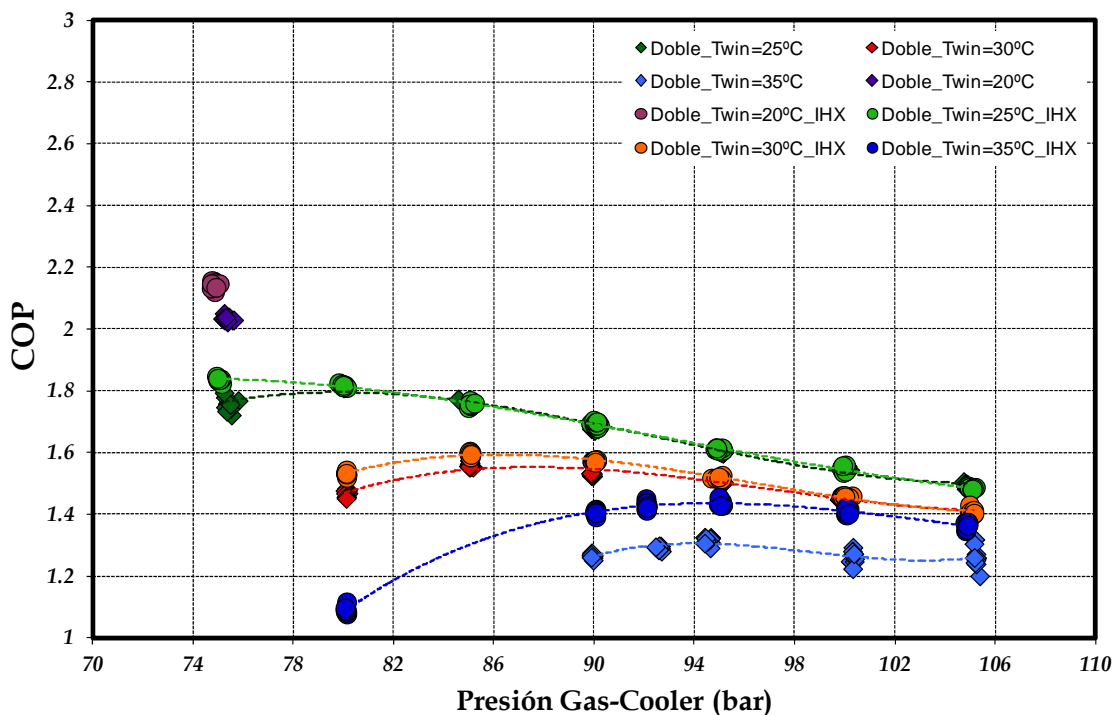


Figura 5.69.- Comparativa del COP entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. $T_{gII,in}=5^{\circ}\text{C}$.

Como han publicado otros autores [50], las diferencias en el rendimiento energético se acentúan a medida que se reduce la temperatura de evaporación y cuanto mayor sea la temperatura del fluido secundario a la entrada al gas-cooler. El efecto inmediato que provoca la reducción de la temperatura de evaporación está relacionado con el menor flujo másico trasegado por el compresor, lo cual contribuye a incrementar la eficacia térmica durante los procesos de intercambio cuando esta reducción de flujo másico le afecta al fluido de menor capacidad calorífica. Por otro lado, el recalentamiento que experimenta el refrigerante que circula a baja presión durante el intercambio térmico llevado a cabo en el IHX genera incrementos en el volumen específico del refrigerante en el punto de aspiración al compresor, lo que supone reducir el flujo másico en las mismas condiciones de ensayo al comparar ambas configuraciones y por tanto, se incrementa la eficiencia en los intercambiadores de la planta situados en la región de alta presión cuando está activo el IHX. Además, los enfriamientos del refrigerante a la salida del gas-cooler producidos por encima de temperaturas de 30°C provocan que el intercambio térmico posterior, que se realiza en el intercambiador intermedio, se produzca en una zona donde el calor específico isobárico del fluido que circula a alta presión alcance valores muy elevados, incrementando aún más la eficiencia térmica en el intercambiador intermedio y consiguiendo de esta forma incrementos en el rendimiento energético del equipo. Por todo lo expuesto se podría concluir que con este tipo de configuraciones, el IHX es un elemento que incrementa el rendimiento energético con bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas del fluido secundario.

Al igual que el rendimiento energético, la potencia frigorífica presenta la misma tendencia como se indica en las figuras 5.70 y 5.71.

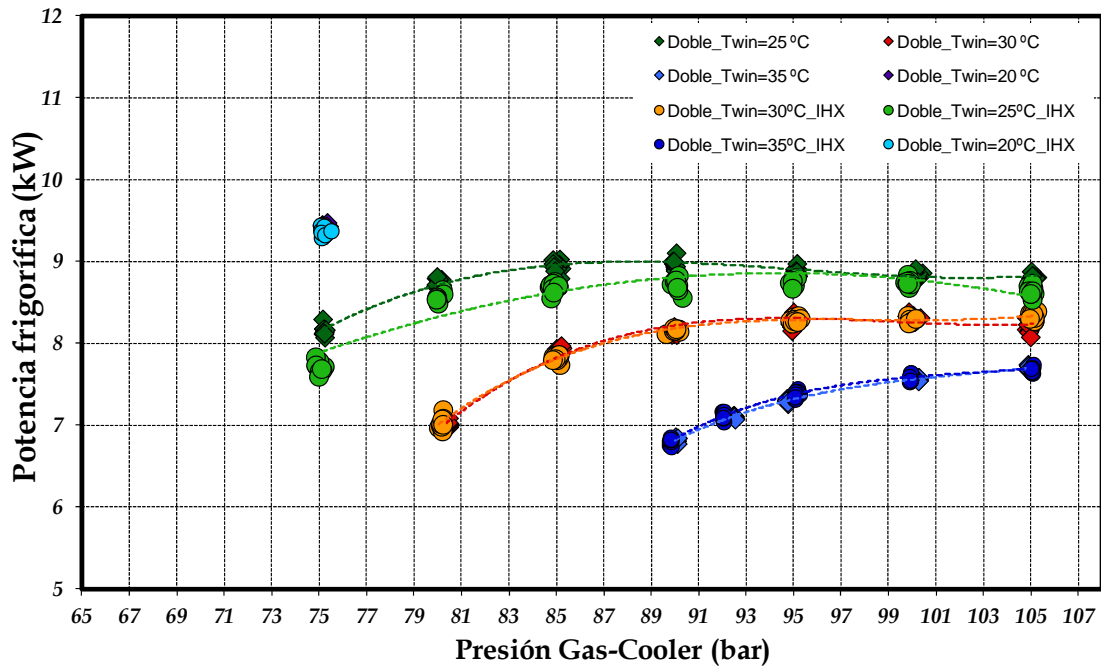


Figura 5.70.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. Tgli=15°C.

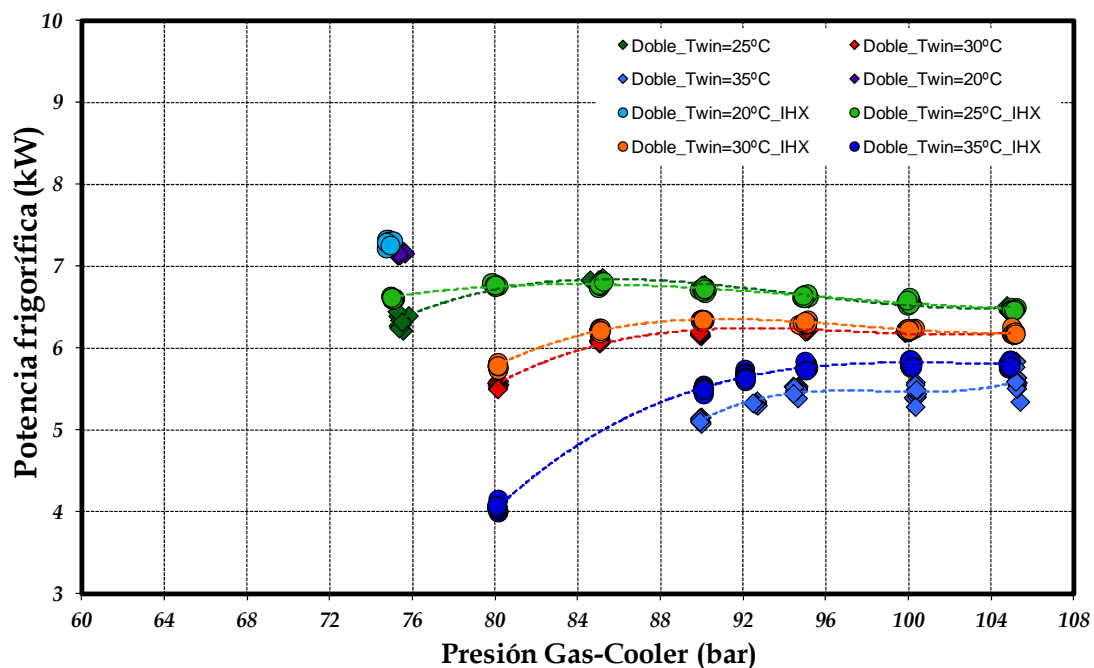


Figura 5.71.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX. Tgli=5°C.

De este segundo análisis se extraen varias conclusiones interesantes. Por un lado, el punto de presión donde se maximiza la potencia frigorífica no se modifica al insertar el intercambiador intermedio, y por otro lado, al igual que sucedía con el rendimiento energético, las diferencias en la potencia frigorífica absorbida por la instalación comienzan a ser algo significativas a medida que se reduce el nivel térmico de evaporación y se incrementa la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler.

Las conclusiones alcanzadas a lo largo de este apartado han permitido conocer el comportamiento de las dos configuraciones con doble etapa de expansión, bajo las condiciones de demanda térmica constante. En estas condiciones de funcionamiento, se

subraya que la presencia del intercambiador interno no modifica los valores de presión en el gas-cooler donde se optimiza el COP, ni los valores de presión en el gas-cooler donde se maximiza la potencia frigorífica, como se indica en la figura 5.72. Además, se ha demostrado que el IHX es un dispositivo que mejora ligeramente el rendimiento energético de la planta y la capacidad frigorífica de la misma, tanto más cuanto menor es T_o y mayor $T_{w,in}$.

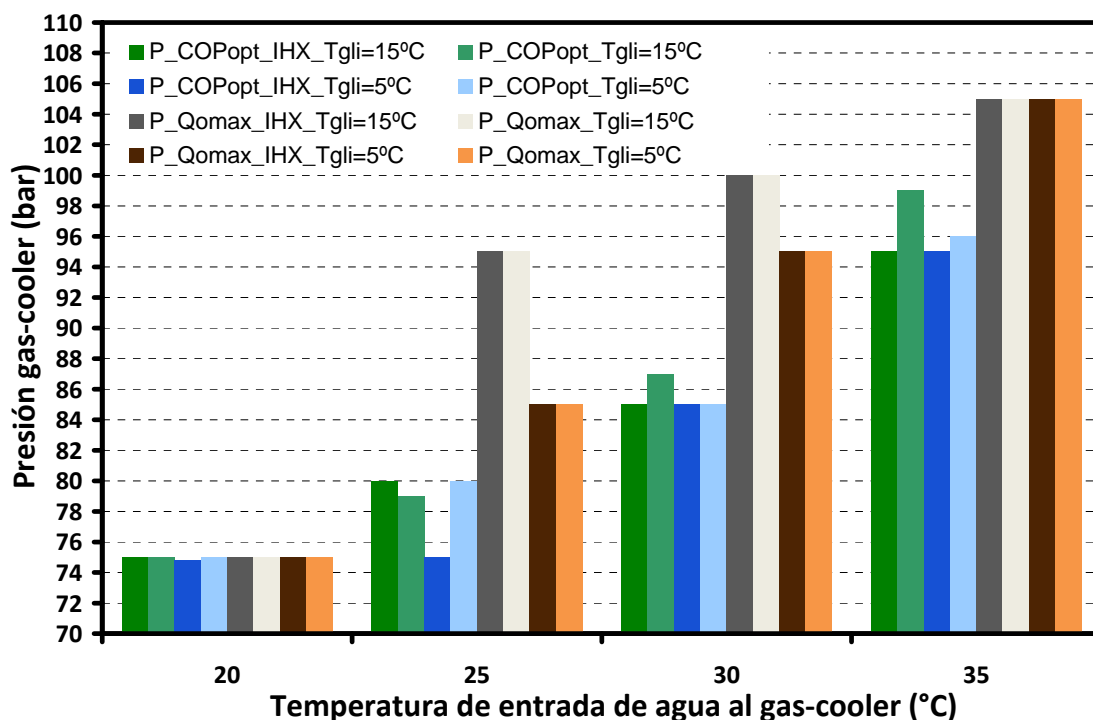


Figura 5.72.- Comparativa de las presiones de gas-cooler donde se alcanza el COP óptimo (P_{COPopt}) y donde la potencia frigorífica es máxima (P_{Qomax}) entre el funcionamiento del ciclo de doble etapa de expansión con IHX y sin IHX.

En el apartado 5.6.2 se presenta un estudio donde se compara el comportamiento de los ciclos de doble y simple etapa de expansión actuando con y sin IHX. La comparativa se realiza en base a los puntos de funcionamiento donde cada configuración alcanza el rendimiento energético óptimo en cada una de las condiciones ensayadas. Como el análisis efectuado en el apartado 5.4 y 5.5 demostró que la masa disponible en la configuración de simple etapa de expansión es un parámetro muy significativo y condiciona en gran medida el rendimiento energético del equipo, la comparativa entre los dos sistemas de expansión se realiza en base a las condiciones de carga máxima, puesto que fueron las condiciones donde la instalación mostró el máximo rendimiento energético.

5.6.2.- Estudio del sistema de una única etapa de expansión frente al comportamiento del equipo con doble etapa de expansión.

El análisis desarrollado en este apartado se centra en comparar el comportamiento de la instalación con dos configuraciones diferentes, la configuración con una etapa de expansión descrita en el capítulo 1 y analizada en los apartados 5.3, 5.4 y 5.5, frente a la configuración de doble etapa de expansión descrita, también, en el capítulo 1 y brevemente analizada en el apartado 5.6.1, ya que es una configuración ampliamente estudiada en la tesis de Daniel Sánchez [58].

Las diferencias existentes entre ambas configuraciones estriban en la presencia de un depósito intermedio entre la primera etapa de expansión presostática y la segunda etapa de expansión termostática ubicadas en la configuración de doble etapa de expansión, frente a la presencia de un depósito anti líquido ubicado en la aspiración del compresor. En el sistema de doble etapa de expansión, la válvula de expansión termostática propicia que la relación entre la demanda térmica y la producción frigorífica del evaporador se encuentren siempre equilibradas, actuando el sistema con la masa adecuada en cada momento. El depósito intermedio absorbe o proporciona la cantidad de masa de refrigerante justa para mantener las presiones necesarias en el circuito de alta y baja presión. Por su parte, en el sistema de una sola etapa de expansión, no existe regulación que ajuste la demanda con la producción frigorífica, por lo que el depósito antilíquido retiene el líquido que sale del evaporador.

En este apartado se analizarán las diferencias de operación entre ambas configuraciones sometidas a las mismas condiciones externas, con el objetivo final de poder llegar a concluir qué tipo de configuración alcanza mejor comportamiento energético.

En primer lugar se comparan los valores de presión en gas-cooler donde cada configuración alcanza el punto de rendimiento energético óptimo. Como se indica en la figura 5.73, para el rango de funcionamiento estudiado existe igualdad en las presiones de alta a las que cada configuración alcanza el punto de funcionamiento de rendimiento energético óptimo.

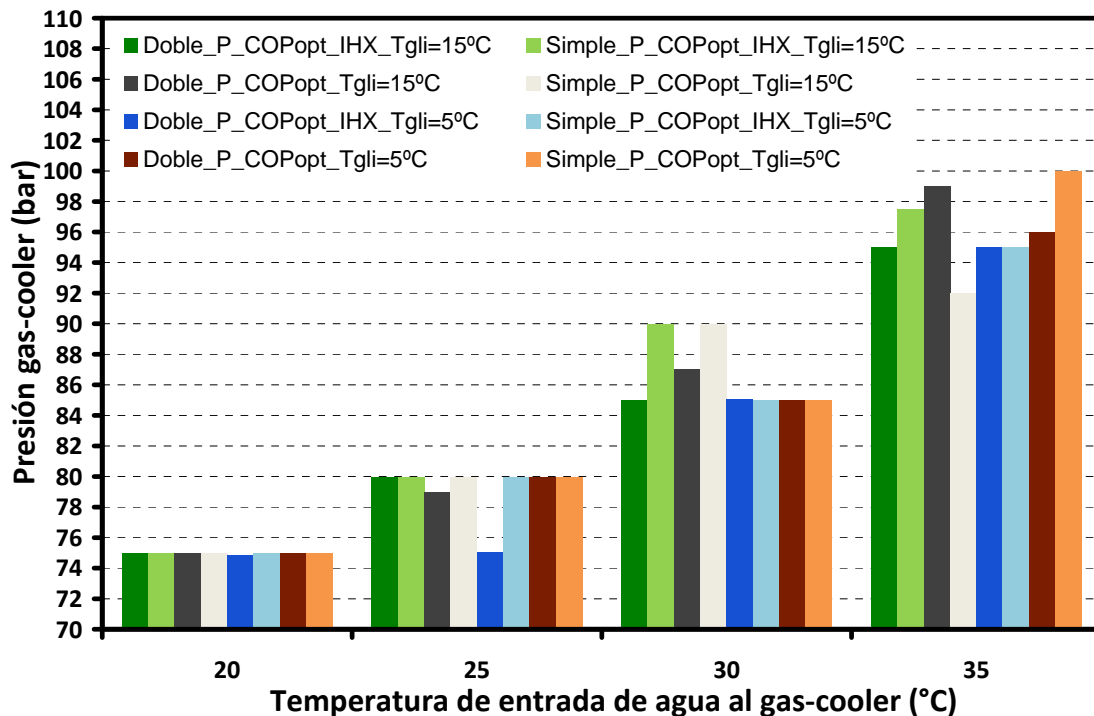


Figura 5.73.- Comparativa de las presiones de COP óptimo entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Como apenas existen diferencias en la presión que optimiza el rendimiento energético en cada configuración, se procede a realizar un análisis más exhaustivo del comportamiento de las variables fundamentales en cada una de las configuraciones ensayadas. Para comenzar

con dicho análisis, se expone en la gráfica 5.74 la variación que existe entre las presiones de evaporación de ambas configuraciones tras modificar la temperatura de entrada del fluido secundario.

En las condiciones donde se realizó la carga para la configuración de simple etapa de expansión ($T_{gli,in} = 15^{\circ}\text{C}$), ambas configuraciones actúan con la masa adecuada para afrontar la demanda solicitada y por tanto, no existen diferencias significativas en el comportamiento de la instalación. Además, en el rango de temperaturas superiores a la temperatura inicial de carga ($T_{win}=20^{\circ}\text{C}$) y manteniendo el nivel térmico más elevado en el fluido secundario a la entrada al evaporador ($T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$), la variación de densidad que sufre el refrigerante permite que la configuración con simple etapa de expansión actúe con una cantidad de masa similar a la masa con la que opera la configuración con doble etapa de expansión, alcanzando el equilibrio en puntos de presión en la región de evaporación algo inferiores como se indica en la figura 5.74. Sin embargo, al estudiar el menor nivel térmico del fluido secundario a la entrada del evaporador ($T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$) ocurre el suceso contrario. En esta ocasión, el sistema de simple etapa de expansión dispone de mayor cantidad de masa que la configuración de doble etapa de expansión, por lo que, el nivel de evaporación es algo superior en esta configuración.

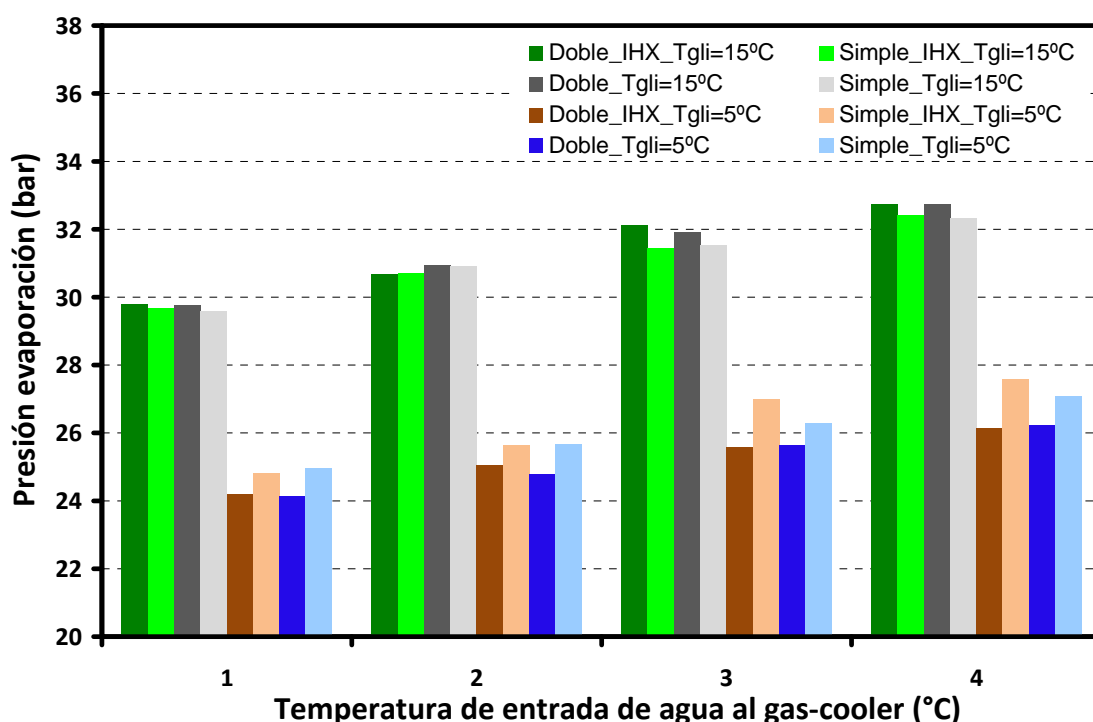


Figura 5.74.- Comparativa de las presiones de evaporación entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Cabe resaltar que el depósito intermedio con el que cuenta la configuración de doble etapa de expansión compensa las variaciones de masa sufridas en la parte de baja presión, permitiendo que la instalación trabaje con la masa adecuada en cada caso. Las diferencias entre las presiones de evaporación para cada punto de funcionamiento de la instalación afectan directamente a la tasa de compresión como se muestra en la figura 5.75. Para el nivel de 15°C en el fluido secundario a la entrada del evaporador, la configuración que realiza una única etapa de expansión dispone de menor cantidad de masa en el circuito de refrigeración comparado con la masa disponible en la configuración de doble etapa, lo que propicia que en la parte de baja presión, las presiones sean algo inferiores a las mostradas por la configuración de doble etapa de expansión. Sin embargo, este fenómeno se invierte para el nivel térmico de 5°C del fluido secundario a la entrada del evaporador, ya que el excedente de masa provocado al disminuir el nivel térmico del fluido secundario a la entrada del evaporador desde los 15°C hasta los 5°C , provoca, que dicho excedente se acumule en dos zonas diferentes en ambas configuraciones. De esta forma, la masa sobrante en la parte de alta presión se acumula en la zona de baja presión cuando la instalación tiene activada la

configuración de simple etapa de expansión, mientras que el exceso de masa es almacenado en el depósito intermedio cuando está activa la configuración de doble etapa de expansión. Por estas razones, la tasa de compresión en la configuración de simple etapa de expansión se estabiliza en valores similares a los alcanzados por la configuración de doble etapa de expansión con el nivel térmico de 15°C del fluido secundario a la entrada del evaporador, ya que no existen muchas diferencias entre las presiones de alta ni con las de baja presión, pero, sin embargo, la tasa de compresión resulta inferior en la configuración de simple etapa cuando el nivel térmico de entrada al evaporador del fluido secundario es de 5°C, puesto que las diferencias entre las presiones de evaporación son bastante más acentuadas.

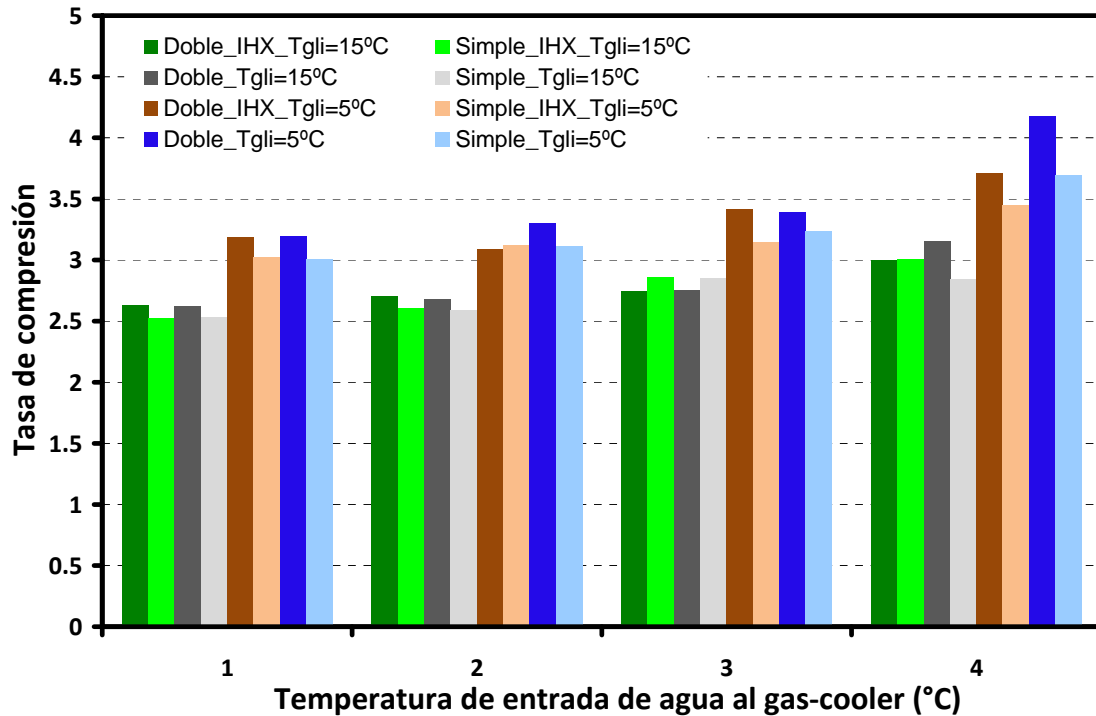


Figura 5.75.- Comparativa de las tasas de compresión entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Las diferencias entre las presiones de evaporación a las que se estabiliza cada punto de funcionamiento en cada configuración, derivan en las correspondientes diferencias en las tasas de compresión, lo cual, genera una gran influencia sobre el caudal másico trasegado por el compresor, tal y como se indica en la figura 5.76. En este caso y centrándonos en la comparativa entre ambas configuraciones, las mayores presiones de evaporación, que se dan al nivel de $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$ con la configuración de doble etapa de expansión y al nivel térmico de $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$ con la configuración de simple etapa de expansión, llevan asociados menores recalentamientos, lo que provoca menores temperaturas y volúmenes específicos de aspiración que los alcanzados en los estacionarios homólogos con los que se comparan. El menor volumen específico se encuentra directamente relacionado con la mayor cantidad de masa por unidad de volumen que puede entrar en la cámara de compresión, por lo que el compresor trasiega mayor flujo másico cuando suceda este efecto.

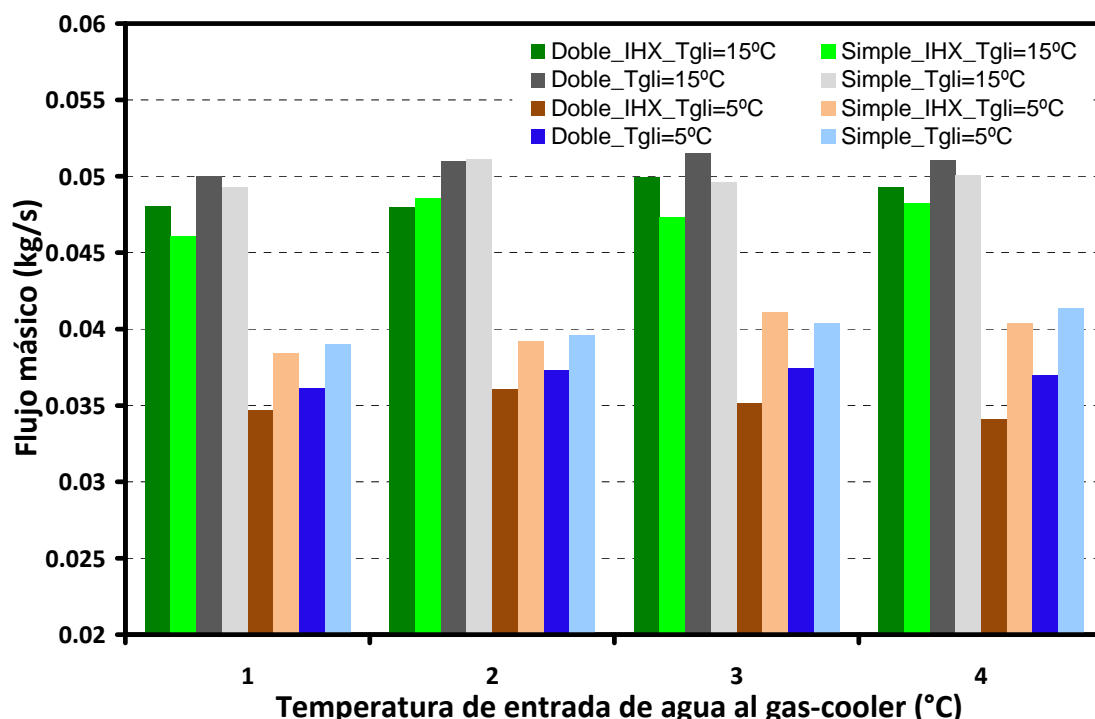


Figura 5.76.- Comparativa del flujo másico trasegado entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

La fuerte dependencia entre el caudal másico trasegado por el compresor y la masa disponible en la instalación parece quedar patente en la figura 5.76. En ella se observan que las mayores diferencias se establecen cuando la configuración de simple etapa opera con exceso de masa en comparación con la masa utilizada en el circuito de refrigeración con la configuración de doble etapa de expansión, hecho que ocurre en el nivel térmico de 5°C del fluido secundario en la entrada al evaporador, donde se alcanzan presiones de evaporación más altas y menores volúmenes específicos en la aspiración a la cámara de compresión del compresor.

Este incremento del flujo másico trasegado por el compresor provoca varios efectos sobre la instalación que merecen ser comentados. Por un lado, empeora la eficiencia durante el intercambio térmico de todos los intercambiadores de calor de la planta que están colocados en la región de alta presión, y además, contribuye a incrementar el consumo eléctrico del compresor. Por el contrario, el mayor flujo másico que circula por la instalación genera otros dos efectos positivos, por un lado, permite absorber mayor energía frigorífica en el evaporador y por el otro, comprime el caudal másico con menor tasa de compresión al incrementarse la presión de evaporación, lo que también favorece al consumo eléctrico final que alcance el compresor. En la figura 5.77 se muestran las eficiencias durante el intercambio térmico llevado a cabo en el gas-cooler con ambas configuraciones, donde se observa que en los puntos de funcionamiento donde la configuración de simple etapa de expansión dispone de mayor cantidad de masa en el equipo que la configuración de doble etapa de expansión, la eficiencia en el gas-cooler se reduce como consecuencia del incremento del flujo másico trasegado por el compresor.

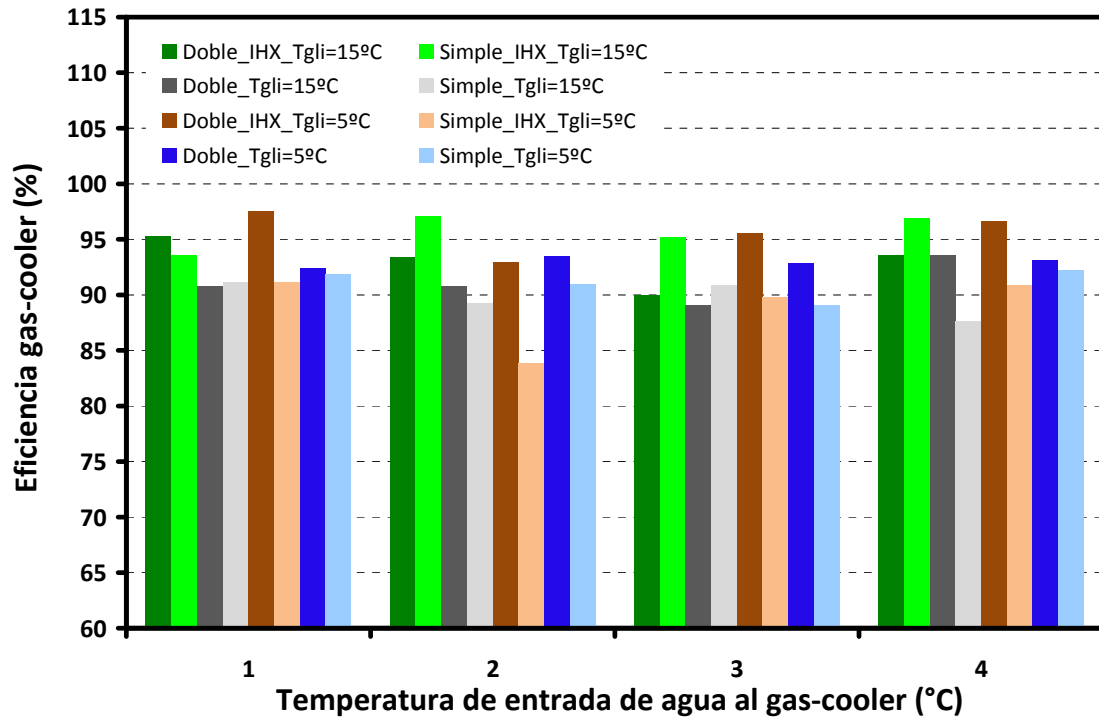


Figura 5.77.- Comparativa de la eficiencia de intercambio en el gas-cooler entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Al disminuir la eficiencia de intercambio térmico en el gas-cooler se incrementa la entalpía del refrigerante a la salida de dicho intercambiador, lo cual representa una variación de las condiciones termodinámicas de entrada en el evaporador ó, en su defecto, a la parte de alta presión del intercambiador intermedio. Por tanto, el comportamiento del intercambiador interno estará supeditado a las variaciones en el estado termodinámico del refrigerante a su entrada por la parte de alta presión, junto con las diferencias del flujo másico de refrigerante y del calor específico del fluido que circula a baja presión por el IHX. Como con el nivel de $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$ de entrada al evaporador del fluido secundario, la configuración con simple etapa de expansión presenta valores inferiores, tanto, en la presión de evaporación como en el flujo másico trasegado por el compresor, y mayores eficiencias en el intercambio térmico del gas-cooler, parece lógico que las mayores eficiencias de intercambio térmico en el IHX se produzcan con esta configuración, como se indica en la figura 5.78.

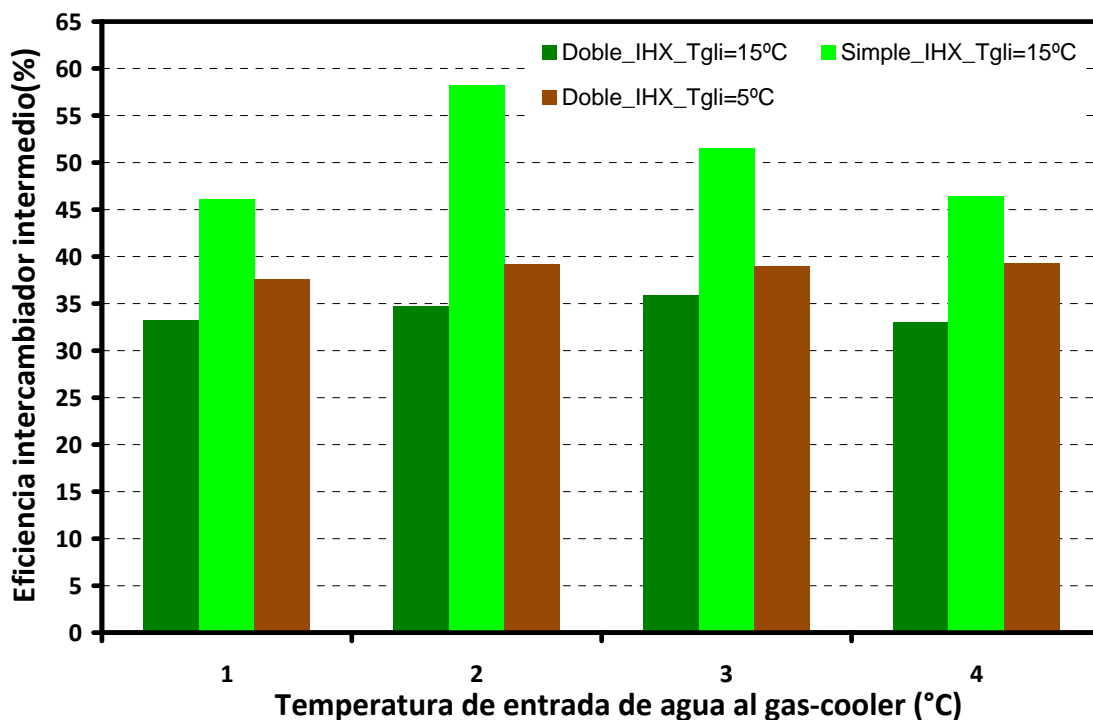


Figura 5.78.- Comparativa de la eficiencia de intercambio en el IHX entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

De los parámetros analizados anteriormente, junto al tamaño del evaporador, depende que el proceso de evaporación del refrigerante que circula por la zona de baja presión se produzca en condiciones totales o parciales, ya que es función del caudal másico de refrigerante que circula por la instalación y de la entalpía de entrada al evaporador. El recalentamiento útil del refrigerante en el evaporador es el parámetro que dictamina si el flujo másico que circula por el intercambiador ha conseguido completar el proceso de evaporación. Este parámetro disminuye tras modificar la carga en el evaporador hacia un nivel térmico inferior ($T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$) al ensayar la configuración de simple etapa de expansión, ya que dicha configuración no dispone de ningún dispositivo que pueda almacenar el sobrante de masa para ajustarse a la demanda térmica solicitada. Por este motivo y a este nivel térmico del fluido secundario, la salida del refrigerante en el evaporador se produce en condiciones bifásicas en la configuración de simple etapa de expansión y en condiciones de vapor recalentado en la configuración de doble etapa de expansión, debido a la acción que ejerce el depósito intermedio, ya que absorbe la masa de refrigerante que no se puede evaporar, lo que permite mantener constante dicho recalentamiento.

La evolución de la entalpía de entrada al evaporador y del recalentamiento útil condicionan la producción frigorífica específica, representada en la figura 5.79. En ambas configuraciones, una reducción en la temperatura de entrada a gas-cooler del fluido secundario genera un aumento en la potencia frigorífica específica absorbida por el evaporador ya que el punto de entrada al evaporador se reduce, lo que favorece al salto entálpico generado en el evaporador. Además, el punto de entrada al evaporador viene condicionado por las diferencias entre el caudal másico que circula por la instalación entre ambas configuraciones, de modo que al incrementar el flujo másico trasegado se reduce la eficiencia de los intercambiadores de calor provocando dos efectos negativos desde la perspectiva de la producción frigorífica, por un lado se incrementa la entalpía a la entrada del evaporador y por el otro, se reduce el estado termodinámico a la salida del mismo.

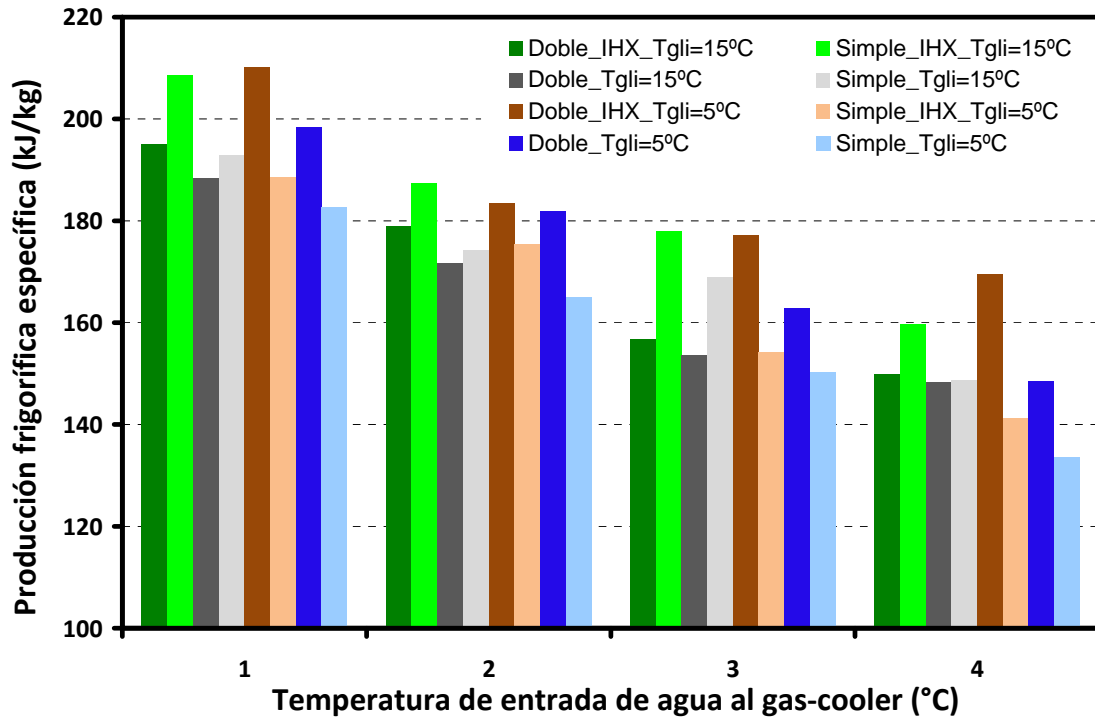


Figura 5.79.- Comparativa de la producción frigorífica específica entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

El inconveniente de generar un salto entálpico grande a base de aumentar el recalentamiento útil en el evaporador es que la temperatura de aspiración del compresor también aumenta, y con ella, la temperatura de descarga, además de reducir el trabajo específico de compresión. Los aceites con los que se lubrican las partes móviles del compresor presentan una temperatura límite para asegurar que el lubricante no sufra degradaciones en sus propiedades viscosas, por lo que es necesario limitar la temperatura de descarga para asegurar el correcto funcionamiento del compresor. En la figura 5.80 se indican las temperaturas de descarga, donde se observan las máximas diferencias a un nivel de monoetilenglicol de 5°C, ya que son las condiciones donde la configuración de doble etapa de expansión presenta mayores recalentamientos útiles.

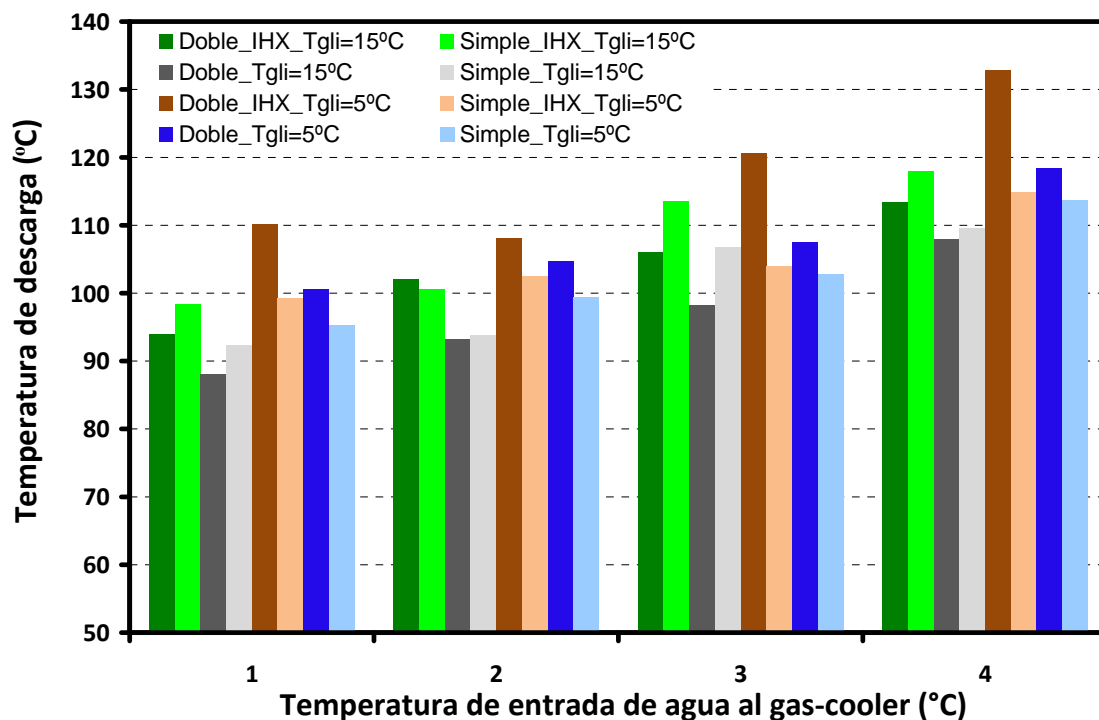


Figura 5.80.- Comparativa de la temperatura de descarga entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Aunque el exceso de masa presentado por el ciclo con simple etapa de expansión penalice la producción frigorífica específica, el mayor caudal másico de refrigerante trasegado por el compresor equilibra la potencia frigorífica absorbida por la instalación como se observa en la figura 5.81, donde no se aprecian diferencias significativas entre ambas configuraciones para el nivel térmico de 5°C en el fluido secundario a la entrada del evaporador. Además, para el nivel térmico de 15°C, tampoco existen diferencias muy significativas entre ambas configuraciones a pesar del mayor salto entálpico generado por la configuración con simple etapa de expansión, esto es debido a que el menor caudal másico trasegado compensa el mayor salto entálpico en el evaporador.

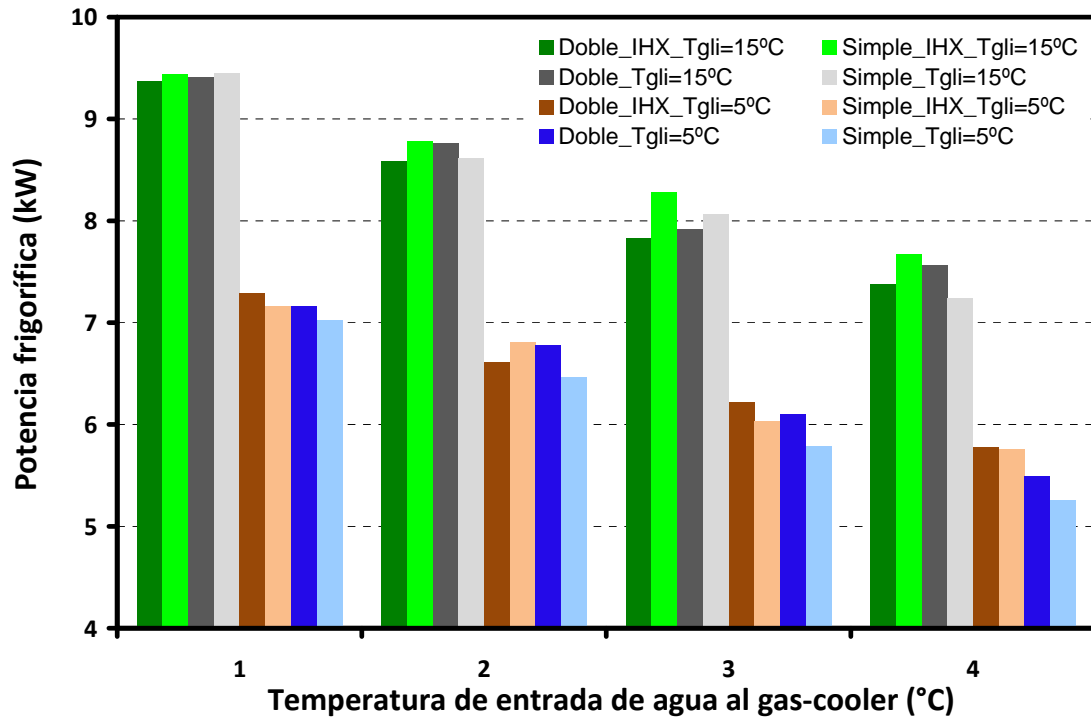


Figura 5.81.- Comparativa de la potencia frigorífica entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Como se ha venido anunciando a lo largo de este trabajo, el consumo eléctrico del compresor depende fundamentalmente del flujo másico a trasegar y de la tasa de compresión. Al ser las presiones en la zona de disipación de energía similares, estas dos variables mantienen una relación inversa, es decir, si la tasa de compresión se incrementa es en detrimento del caudal másico de refrigerante y viceversa. Por este motivo, ambas configuraciones presentan consumos eléctricos similares como se observa en la figura 5.82, aunque en algunos puntos de funcionamiento las diferencias entre ambos consumos alcanzan incrementos próximos al 14% al no haberse equilibrado los efectos entre ambas variables.

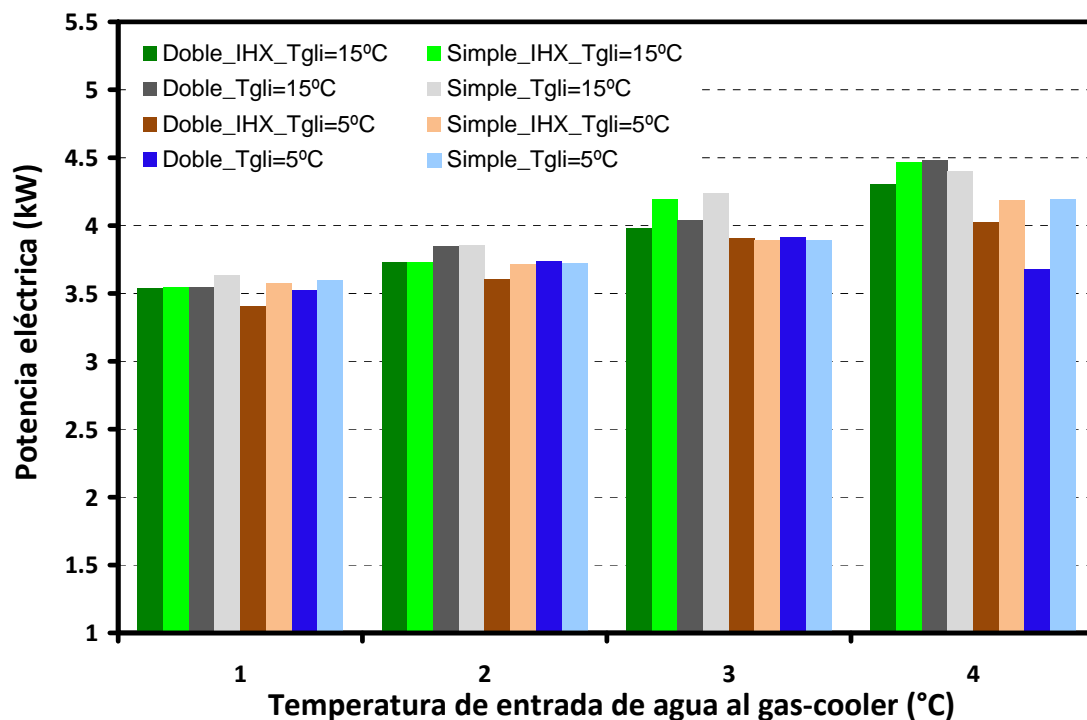


Figura 5.82.- Comparativa de la potencia eléctrica consumida por el compresor entre el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

El coeficiente de rendimiento energético viene determinado por la potencia frigorífica absorbida por la instalación y por el consumo eléctrico del compresor. Las mínimas diferencias entre estas variables en ambas configuraciones provocan que el rendimiento energético en el ciclo que realiza la expansión en una sola etapa no sea muy dispar del obtenido con el sistema de expansión escalonada. En la figura 5.83 se ha representado el comportamiento energético de la instalación ante variaciones en la temperatura de fluido secundario.

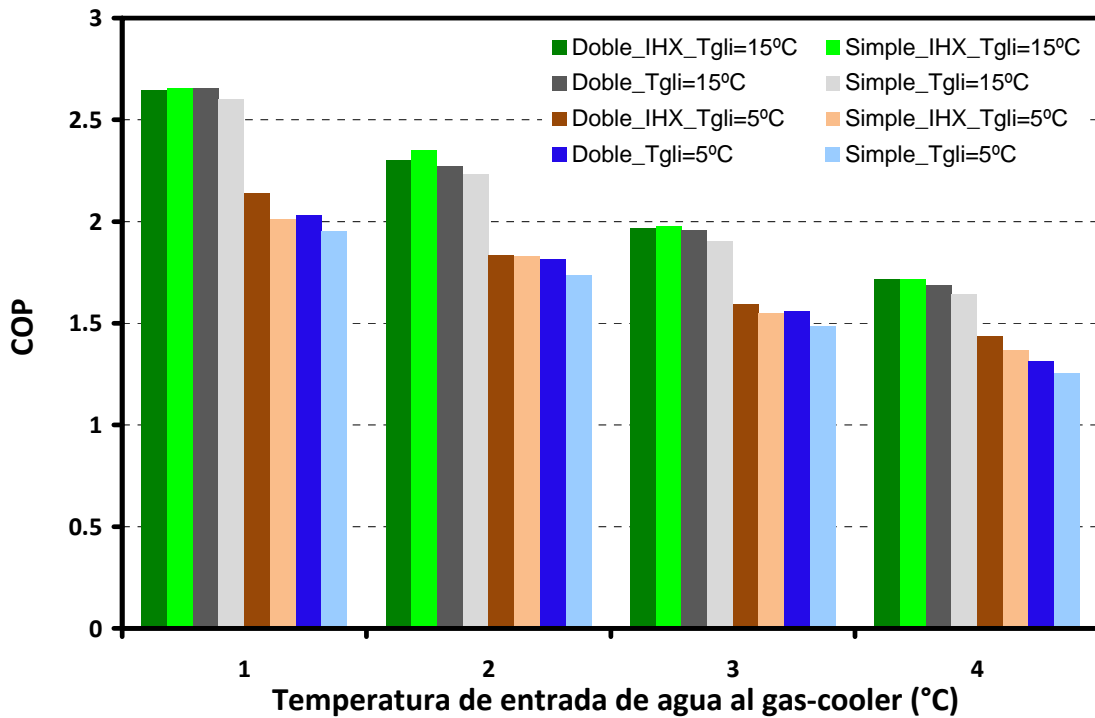


Figura 5.83.- Comparativa del COP el funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión.

Por tanto, de la gráfica 5.83 se concluye que la configuración con el sistema de expansión escalonada alcanza ligeramente mejores rendimientos energéticos en la mayoría de los casos. Estas diferencias entre los rendimientos energéticos comparados entre ambas configuraciones están condicionadas en todo momento por el punto de funcionamiento donde se realizó la carga de la instalación. Para ilustrar con mayor nitidez las diferencias entre ambas configuraciones, se muestran en las figuras 5.84 y 5.85 la variación porcentual de las variables de estudio tomando como sistema de referencia la configuración de doble etapa de expansión.

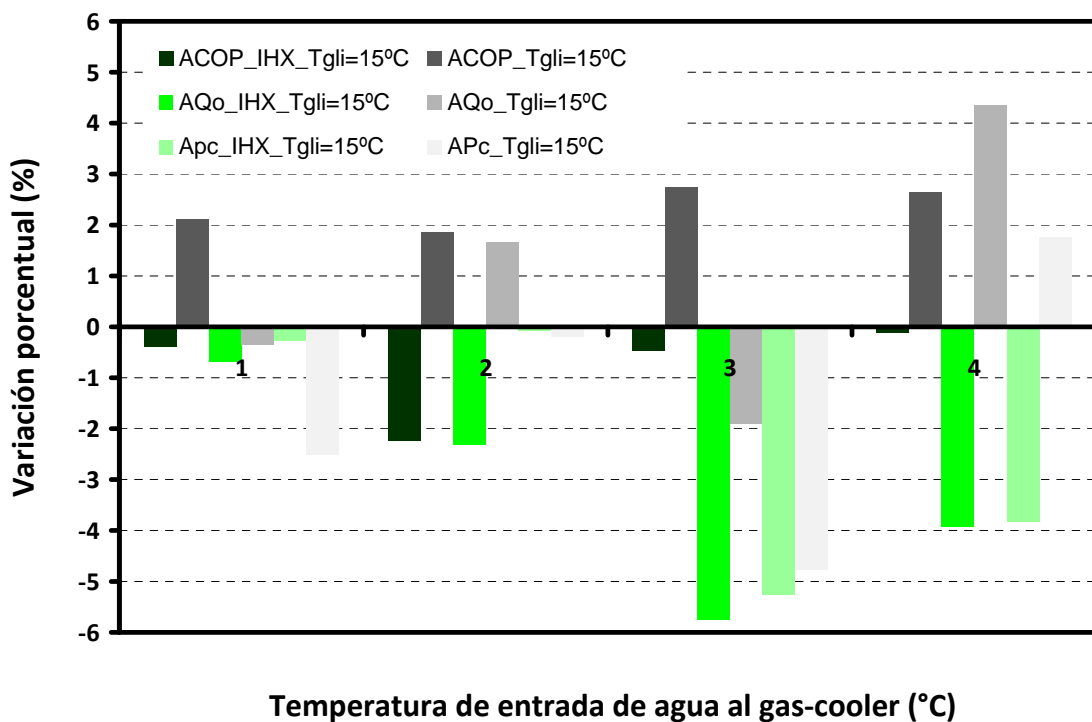
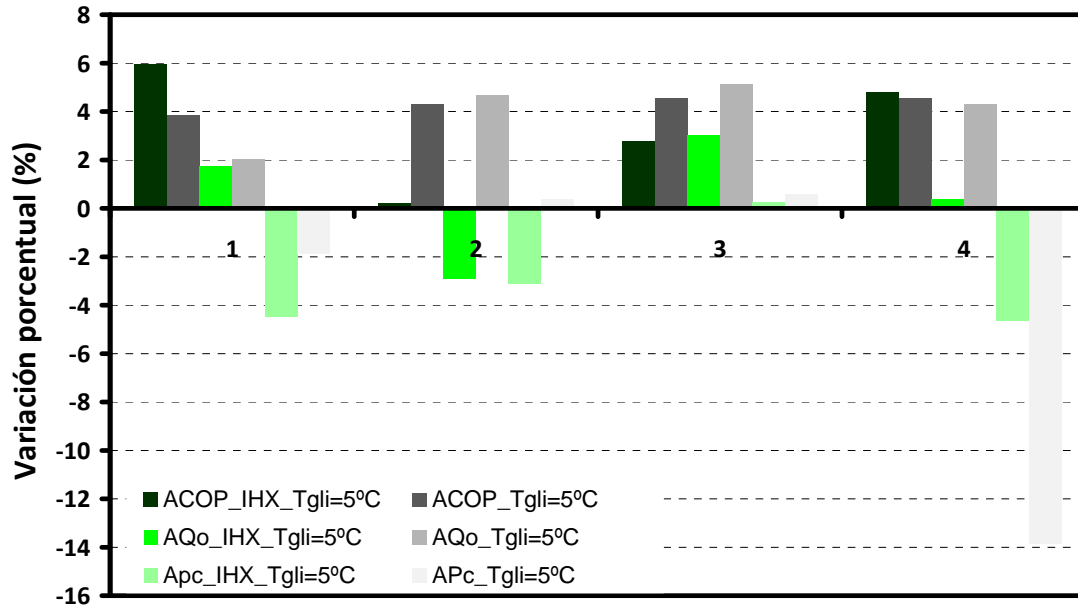


Figura 5.84.- Variación porcentual del funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión. $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$.



Temperatura de entrada de agua al gas-cooler (°C)

Figura 5.85.- Variación porcentual del funcionamiento de la configuración con simple y doble etapa de expansión. $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$.

5.7.-Conclusiones

El estudio realizado con la configuración de simple etapa de expansión ha desvelado que la masa de refrigerante con la que se carga la instalación se presenta como una variable crítica en este tipo de configuraciones. Para determinar la masa de refrigerante con la que cargar la instalación hay que considerar tres factores muy importantes: el volumen del que dispone la instalación, la influencia que tiene el tipo de aceite empleado en la cantidad de masa disponible en la instalación y las condiciones de operación con las que se carga la instalación.

En este aspecto y debido a la alta solubilidad que presentan los dos tipos de lubricante comúnmente empleados en las instalaciones de compresión de vapor que utilizan el R744 como refrigerante, el primer estudio realizado en este capítulo desvela que el lubricante tipo PAG genera un funcionamiento más estable que el POE, ya que altera en menor medida la cantidad de masa de refrigerante disponible en la instalación frigorífica. Además, se ha demostrado que al reducir la proporción que representa la masa de lubricante POE sobre la masa total disponible en la instalación se generan menores fluctuaciones en la presión del refrigerante ubicada en la zona de baja presión. Por tanto, para conseguir paliar el efecto que pueda provocar la absorción de masa por parte del lubricante en el caso de que la relación entre estos dos fluidos no se encuentre dentro de los rangos convencionales, se ha demostrado que se puede adoptar como solución añadir un volumen extra en la zona de baja presión que permita incrementar la cantidad de masa de refrigerante en el equipo.

En este capítulo se ha demostrado que la cantidad de masa que necesita un equipo que presente una configuración de simple etapa de expansión es función de las condiciones de operación y del volumen de la instalación. Además, al estudiar todo el rango de operación quedó demostrado que, cuando se opera con la masa correspondiente a las condiciones de carga máxima se penaliza en menor medida el rendimiento energético del equipo que la penalización que sufre cuando trabaja con la masa correspondiente a las condiciones de carga mínima, proporcionando también en todos los casos mayores potencias frigoríficas absorbida por la instalación con la masa que corresponde a las condiciones de carga máxima. Por otro lado, los valores de presión donde el COP es óptimo y la Q_0 es máxima dependen por completo de la masa de refrigerante introducida en la instalación con esta configuración, ya que éstos coinciden al comparar el funcionamiento entre la instalación cargada en condiciones de carga máxima y carga mínima a $T_{gli,in}=5^{\circ}\text{C}$, pero no coinciden al realizar la misma comparativa a $T_{gli,in}=15^{\circ}\text{C}$. Por este motivo, se concluye que si es conocido el rango de funcionamiento al que va a estar expuesta la instalación, la masa suministrada durante el proceso de carga debe ser la correspondiente al punto de funcionamiento de máxima demanda térmica.

También se ha demostrado que el uso del intercambiador intermedio mejora el rendimiento energético del equipo, tanto, cuando la instalación opera en condiciones de carga máxima como en condiciones de carga mínima, aunque los mayores incrementos en el rendimiento energético que proporciona el IHX se originan en la condición de carga máxima. Además, las eficiencias del IHX han alcanzado valores elevados, entre 45-62%, en comparación con los valores que se podrían obtener en instalaciones convencionales, que estarían entorno al 20-30%. No obstante, la eficiencia del IHX no ha seguido un patrón determinado, por lo que no se ha podido correlacionar con la masa de la instalación. Es importante destacar que el subenfriamiento generado en el refrigerante es siempre inferior a la mitad del recalentamiento en el ciclo con CO_2 , mientras que en los fluidos de tipo HFC el ratio es siempre superior a 0,5. Por último, de la comparativa entre la configuración de simple etapa de expansión con y sin IHX, cabe tener en cuenta que el valor de la presión de COP óptimo cambia en función de las condiciones de funcionamiento, de la configuración del ciclo y de la masa de refrigerante introducida.

La comparativa entre el funcionamiento de las dos configuraciones de doble etapa de expansión, con y sin IHX, demostró que no existen diferencias importantes (<5%) entre el punto de presión que optimiza el rendimiento energético de la instalación, así mismo, los valores alcanzados del COP fueron muy similares. Además, este análisis reveló que el punto de presión donde se maximiza la potencia frigorífica no se modifica al insertar el intercambiador intermedio, y al igual que sucedía con el rendimiento energético, las diferencias en la potencia frigorífica absorbida por la instalación comienzan a ser algo

significativas a medida que se reduce el nivel térmico de evaporación y se incrementa la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler.

El análisis realizado comparando el comportamiento entre las configuraciones de simple etapa de expansión, cargada en condiciones de carga máxima, con el mostrado por la configuración de doble etapa de expansión ha revelado que no existen diferencias significativas entre ambas configuraciones en el punto de presión donde el COP es óptimo. Además, el uso del IHX proporciona mayores incrementos en el rendimiento energético del equipo con la configuración de simple etapa de expansión, aunque la configuración de doble etapa de expansión ha proporcionado rendimientos energéticos superiores debido a dos motivos fundamentales. Por un lado, el depósito intermedio posibilita operar con la masa que necesita en todo momento el evaporador para ajustarse a la demanda térmica solicitada, y por otro, el sistema de expansión escalonado permite realizar la expansión ajustándose algo más a un proceso reversible en comparación con la expansión realizada con una única etapa. Por tanto, la conclusión que se extrae es que tanto, el déficit de masa como el exceso penalizan el rendimiento energético del equipo, si bien el defecto de masa provoca mayores penalizaciones que el exceso. Por último, la inserción del IHX también provoca que las temperaturas de descarga sean más elevadas, lo que redundará en peores trabajos específicos de compresión y peores propiedades en la lubricación en función del punto de funcionamiento.

5.8.- Referencias bibliográficas

- [1] Neeraj Agrawal, Souvik Bhattacharyya. Optimized transcritical CO₂ heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves. *International Journal of Refrigeration*. Volume 31, Issue 3, May 2008, Pages 388–395
- [2] Ortiz, T.M., Li, D., Groll, A.E., 2003. Evaluation of the Performance Potential of CO₂ as a Refrigerant in Air-to-Air Conditioner and Heat Pumps: System Modelling and Analysis. ARTI final report no. 21CR/610-10030.
- [3] Petter Neksa, Havard Rekstad, G. Reza Zakeri and Per Arne Schiefloe. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *Int J. Refrig.* Vol 21, No. 3, pp. 172-179. 1998. Elsevier Science Ltd and IIR.
- [4] Lorentzen, G., 2000. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *Int. J. Refrigeration* 17, 292-301.
- [5] Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, Clark W. Bullard. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 119–174.
- [6] Casson, V., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Girotto, S., Minetto, S., Zamboni, L., Zilio, C., 2003. Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine. *Int. J. Refrigeration* 26, 926-935.
- [7] Rigola, J., Raush, G., Ablanque, N., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A., 2004. Comparative Analysis of R134a Subcritical Cycle vs. CO₂ Transcritical Cycle. Numerical Study and Experimental Comparison. In: 6th G. Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids.
- [8] De Angelis, J., Hrnjack, P., 2005. Development of transcritical R744 systems for small commercial applications. *Proceedings of the IIR Vicenza Conference, Vicenza, Italy*, pp. 167-178.
- [9] Jacob, B., Azar, A., Neksa, P., 2006. Performance of CO₂ refrigeration (R-744) in commercial cold drink equipment. In: 7th IIR G. Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31.
- [10] Zimmermann, A.J.P., Maciel, R.A., 2006b. Discharge pressure optimization for CO₂ transcritical cycle using capillary tube. In: 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue West Lafayette, IN, USA, July 17-20. *international journal of refrigeration* 34 (2011) 50 e62 62
- [11] Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zamboni, L., 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *Int. J. Refrigeration* 28 (8), 1250-1258.
- [12] K.B. Madsen, C.S. Poulsen, M. Wiesenfarth. Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 1212–1218
- [13] K. Zbigniew, B. Boguslaw. Study of capillary tube applications in a transcritical heat pump system. *Arch. Thermodyn.*, 27 (4) (2006), pp. 123–146
- [14] Zimmermann, A.J.P., Maciel, R.A., 2006. Discharge pressure optimization for CO₂ transcritical cycle using capillary tube. In: *Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue*.
- [15] N. Agrawal, S. Bhattacharyya. Adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a transcritical heat pump cycle. *Int. J. Energy Res.*, 31 (11) (2007), pp. 1016–1030.
- [16] Honghyun Cho, Changgi Ryu, Yongchan kim, Ho Young Kim Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump. *International Journal of refrigeration*. Volume 28, Issue 8, December 2005, pages 1266-1273.
- [17] J. Ha, Experimental study on the characteristics of flow rate distribution and performance of a multi-heat pump system. MS Thesis, Korea University, Seoul, Korea; 1999.

- [18] J. Choi, Y. Kim. Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions. *Int J Refrigeration*, 27 (2004), pp. 378–384
- [19] T. Park, M. Lee, J. Jung, G. Jang. Comparison of performance variation between R22 and R410A refrigerant systems. *Korea J Air-conditioning Refrigeration*, 15 (3) (2004), pp. 166–176
- [20] ASHRAE Standard 116. Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps. ASHRAE Standard 116. Atlanta (GA), ASHRAE; 1993.
- [21] A. Hauk, E. Weidner. Thermodynamic and fluid-dynamic properties of carbon dioxide with different lubricants in cooling circuits for automobile application. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 39 (2000), pp. 4646–4651
- [22] S. Bobbo, M. Scattolini, R. Camporese, L. Fedele. Solubility of carbon dioxide in pentaerythritol esters. *Proceedings of Commercial Refrigeration—Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, IIR International Conferences, Vicenza, Italy (2005) 021.TP.120/1-021.TP.120/8*
- [23] H. Li, T.E. Rajewski. Experimental study of lubricant candidates for the CO₂ refrigeration system. *Proceedings of Final Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue University (2000)*, pp. 438–443
- [24] C. Seeton, J. Fahl, D. Henderson. Solubility, viscosity, boundary lubrication and miscibility of CO₂ and synthetic lubricants. *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, West Lafayette (2000)*, pp. 446–454.
- [25] A. Yokozeki. Solubility correlation and phase behaviors of carbon dioxide and lubricant oil mixtures. *Appl. Energy*, 84 (2007), pp. 159–175.
- [26] M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, M.F. Terrier, F. Meunier, C. Marvillet. Solubility of CO₂ in a synthetic oil. *Proceedings of International Congress of Refrigeration, Washington, USA (2003)*, pp. 284–292
- [27] S.J. Randles (Ed.), *Refrigeration Lubricants, in Synthetic, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants: Chemistry and Technology*, Taylor and Francis, Boca Raton (2006). (2006), pp. 493–516
- [28] S.E. Quiñones-Cisneros, J. García, J. Fernández. Phase and viscosity behaviour of refrigerant-lubricant mixtures. *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), pp. 714–724
- [29] K.N. Marsh, M. Kandil. Review of thermodynamic properties of refrigerants + lubricant oils. *Fluid Phase Equilib.*, 199 (2002), pp. 319–334
- [30] J.T. McMullan, N.J. Hewitt, A.J. Masson, N.E. Murphy. The influence of oil viscosity and refrigerant quality on evaporator performance. *Int. J. Energ. Res.*, 16 (1992), pp. 567–581
- [31] M.J.P. Comuñas, A. Baylaucq, C. Boned, J. Fernández. Dynamic viscosity for HFC-134a + polyether mixtures up to 373.15 K and 140 MPa at low polyether concentration. *Measurements and modeling. Ind. Eng. Chem. Res.*, 43 (2004), pp. 804–814
- [32] V. Siegismund, M. Kauffeld. Influence of lubricant oil on CO₂ heat transfer in minichannel tubes. *Proceedings of the Natural Working Fluids 2004, 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference Glasgow, United Kingdom (2004)*, pp. 39–47
- [33] V. Siegismund, M. Kauffeld. Influence of lubricant oil on CO₂ heat transfer in minichannel tubes. *Proceedings of the Commercial Refrigeration—Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, IIR International Conferences, Vicenza, Italy (2005) 028.TP.060/1-028.TP.060/8*
- [34] A.P. Zingerli, E.A. Groll. Influence of refrigeration oil on the heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ during in-tube cooling. *Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, West Lafayette (2000)*, pp. 279–289

- [35] T. Tsuji, D. Namikawa, T. Kiaki, R. Saito, M. Ito. Simultaneous measurement of solubility, density, and viscosity of lubricants with CO₂ (R-744) at high temperature and pressures for refrigerating system. Proceedings of the Commercial Refrigeration—Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, IIR International Conferences, Vicenza, Italy (2005) 20.TP.034/1-020.TP.034/
- [36] S. Bobbo, L. Fedele, M. Scattolini, R. Camporese, R. Stryjek. Solubility of carbon dioxide in 2-methylbutyric, 2-methylvaleric and 2-methylhexanoic ester oils. Fluid Phase Equilib., 256 (2007), pp. 81–85
- [37] FUCHS Industrial Lubricants. The right solution for every application. Refrigeration oils 2010/2011. http://www.fuchs-europe.com/uploads/media/RENISO_Refrigeration_Oils_2010-2011.pdf
- [38] S.J. Randles, S. Pasquin and P.T. Gibb, A critical assessment of synthetic lubricant technologies for alternative refrigerants, Proceedings of X European Conference on Technological Innovations in Air Conditioning and Refrigeration Industry with Particular Reference to new Refrigerants, new European Regulation New Plants—The Cold Chain Milan (2003).
- [39] Y. Kawaguchi, M. Takesue, M. Kaneko and T. Tazaeki, Performance study of refrigeration oils with CO₂, Proceedings of SAE Automotive Alternative Refrigerant System Symposium (2000).
- [40] H. Ikeda, M. Kaneko, T. Tokiai, A. Yoshii and H. Suto, Evaluation of lubricants for a carbon dioxide automobile A/C system, Proceedings of the SAE Seventh Alternate Refrigerant Systems Symposium (2006).
- [41] H. Ikeda, J.-I. Yagi and Y. Kawaguchi, Evaluation of various compressor lubricants for a carbon dioxide heat pump system, Proceedings of the Sixth Natural Working Fluids 2004, IIR-Gustav Lorentzen Conference Glasgow, United Kingdom (2004), pp. 207–215.
- [42] J. Hinrichs, Lubricant screening for CO₂ automotive AC-systems, aspects from a compressor manufacturer point of view, Proceedings of the VDA Alternating Refrigerant Winter Meeting Saalfelden, Austria (2004).
- [43] Josefa García, Mohammed Youbi-Idrissi, Jocelyn Bonjour, Josefa Fernández. Experimental and PC-SAFT volumetric and phase behavior of carbon dioxide + PAG or POE lubricant systems. The Journal of Supercritical Fluids. Volume 47, Issue 1, November 2008, Pages 8–16.
- [44] Moisés A., Marcelino Neto, Jader R., Barbosa Jr. Phase and volumetric behaviour of mixtures of carbon dioxide (R-744) and synthetic lubricant oils. The Journal of Supercritical Fluids. Volume 50, Issue 1, August 2009, Pages 6–12.
- [45] Xiumin Zhao, Pradeep Bansal. Critical review of flow boiling heat transfer of CO₂-lubricant mixtures. International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 52, Issues 3–4, 31 January 2009, Pages 870–879.
- [46] <http://www.pecomark.com/uploads/pdf/catalogs/hermeticas.pdf>.
- [47] http://www.nuovarafi.it/public/downloads/tazzetti/FUCHS/Produktinformation%20-%20product%20information/RENISO%20C%2085%20E_e_%20Diagrams.pdf.
- [48] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella. Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas-coolers. Applied Energy, Volume 93, May 2012, Pages 637–647.
- [49] S.E. Quiñones-Cisneros, J. García, J. Fernández, M.A. Monsalvo. Phase and viscosity behaviour of refrigerant–lubricant mixtures. International Journal of Refrigeration, Volume 28, Issue 5, August 2005, Pages 714–724.
- [50] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. International Journal of Refrigeration, Volume 34, Issue 1, January 2011, Pages 40–49.

- [51] R. Cabello, Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor, para la evaluación de los parámetros energético con datos empíricos, obtenidos utilizando como fluido de trabajo el refrigerante HCFC-22, y los refrigerantes alternativos HFC-134a y HFC-407C, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia 2003.
- [52] S.A. Klein, D.T. Reindl, K. Brownell, Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers, *Int J Refrigeration* 23 (8) (2000) 588–596.
- [53] Gosney, 1982, W.B. Gosney, Principles of Refrigeration. Cambridge University Press, Cambridge (1982).
- [54] Sung Goo Kim, Yoon Jo Kim, Gilbong Lee, Min Soo Kim. The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1064–1072.
- [55] S.M. Liao, T.S. Zhao. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal min/micro channels. *J.Heat Transf., ASME*, 24 (2002), pp. 413–420.
- [56] A. Cavallini, M. Corradi, E. Fornasieri. Experimental Investigation on the Effect of the Internal Heat Exchanger and Intercooler Effectiveness on the Energy Performance of a Two-stage Transcritical Carbondioxide Cycle. *International Institute of Refrigeration, International Congress of Refrigeration, Beijing, China* (2007).
- [57] Y. Chen, J. Gu. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *Int. J. Refrigeration*, 28 (2005), pp. 1238–1249.
- [58] D. Sánchez, Desarrollo de una Planta Frigorífica de Compresión de Vapor empleando el Fluido Natural CO₂ como Refrigerante en Condiciones Supercríticas. Análisis Experimental y Evaluación Energética de Diferentes Configuraciones, Tesis Doctoral, Universidad Jaume I de Castellón 2010.



CAPÍTULO 6

Modelado computacional del proceso de evaporación del CO₂ en diferentes intercambiadores de calor



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 6. Modelado computacional del proceso de evaporación del CO₂ en diferentes intercambiadores de calor.

6.1. Introducción

Alcanzar un diseño eficaz en los intercambiadores de calor que forman parte de los sistemas de compresión de vapor que utilizan dióxido de carbono como refrigerante, se ha convertido en una necesidad importante dada la relevancia que adquiere disponer de un buen diseño que permita optimizar el funcionamiento del equipo, lo cual también repercute en el aspecto económico. Para realizar con éxito la primera fase de diseño resulta necesario e imprescindible entender y predecir las características de intercambio térmico del refrigerante dentro de los tubos del intercambiador. Muy pocos métodos de predicción se ajustan adecuadamente a las propiedades de intercambio que presenta el CO₂ durante el proceso de evaporación, ya que estos métodos no suelen cubrir las amplias variaciones de densidad entre el líquido y vapor, y las muy bajas tensiones superficiales a altas presiones de trabajo.

En comparación con otros refrigerantes convencionales, las características del patrón de flujo en la región bifásica para el CO₂, tales como la caída de presión y la transferencia de calor durante el proceso de evaporación, son bastante diferentes de las presentadas por los refrigerantes convencionales [1,2]. Las altas presiones reducidas y las bajas tensiones superficiales que presenta el dióxido de carbono en comparación con los refrigerantes convencionales dan lugar a mejores características en la transferencia de calor en la región de nucleación durante el proceso de evaporación, por lo que las correlaciones actuales para calcular los coeficientes de película no pueden predecir los resultados para CO₂, incluso para altos flujos máxicos [1,2]. Por este motivo, el CO₂ tiene mucho mayores coeficientes de transferencia de calor que los refrigerantes convencionales en las mismas temperaturas de saturación. Además, algunos estudios previos experimentales han demostrado que el dryout tiende a ocurrir en títulos de vapor en torno a 0.3-0.7, observándose este fenómeno con los refrigerantes halocarbonados, a títulos de vapor entorno a 0.9 [9], lo que indica que los patrones de flujo son diferentes entre el dióxido de carbono y los HFC.

Muchas de las recientes investigaciones que estudian el dióxido de carbono como refrigerante han incluido análisis de ciclo termodinámico, sin embargo, relativamente pocos investigadores han realizado medidas de los coeficientes de transferencia de calor y pérdidas de presión durante la evaporación del dióxido de carbono. Bredesen [3] estudió la transferencia de calor y las caídas de presión durante la evaporación del dióxido de carbono en el interior de un tubo. Basado sobre los resultados experimentales de Bredesen, Hwang [4] investigó la aplicabilidad de seis correlaciones empíricas comúnmente utilizadas. Ellos propusieron un nuevo modelo empírico, basado en la modificación de la correlación de Bennett-Chen para dióxido de carbono durante la evaporación en un tubo horizontal liso. Pettersen [5], desarrolló intercambiadores de calor de microcanales para CO₂ y, de forma experimental, halló el coeficiente global de transferencia de calor. En este estudio se indicaron que los coeficientes de transferencia de calor son más altos que en los fluorocarbonos, y ello permite que la superficie interna de intercambio pueda reducirse. Zhao [6] investigó la transferencia de calor con convección forzada durante el proceso de evaporación en un tubo liso. Este estudio confirmó que el título de vapor tiene un efecto importante sobre el coeficiente de transferencia. Hihara and Tanaka [7] midieron los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión en un tubo liso horizontal. Sus correlaciones no llegaron a ajustarse demasiado bien con los resultados experimentales. Sin embargo, ninguna de estas investigaciones hace especial atención en sus correlaciones a la evolución que presenta el dryout en las regiones cercanas al punto crítico.

En general, los coeficientes de transmisión de calor son más elevados cuanto mayor es la temperatura de saturación en regiones donde el título de vapor es bajo, dado que la región de nucleación es más activa a medida que se incrementa dicha temperatura. Cooper [8] propuso que los coeficientes de transmisión de calor en la región de nucleación sean una función de la presión reducida, la cual se incrementa cuando lo hace la temperatura de saturación, advirtiendo que la tendencia que enseña el dióxido de carbono en las regiones

donde el título de vapor es bajo es diferente al comportamiento que presentan los HFC. La ruptura de la película de líquido comienza en el caso del CO₂, en una región donde el título de vapor es muy bajo, en comparación con el título de vapor donde se observa este fenómeno con los refrigerantes halocarbonados, que se sitúa en torno a un título de vapor de 0.9 [9]. Esto es debido a que la viscosidad y la tensión superficial del CO₂ es mucho menor que en los refrigerantes halocarbonados, provocando la ruptura de la película de líquido en títulos de vapor bastante inferiores. Todas estas características redundan en patrones de flujo diferentes entre el dióxido de carbono y los HFC.

Los patrones de flujo son muy importantes en la comprensión de los muy complejos fenómenos de flujo y en las tendencias de transferencia de calor durante la ebullición del fluido. Para predecir los patrones de flujo locales, se utiliza un mapa de patrón de flujo. De hecho, en los últimos años se han desarrollado estudios para analizar el patrón de flujo basado en el flujo de transferencia de calor durante el proceso de ebullición y los modelos de caída de presión durante este intercambio [10-15]. En las últimas décadas, muchos mapas de patrones de flujo se han desarrollado para predecir el patrón de flujo bifásico en tubos horizontales, tales como los de Baker [16], Taitel y Dukler [17], Hashizume [18], Steiner [19] por nombrar sólo unos pocos. La mayoría de estos modelos fueron desarrollados para condiciones adiabáticas y luego se extrapolaron a las condiciones diabáticos, creando así grandes discrepancias. Por esta razón, se han desarrollado un número de mapas de patrón de flujo diabáticos relacionados con los mecanismos de transferencia de calor correspondientes [13-15,20,21]. Sin embargo, ninguno de ellos es aplicable al proceso de evaporación con CO₂ en tubos horizontales porque las características de flujo bifásicos durante la evaporación del CO₂ se encuentran afectadas por las muy altas presiones reducidas en muchas aplicaciones y las bajas tensiones superficiales de CO₂ [1,2]. Además, las muy bajas viscosidades de CO₂ a altas presiones reducidas pueden afectar en gran medida a la caída de presión.

El mapeado de patrón de flujo para CO₂ empleado para realizar el modelo del evaporador presentado en este capítulo ha sido el creado por Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome desarrollado recientemente en el laboratorio de Transferencia de Calor y Masa (LTCM) en el Instituto Federal Suizo de Tecnología (EPFL) [1]. Este modelo fue desarrollado en base al modelo de Wojtan [20,21], el cual es una actualización de la versión del mapeado de patrón de flujos de Kattan-Thome-Favrat [13-19]. Estos modelos relacionan los patrones de flujo con los mecanismos de transferencia de calor correspondientes, diferenciándose de los numerosos modelos empíricos tales como: las correlaciones de Chen [22], Shah [23], Gungor and Winterton [24], Kandlikar [25], Liu and Winterton [26], etc que no incluyen la información del patrón de flujos. Debido a estas características, normalmente, la caída de presión durante el proceso de evaporación para CO₂ son mucho menores que los de otros refrigerantes [1,2]. Significativamente esto no ha sido probado, aunque existen una serie de estudios de caída de presión para CO₂ en la literatura [27,28-42] cuyos análisis así lo indican. Algunos investigadores proponen correlaciones para predecir la caída de presión de CO₂ sobre bases propias de datos experimentales, pero estos métodos no pueden ser extrapolados a otras condiciones. El método empleado en este modelo ha sido el desarrollado por Yoon [27], basado en el método modificado de Chisholm. Este método proporciona predicciones con bajo error siempre y cuando tanto las condiciones de ensayo y el diámetro del tubo se encuentre dentro del rango de operación para el que se desarrolló el modelo. Otros autores han propuesto diferentes predicciones para calcular la caída de presión, donde se destacan los trabajos realizados por Chisholm [43], Friedel [44], Gro"nnerud [45], Mu"ller-Steinhagen and Heck [46] y un modelo basado en patrones de flujo creado por Quibe'n y Thome [10-12].

Desafortunadamente, no es sencillo desarrollar un modelo físico que englobe todas las variantes posibles y que, a su vez, muestre datos fiables a la hora de realizar el diseño del mismo. Si a esto se añade que el diseño de los circuitos de refrigeración puede considerarse prácticamente ilimitado, es complicado, ya desde el principio, el modelado físico del sistema de refrigeración completo y supone, usualmente, una mera aproximación de la realidad. Una vez implementado, un modelo físico puede aportar la información adicional que necesita un ingeniero para poder detectar desviaciones de las condiciones óptimas de trabajo, así como reajustar e incluso rediseñar esta parte de la instalación que no se comporta como el modelo predice que debe hacerlo. Así pues, un modelo representa el funcionamiento de un dispositivo con cierto margen de error y sirve para poder hacer predicciones del mismo imponiendo ciertas condiciones de funcionamiento, como parámetros de entrada al modelo.

De esta forma se puede reducir el número de ensayos experimentales, lo que supone una reducción de los costes en la fase de desarrollo de una instalación de refrigeración siempre y cuando dicho modelo haya sido validado mediante los correspondientes ensayos experimentales.

Este capítulo se ha centrado exclusivamente en el desarrollo de un modelo físico de estado estacionario que permita simular el comportamiento del evaporador en dos equipos de compresión de vapor diferentes. El primer evaporador estudiado es de tubos concéntricos y se encuentra ubicado en la instalación de media potencia analizada en la presente tesis doctoral, donde el intercambio térmico es realizado con una mezcla de agua con monoetilenglicol como fluido secundario. El segundo evaporador realiza el intercambio térmico con aire como fluido secundario, con una disposición de tubo aleteado y empleado en un equipo de baja potencia. Por tanto, el objetivo general planteado en este capítulo se resume en el desarrollo de un modelo físico lo suficientemente robusto como para poder predecir con cierto nivel de exactitud el comportamiento estacionario de un componente de la instalación como es el evaporador. Los resultados que ofrece un modelo son de interés para el diseño y la selección o adquisición de intercambiadores de calor en futuras instalaciones de producción de frío destinadas al mismo campo de aplicación.

6.2. Modelos matemáticos

Un modelo matemático es la expresión formal (en lenguaje matemático) de las relaciones entre los componentes de un modelo. La construcción de un modelo de este tipo implica la selección y cuantificación de los componentes, variables y relaciones presentes en el sistema para representarlo con el nivel de detalle requerido. Puede ser algo tan simple como sustituir las variables de una ecuación por sus valores reales o puede ser un conjunto complejo de ecuaciones interrelacionadas cuyas variables se ven modificadas a lo largo del tiempo y a través del espacio. El lenguaje matemático permite describir y representar sistemas de manera eficaz, objetiva y no ambigua, hasta el punto de que, hoy en día, se considera a los modelos matemáticos como representaciones de teorías acerca de los sistemas que se modelan. Debe distinguirse entre esta concepción de modelo, como representación de una teoría mediante una ecuación más o menos sencilla, y la idea de modelo como agrupación de un conjunto de ecuaciones (que responden a diferentes teorías) interconectadas de manera que representen las diferentes transferencias entre los componentes del sistema modelado.

Por mínimamente complejo que sea un modelo, y especialmente si tiene en cuenta variaciones en el espacio o en el tiempo, requiere la resolución de muchísimas operaciones matemáticas. Por tanto se requiere un ordenador para su resolución ordenada en forma de algoritmo.

Por otro lado, no basta con que funcionen bien, deben funcionar bien por las razones correctas. La modelización matemática tal como se concibe hoy día, muestra una considerable influencia del enfoque sistémico y el análisis de sistemas como herramienta de conceptualización de los conocimientos disponibles acerca del funcionamiento de un sistema en un lenguaje formal muy próximo al lenguaje matemático. El análisis de sistemas es el estudio de la composición y el funcionamiento de un sistema [47] permitiendo la exploración de la estructura y comportamiento del mismo. La modelización es una de las herramientas del análisis de sistemas ya que implica la simplificación del sistema real para conseguir una adecuada comprensión del mismo. El origen del análisis de sistemas está en la Teoría General de Sistemas debida a Ludwing von Bertalanffy [48]. Una aproximación sistémica a un problema medioambiental supone la descomposición de un sistema altamente complejo en un número de componentes discretos, cada uno de los cuales experimenta una serie de entradas y salidas de materia y energía y mantiene flujos de información con los demás. De este modo se pretende que el sistema sea más fácil de estudiar. Se asume, por tanto, que es posible subdividir el mundo real en sistemas funcionales y determinar cuáles son sus entradas y salidas. Debido a esta filosofía de trabajo, se ha identificado el análisis de sistemas con el positivismo y el reduccionismo.

6.3. Tipos de modelos

Una clasificación de los modelos matemáticos podría basarse, según Centeno [49] en:

6.3.1. Empíricos o basados en principios físicos

El carácter empírico o físico constituye la característica fundamental de un modelo. Un modelo físico se basa en las leyes físicas que rigen los procesos mientras que un modelo empírico se basa en relaciones estadísticamente significativas entre variables. Las ecuaciones que describen un modelo estadístico no son por tanto físicamente o dimensionalmente consistentes ni universales, ya que, en rigor, sólo son válidas para el contexto espacio temporal en el que se calibraron. Se caracterizan por un alto poder predictivo pero una escasa capacidad explicativa, es decir reproducen el funcionamiento del sistema razonablemente bien pero no permiten saber por qué el sistema funciona así. Los modelos estadísticos se conocen también como modelos de caja negra ya que no permiten descubrir el funcionamiento interno del sistema. Los modelos físicos se denominan, por contraposición, modelos de caja blanca. Se trata de modelos en los que las transferencias de materia y energía entre sus componentes se rigen mediante ecuaciones físicas y que además cumplen las leyes de conservación de la materia y la energía, tanto para el conjunto del modelo como para cada uno de los submodelos. Una posibilidad intermedia son los modelos de caja gris o conceptual. Se trata de modelos en los que el sistema se descompone en una serie de componentes que se resuelven como modelos empíricos pero cuya integración se basa en principios físicos o al menos en cierto conocimiento a priori de cómo funciona el sistema. Para poder construir un modelo físico es necesario un alto conocimiento acerca de cómo funciona el sistema a modelar. El modelo resultante permite transformar unas variables de entrada en variables de salida. En el caso de los modelos empíricos la falta de conocimiento acerca del sistema se compensa con datos de calidad y en cantidad suficiente de las variables de entrada y de salida. A partir de estos datos podemos construir un modelo empírico que nos permita, posteriormente, obtener las variables de salida a partir de un nuevo conjunto de valores para las variables de entrada.

6.3.2. Estocásticos o deterministas

Los primeros incluyen generadores de procesos aleatorios dentro del modelo que modifican ligeramente algunas de las variables. De esta manera, para un mismo conjunto de datos de entrada, las salidas no serían siempre las mismas. La distinción entre modelos deterministas o estocásticos se confunde a veces con la anterior, relacionando equivocadamente modelos estocásticos con empíricos y deterministas con físicos. En realidad un modelo determinista es aquel en el que dado un conjunto de parámetros y variables de entrada va a producir siempre el mismo conjunto de variables de salida. En el caso de un modelo estocástico los valores de las variables de salida van a variar de unas ejecuciones del modelo a otras ya que se deja intervenir al azar. Las razones por las que el comportamiento de un sistema puede resultar aleatorio son diversas:

- Existencia de procesos realmente estocásticos.
- Existencia de procesos aparentemente estocásticos debido a nuestra falta de conocimiento.
- Errores aleatorios en la medición de las variables.
- Procesos muy complejos que es preferible modelar como estocásticos.

La introducción de un componente estocástico en un sistema puede venir, a su vez, de:

- Utilización de generadores aleatorios de series de las variables de entrada.
- Utilización de generadores aleatorios para dar valores a los parámetros del modelo y a su distribución espacial, de esta manera se evita el problema que supone utilizar parámetros estimados con cierto grado de incertidumbre.

Cuando en un modelo las salidas de un componente pueden dirigirse a varios componentes distintos y no es fácil determinar a cual o en qué cantidad, pueden determinarse las cantidades al azar.

La introducción del componente estocástico permite además comprobar cómo se comportaría el modelo para diferentes conjuntos de parámetros o valores de las variables de entrada. De este modo en lugar de obtener un resultado a partir de un conjunto verosímil de datos, obtendremos un conjunto de resultados a partir de varios conjuntos verosímiles de parámetros y variables. Así que no tenemos por qué conformarnos con un valor esperable sino que tendremos un rango de variación dentro del cual estarán los resultados esperables.

6.3.3. Agregados o distribuidos

En el primer caso, la totalidad del área de estudio se considera de forma conjunta. Se tiene un único valor para todos los parámetros del modelo. El modelo predice unas salidas para las entradas aportadas sin informar de lo que ocurre dentro del sistema. En un modelo distribuido, se tendrá el área de estudio dividida en porciones cada una de ellas con su propio conjunto de parámetros y sus propias variables de estado. Cada porción recibe un flujo de materia y energía de algunas de sus vecinas que a su vez pasa a otras. Una tercera posibilidad son los modelos semidistribuidos que se construyen a partir de la unión de diversos modelos agregados. En un modelo semidistribuido las diferentes unidades generan sus propias salidas de forma agregada pero aparecen entradas y salidas de unas a otras. La incorporación de la componente espacial en los modelos resulta bastante compleja. Si se opta por un modelo distribuido es necesario establecer un modelo de datos espaciales que permita asignar valores de los parámetros y las variables de estado a los diferentes puntos del área de estudio. Puede tratarse de distribuciones de puntos, de mallas raster o de redes irregulares de triángulos (TIN). Si se trabaja con modelos agregados o semidistribuidos hay que codificar, además, los límites de las diferentes unidades.

6.3.4. Estacionarios o dinámicos

Se refiere a la forma en que se trata el tiempo. Los modelos estáticos o estacionarios dan un resultado agregado para todo el período de tiempo, como pueden ser los valores promedio o valores punta. Los modelos dinámicos devuelven las series temporales de las variables consideradas a lo largo del período de estudio. Los parámetros se distinguen de las variables en que aquellos son invariantes a la escala espacio temporal del modelo. Las variables de entrada y salida representan flujos de materia y energía desde y hacia el interior del. Las variables de estado representan cambios en la cantidad de materia y energía disponible. La distinción entre variables y parámetros depende de la escala, espacial y temporal, del modelo. En definitiva, un sistema natural recibe entradas de materia y energía de su entorno que devuelve a dicho entorno con ciertas modificaciones. Entre estas modificaciones cabe destacar:

- Desplazamiento en el espacio.
- Modulación en el tiempo de los flujos.
- Si el modelo tiene en cuenta de forma explícita el espacio estamos ante un modelo espacialmente distribuido, si se tiene en cuenta el tiempo tenemos un modelo dinámico.

6.4. Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar en seis grandes grupos, [50] y [51], como se muestra en las figuras 6.1, 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 y 6.6.

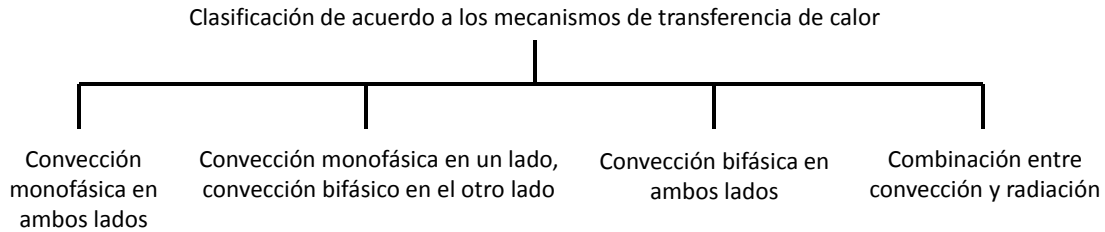


Figura 6.1.- Clasificación de acuerdo con el mecanismo de transferencia de calor

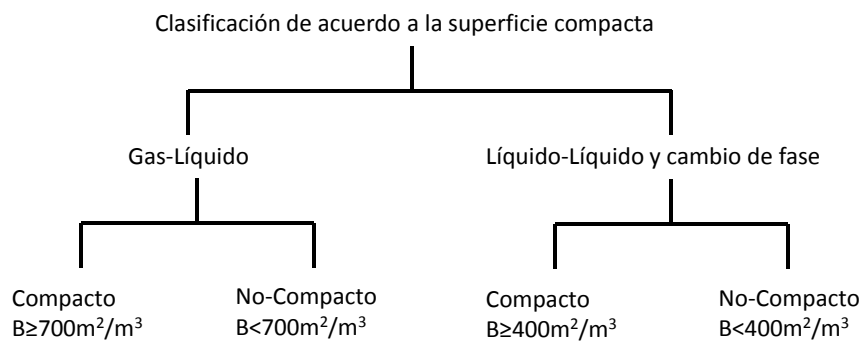


Figura 6.2.- Clasificación de acuerdo con la compactación de la superficie

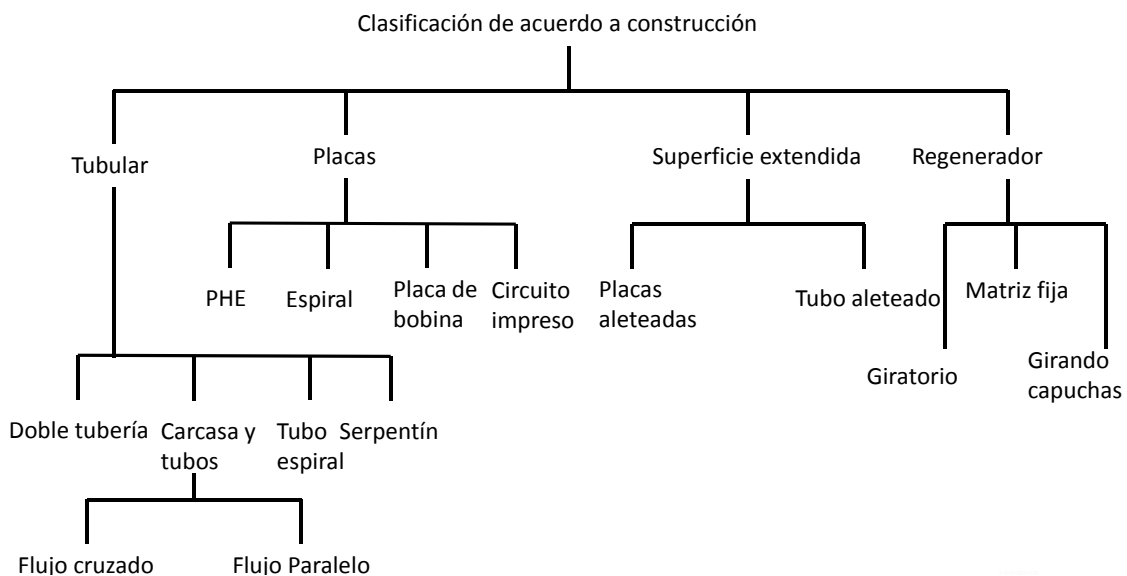


Figura 6.3.- Clasificación de acuerdo con la construcción del intercambiador de calor

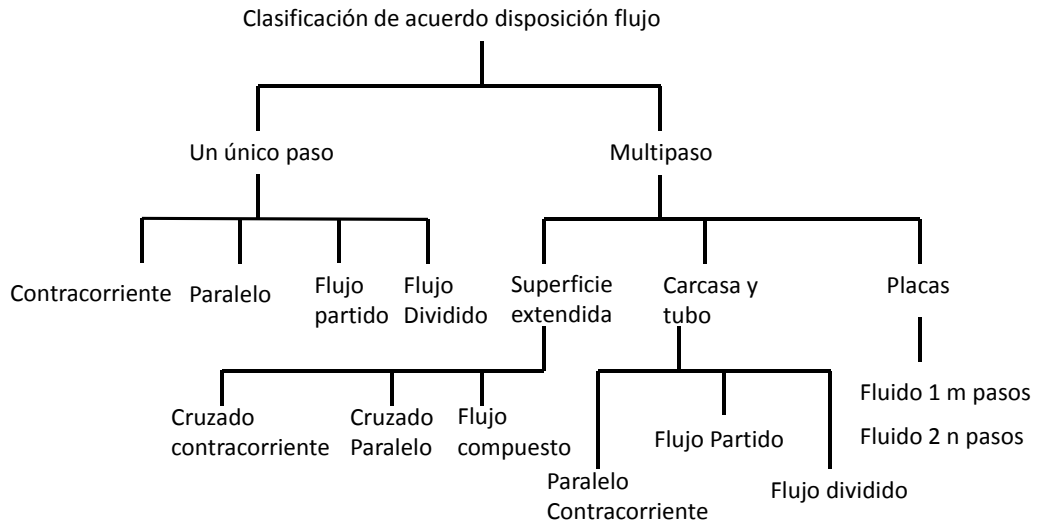


Figura 6.4.- Clasificación de acuerdo con la distribución del flujo

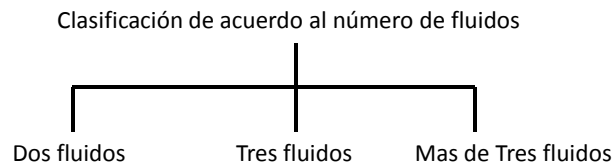


Figura 6.5.- Clasificación de acuerdo con el número de fluidos

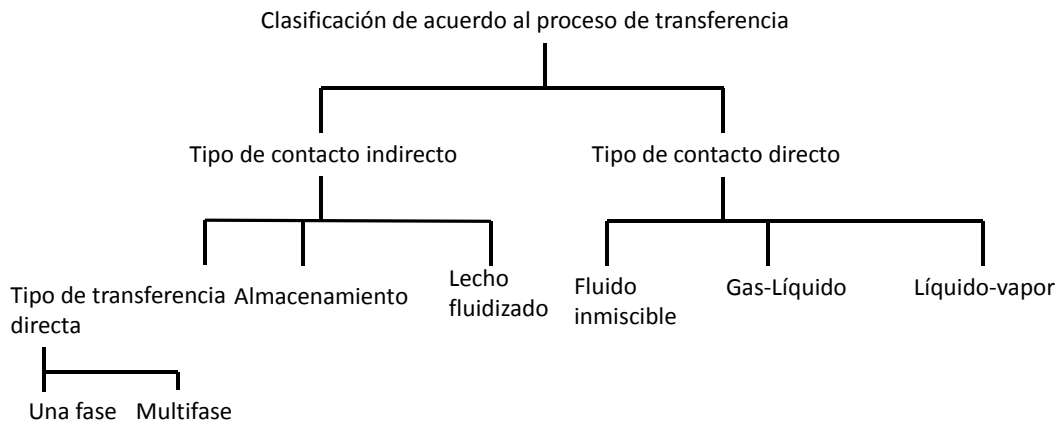


Figura 6.6.- Clasificación de acuerdo con el proceso de transferencia

Considerando los dos intercambiadores de calor objeto de este capítulo, el primero de ellos se clasifica como un intercambiador de calor de tubos concéntricos en espiral, de flujo cruzado, un solo paso y compacto, mientras que el segundo intercambiador que se estudia en este capítulo se clasifica como un intercambiador de calor de tubos aleteado, de flujo cruzado, no compacto, con distribución de tipo flujo cruzado y un solo paso (serpentín). En este tipo de intercambiadores los tubos más comunes son los de sección circular o rectangular, aunque también los hay de sección elíptica. En la figura 6.7 y 6.8 se muestran los dos intercambiadores estudiados.



Figura 6.7-Intercambiador de tubos concéntricos en espiral



Figura 6.8- Intercambiador de tubos aleteados

6.5. Antecedentes de los modelos matemáticos

Generalmente, los modelos matemáticos en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se programan para conocer el funcionamiento de la instalación completa, aunque también hay casos en los que se modela sólo un componente de la instalación. A continuación se van a presentar algunos modelos para conocer cuál es la filosofía habitual a la hora de implementar el modelo. Wedeking fue el precursor del modelado de sistemas de refrigeración y aire acondicionado [52], quien realizó un estudio sobre la dinámica del flujo bifásico en intercambiadores de calor en el año 1978. Un año más tarde, Dhar y Soedel presentan el primer modelo dinámico de una instalación completa [53]. En base a este modelo aparecieron un conjunto de modelos denominados "phase-dependent moving boundary formulation". Posteriormente se dieron a conocer un conjunto de modelos basados en una formulación de elementos o volúmenes finitos, denominados "phase-dependent difference methods".

Dentro de este grupo se encuentra la modelización de un evaporador por Renno y Aprea [54]. Con estos modelos dinámicos, se consigue una mayor información sobre las variables internas en los sistemas de producción de frío en régimen dinámico, aunque, como contrapartida, el proceso de programación suele ser bastante laborioso y su ejecución tediosa. Es por esto por lo que es necesario un equipo informático de elevadas prestaciones. El conjunto de modelos dinámicos presentados hasta la fecha, muestra cómo el método de discretización de un componente en elementos finitos suele ser el método más utilizado hasta la fecha, presentando resultados bastante próximos a la realidad. Además se suelen despreciar todos aquellos cálculos correspondientes a factores que, dependiendo de los objetivos del investigador, son considerados sin importancia. Así, se tienen modelos en los que el coeficiente de transmisión de calor se considera constante, como los presentados por Rossi y Braun [55] y modelos en los que la fase de expansión se considera isoentálpica y la fase de compresión isoentrópica, como los estudios de MacArthur y Grald [56].

En cuanto a modelos físicos estacionarios, Braun y Bendapudi [57], presentaron la modelización haciendo uso de un conjunto de volúmenes finitos en los intercambiadores de calor, donde el compresor es modelado según un modelo estacionario. Se consideran pérdidas de carga despreciables, expansión isoentálpica, compresión adiabática y conductividad de los materiales de los componentes infinita.

Los modelos dinámicos de componentes son aquellos que se centran exclusivamente en una o varias partes de la instalación. Así se tienen modelos en los que se modelan únicamente los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración, incluyendo pues el condensador y el evaporador, como por ejemplo, el modelo propuesto por Williatzen [58]. Para concluir con esta sección, se presentan, por un lado el modelo propuesto por Xia [59], donde se muestra el modelado de un evaporador de tubos aleateado, centrándose en la respuesta dinámica del sobrecalentamiento a la salida del evaporador. Mientras que la publicación de Bendaoud [60], muestra el modelado de un evaporador de flujo cruzado CO₂-Aire pero sin tener en consideración la posible condensación de las aletas. La condición de convergencia viene determinada por el flujo másico y se consideran el estado bifásico y vapor sobrecalentado del fluido refrigerante a lo largo del intercambiador de calor mediante la imposición de un tamaño constante para cada volumen de control.

6.6. Metodología de cálculo

Adicionalmente al estudio experimental, el modelado de los diferentes componentes que posee la instalación frigorífica, tiene como objetivo simular el comportamiento de la misma en condiciones no ensayadas con vistas a reducir los periodos de tiempo invertidos en la realización de ensayos. Del mismo modo, el desarrollo de estos modelos constituye una herramienta indispensable a la hora de analizar el comportamiento de cada uno de los componentes, en vistas a posibles rediseños y redimensionados futuros.

Si se presta atención a los tipos de modelos, se puede afirmar que los modelos implementados en este trabajo pertenecen al conjunto de modelos físicos, modelos de caja blanca. Dentro del cual se ha hecho uso de ciertas correlaciones empíricas que bien pueden clasificarse como modelos de caja gris. Estos modelos físicos pueden, a su vez, ser de dos tipos, según la forma con la que se trata el tiempo. Así, se tiene un modelo físico dinámico cuando se tiene en cuenta la evolución temporal de las variables de salida, mientras que será un modelo físico estacionario todo aquel que no contemple la evolución temporal en su implementación.

Para empezar con el procedimiento de modelización, en primer lugar se deben identificar cuáles son los parámetros y variables de entrada, puesto que en función de estos parámetros y variables se podrá aportar una mayor o menor cantidad de información del funcionamiento del sistema.

Parámetros de entrada comunes a los dos intercambiadores

- Presión de entrada del refrigerante en el evaporador, $P_{o,in}$ (bar).
- Presión de salida del refrigerante en el condensador ó gas-cooler, $P_{gc,o}$ (bar).
- Temperatura de salida del refrigerante en el condensador ó gas-cooler, $T_{gc,o}$ (°C).
- Flujo másico de refrigerante, \dot{m}_{ref} (kg/s).

VARIABLES DE ENTRADA COMUNES A LOS DOS INTERCAMBIADORES

- Entalpía de salida del refrigerante en el condensador, $h_{gc,o}$ (kJ/kg): se calcula conocidas $P_{gc,o}$ (bar) y $T_{gc,o}$ (°C).
- Entalpía del refrigerante en la entrada del evaporador, $h_{o,in}$ (kJ/kg): se obtiene suponiendo expansión isoentálpica, con la entalpía a la salida del gas-cooler y la presión de entrada en el evaporador, $P_{o,in}$ (kJ/kg).
- Título de vapor, X_v : se obtiene mediante los parámetros de presión y entalpía del refrigerante en el punto de entrada al evaporador, $h_{o,in}$ (kJ/kg) y $P_{o,in}$ (bar).

También es necesario definir un conjunto de variables de salida que, en su conjunto, representen el funcionamiento aproximado del componente estudiado.

VARIABLES DE SALIDA COMUNES A LOS DOS INTERCAMBIADORES

- Temperatura de la pared de los tubos, T_{met} (°C).
- Temperatura de salida del refrigerante, $T_{o,o}$ (°C).
- Presión de salida del refrigerante, $P_{o,o}$ (bar).
- Entalpía de salida del refrigerante, $h_{o,o}$ (kJ/kg).
- Título de vapor, X_v .

- Transferencia de calor, \dot{Q}_0 .

A estas variables de salida se deben incluir las variables definidas para mostrar los estados del refrigerante a lo largo del evaporador.

Para comenzar el modelado de los dos evaporadores es necesario conocer los cambios de fase a los que está sometido el refrigerante durante el proceso. Habitualmente, se producen dos cambios termodinámicos en el lado del refrigerante, donde se suele entrar en el evaporador en un estado bifásico (two-phase) con una presión y entalpía conocidos, para pasar luego a un estado de vapor sobrecalentado (single-phase). Por tanto, es esencial considerar este cambio de estado del refrigerante en el modelo, puesto que los mecanismos de transferencia de calor en un estado u otro varían considerablemente. Así pues, se tiene que el refrigerante que fluye a través de los tubos se ve sometido a los cambios de estado mencionados y a una caída de presión por fricción. Esta caída de presión conlleva una ligera reducción de la temperatura del refrigerante, luego el proceso de evaporación no será a presión constante, sino que se verá afectado por la caída de presión anteriormente comentada.

Una vez mencionados los aspectos más relevantes se va a pasar a mostrar de forma resumida las consideraciones que se han tomado en el desarrollo y la programación del modelo físico de estado estacionario:

- Sistema en estado estacionario.
- Fluido refrigerante adimensional dentro de los tubos.
- Temperatura del refrigerante adimensional, se considera la temperatura promedio en cada volumen de control.
- Fluido refrigerante hidrodinámicamente desarrollado.
- Transferencia de calor por conducción en el tubo despreciable.
- Transferencia de calor por convección natural en los codos despreciable.
- Fuerzas gravitacionales e inerciales no contempladas en el modelo.

A fin de evitar el uso de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que requieren métodos de resolución muy complejos, se emplea a lo largo de este análisis las ecuaciones fundamentales correspondientes a la conservación de la energía y de la masa para estado estacionario. En este caso, las ecuaciones se van a desarrollar contemplando volúmenes de control de tamaño constante a lo largo de cada uno de los tubos longitudinales del evaporador.

6.6.1. Ecuación de conservación de la masa

La conservación de la masa de un fluido en su movimiento está dado por la ecuación de continuidad. Si se considera el elemento como tridimensional y el flujo de masa está balanceado por el cambio de masa en el elemento de volumen, la ecuación de conservación de masa queda como se indica en la ecuación ec.6.1:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u}{\partial x} + \frac{\partial \rho \cdot v}{\partial y} + \frac{\partial \rho \cdot w}{\partial z} = 0 \quad \text{ec. 6.1}$$

Ahora bien, como ya se ha explicado, el modelo físico estacionario no contempla la variación temporal y, debido a que el fluido se considera adimensional la ecuación se reduce a un solo término donde las derivadas parciales se ven sustituidas por pequeños incrementos relacionados directamente con el tamaño del volumen de control.

$$\frac{\Delta m}{\Delta x} = 0 \quad \text{ec. 6.2}$$

La variación de masa, m , entre la entrada y la salida en cada volumen de control será pues cero, luego la cantidad de masa introducida en el sistema se considerará constante a lo largo de todo el circuito.

6.6.2. Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de conservación de la energía gobierna la evolución de la temperatura del fluido. La primera ley de la termodinámica para un volumen de control abierto sin generación interna en estado estacionario, se representa mediante la expresión ec.6.3:

$$\sum_{in} \left(h_{in} + \frac{1}{2} \cdot v_{in}^2 + g \cdot z_{in} \right) \cdot \dot{m}_{in} + \dot{Q}_{Total} = \sum_o \left(h_o + \frac{1}{2} \cdot v_o^2 + g \cdot z_o \right) \cdot \dot{m}_o + \dot{W}_{VC} \quad \text{ec. 6.3}$$

Donde \dot{Q} representa el calor absorbido por el sistema desde el exterior; \dot{W}_{VC} el trabajo ejercido por el sistema, h_e y h_s las entalpías específicas de los flujos másicos de entrada y salida respecto del volumen de control, y v_e y v_s las velocidades de las corrientes que entran y salen del volumen de control.

Si el volumen de control no realiza ningún intercambio energético en forma de trabajo con su entorno, únicamente existe una corriente de salida y otra de entrada y los términos de energía cinética y potencial de las corrientes de salida son similares, la ecuación del balance energético queda reducida a la mostrada en la expresión ec. 6.4:

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad \text{ec. 6.4}$$

6.6.3. Ecuaciones de transferencia de calor

En los intercambiadores de calor se dan los tres mecanismos de transferencia de calor: radiación, conducción y convección. Siendo este último el más importante e influyente en las instalaciones de producción de frío. Cabe resaltar que son pocos los autores de modelos, dinámicos o estacionarios, que contemplen los fenómenos de radiación o conducción puesto que el aporte en cuanto a la potencia total transmitida suele ser muy reducida. De forma general, el intercambio de calor por convección en intercambiadores de calor se expresa según la ecuación ec. 6.5:

$$\dot{Q}_{Total} = h_{conv} \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{ec. 6.5}$$

Donde Q representa la potencia neta transferida entre los dos fluidos; h representa al coeficiente de transmisión de calor por convección; A representa el área de transmisión entre los dos fluidos; ΔT_{lm} representa el incremento de temperaturas logarítmico medio entre ambos fluidos. Ahora bien, aunque esta ecuación es la más conocida y más utilizada en la literatura, para caracterizar y evaluar el comportamiento y la eficiencia de los intercambiadores de calor la mayoría de los investigadores trabajan mediante la suposición de que el incremento de temperatura logarítmico medio corresponde a la variación de la temperatura media entre los dos fluidos. Suposición medianamente aceptable en el caso de que los saltos de temperatura sean pequeños o moderados, lo que fuerza a considerar tamaños de volumen de control lo suficientemente reducidos. De esta forma, la ecuación de transferencia de calor adopta las expresiones mostradas en las ecuaciones ec. 6 y ec.7:

$$\dot{Q}_{ref} = h_{conv,ref} \cdot A \cdot (T_{met} - T_{ref}) \quad \text{ec. 6.6}$$

$$\dot{Q}_{fs} = h_{conv,fs} \cdot A \cdot (T_{fs} - T_{met}) \quad \text{ec. 6.7}$$

El uso de esta ecuación en lugar de la anterior se debe a que los modelos requieren de la inicialización de las variables del modelo haciendo una asunción de las mismas para poder comenzar con el proceso iterativo. Si se emplea, por el contrario, la ecuación expresada en forma de logaritmos, el modelo pasa a ser inestable y, por tanto, no consigue alcanzar la convergencia. En cuanto a los coeficientes de convección para simular los fenómenos de transmisión de calor, todos están basados en correlaciones empíricas obtenidas a partir de

ensayos experimentales. Dichas correlaciones se escogen de forma que se aproximen lo máximo posible al tipo de intercambiador de calor modelado, de forma que representen las condiciones físicas y constructivas de los intercambiadores.

6.6.4. Caída de presión

La determinación de la caída de presión en un intercambiador de calor es esencial en muchas aplicaciones por, principalmente, dos motivos: en primera instancia porque el fluido necesita ser impulsado para que fluya a través del intercambiador, lo que significa que se requiere de cierta cantidad de energía para que el sistema funcione y, en segundo lugar porque la transferencia de calor puede verse influenciada de forma significativa por el cambio en la temperatura de saturación para el fluido que se está evaporando si hay asociada una gran caída de presión con el fluido. El cálculo de la caída de presión que sufre el refrigerante mientras se encuentra en estado bifásico, se realiza empleando el multiplicador de fase publicado por Yoon [61], que está basado en el B-Method de Chisholm [62] y es específico para CO₂. De esta forma, el multiplicador friccional en bifásico es definido mediante la expresión ec. 6.8

$$\phi^2_{f,lo} = 1 + a \cdot (\Gamma^2 - 1) \cdot \left[\frac{B}{We_D} \cdot x^{0.875} \cdot (1-x)^{0.875} + x^{1.75} \right] \quad \text{ec. 6.8}$$

Donde el coeficiente "a" es evaluado como 4.2 y B es un coeficiente del B-method de Chisholm. Por tanto, el gradiente de presiones para el fluido bifásico puede calcularse como se indica en la expresión ec. 6.9.

$$DP_{exp} = \phi^2_{FLO} \cdot DP_{FLO} \quad \text{ec. 6.9}$$

Donde DP_{FLO} expresa el gradiente de presiones considerando el total de la mezcla como un líquido, pudiendo ser calculado por la expresión de Darcy-Weissbach para fluido incompresible pero empleando el factor de fricción hidráulico, donde, a su vez, el fanning friction viene determinado por la expresión de Blasius o Filonenko en función del régimen del fluido. Además, para calcular el coeficiente adimensional de las propiedades físicas del refrigerante es preciso conocer el gradiente de presiones a lo largo de la sección considerando todo el fluido como un gas. Este gradiente, se calcula empleando la ecuación de Darcy-Weissbach [63] incluyendo el factor de inercia definido en la expresión ec. 6.10.

$$f_i = \frac{8q_{ref}}{Gc_p} \left[-\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \right]_m \quad \text{ec. 6.10}$$

De esta forma, se calcula también el gradiente de presiones entre la entrada inicial y la salida final en cada correspondiente volumen de control cuando el fluido se encuentre en un estado de única fase.

6.7. Estructura general del modelo

La estructura general del modelo consiste en un procedimiento iterativo, puesto que el conjunto de variables cuyo valor es desconocido es superior al conjunto de ecuaciones de las que se dispone. Para que este procedimiento iterativo converja, se debe introducir la condición necesaria de convergencia y que no provoque problemas de redundancia con otras condiciones anteriormente definidas. A continuación se va a introducir de forma general el método seguido en los diferentes pasos que componen el modelo físico de estado estacionario. La metodología de cálculo empleada en el modelado de los intercambiadores, se basa en la discretización de éstos en "n" volúmenes finitos, sobre los cuales se aplican las ecuaciones de conservación de la energía. Para ello se considera que en cada uno de los volúmenes finitos, las propiedades termodinámicas permanecen constantes, a la vez que no existe intercambio de calor con el ambiente.

Por otra parte, se desprecia el efecto del aceite lubricante en los procesos de transferencia de calor, es decir, se supone que el fluido refrigerante es puro en todo momento. Autores como C. Dang [64], J. P. Lee [65] y Zhao [66] hacen hincapié en este fenómeno por la penalización que supone sobre los coeficientes de transferencia de calor del refrigerante, el aumento de concentración del aceite. Otros como Wallner y Dick [67], Henrici y Hesse [68] y Hambräus [69] demostraron un decremento en la tensión superficial en bajas temperaturas de aceite. Este decremento fue utilizado para explicar el incremento de los coeficientes de transferencia de energía en bajas concentraciones de aceite. Dado que en la instalación desarrollada no existe la posibilidad de medir la concentración de aceite, el análisis de este efecto se contemplará como un desarrollo futuro.

6.7.1. Inicialización de las variables de entrada y salida

En cada volumen de control, independientemente de la longitud de éste, se tienen ciertas variables de entrada que, como ya se ha comentado, son obtenidas mediante los parámetros de entrada al evaporador que, a su vez, han sido obtenidos por adquisición de datos en la instalación real. Cada volumen de control tiene un conjunto de salidas que viene determinado por las variables de entrada y por los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión por fricción producidos a lo largo del volumen de control. Inicialmente los valores de salida son estimaciones donde se les asigna un pequeño incremento o decremento a las variables de entrada. Este procedimiento permitirá la entrada en los bucles de convergencia y, de forma iterativa, obtener las salidas obtenidas con el modelo.

6.7.2. Criterios de convergencia comunes a los dos intercambiadores

Se basan en el cálculo de una variable determinada, ésta se comparará con el valor supuesto inicialmente y, si la diferencia entre ambas variables es inferior a un error preestablecido, el resultado alcanzado es correcto. Los criterios de convergencia considerados en el modelo son tres.

6.7.2.1. Primera condición de convergencia

Consiste en que la temperatura del metal del tubo debe ser la misma en ambos lados, es decir, la obtenida mediante la ecuación 6.6 debe ser igual a la obtenida en la ecuación 6.7. Esto se debe a que, como la transferencia de calor por conducción se ha considerado despreciable y el grosor de la pared del tubo es muy reducido, la transferencia de calor en el interior del tubo con el fluido refrigerante y la transferencia de calor en el exterior del tubo con el fluido secundario deben ser iguales. Así, haciendo uso de la ecuación de transferencia de calor por convección forzada en ambos lados, se obtiene una ecuación para obtener la temperatura del metal. Este resultado se iguala al valor asumido inicialmente y, sólo en el caso en que la diferencia entre ambos en valor absoluto sea inferior al error deseado, se saldrá del bucle inicial de convergencia.

6.7.2.2. Segunda condición de convergencia

Una vez conocida la temperatura del metal, se calcula la potencia transferida, también en cada lado del tubo, mediante las ecuaciones 6.4, 6.6 y 6.7. En este caso la convergencia es algo más compleja, puesto que se calculan dos variables, la temperatura del fluido secundario a la salida del volumen de control y la entalpía de salida del refrigerante. Para que se supere dicho bucle, se deben cumplir ambas condiciones, siendo el procedimiento igual al anteriormente descrito.

6.7.2.3. Tercera condición de convergencia

A partir de este momento ya son conocidas todas las variables de salida, pero al considerar la caída de presión por fricción en el lado del refrigerante, la temperatura de éste se verá modificada, lo que supone un nuevo problema y fuente de error. Para solventarlo se procede con el mismo procedimiento iterativo. La iteración viene condicionada por la temperatura del fluido refrigerante a esa presión calculada, que es la que se va a comparar para saltar al tercer y último bucle de convergencia. Cuando la diferencia absoluta no es inferior al error preestablecido, se calcula el promedio entre el valor obtenido anteriormente y el calculado en esa iteración.

6.7.3. Actualización de las variables de entrada y salida del siguiente volumen de control

Una vez se han obtenido todas las incógnitas del volumen de control, se procede a avanzar al siguiente volumen de control mediante el mismo procedimiento de inicialización, salvo que, las entradas ya no son los parámetros reales introducidos en el primer volumen de control, sino que van a ser las salidas del volumen de control anterior. Y las salidas serán consideradas como anteriormente se ha descrito, introduciendo ciertos incrementos o decrementos en función de las variables que sean.

6.7.4. Finalización del bucle

Una vez se ha recorrido todo el evaporador, se guardan los resultados en un archivo de texto para el posterior análisis del mismo. El modelo físico de estado estacionario ha sido implementado mediante un conjunto de funciones, todas ellas programadas en lenguaje de programación "Matlab". La descripción del funcionamiento del programa se introducirá en los siguientes apartados en base al fluido secundario empleado para el intercambio térmico.

6.8. Correlaciones empleadas para el lado del refrigerante

En el lado del refrigerante se considera, tanto, el cambio de estado, donde el fluido se encuentra en la región bifásica como el recalentamiento sufrido en la región de vapor. Por este motivo, las correlaciones empleadas deben ser específicas en cada una de las regiones donde se va a intercambiar energía. La necesidad de emplear correlaciones específicas en base a la zona donde se produzca el intercambio térmico viene fundamentada en el comportamiento del fluido en el estado bifásico, ya que depende, tanto del título de vapor como de la densidad de flujo másico que hay en el tubo longitudinal. Estas correlaciones serán comunes para el cálculo de la transferencia térmica y caída de presión del refrigerante en los dos intercambiadores de calor estudiados.

6.8.1. Correlaciones para la zona bifásica

Las correlaciones que se van a emplear cuando el fluido se encuentre en estado bifásico son las propuestas por L. Cheng, G. Ribatski y J. Moreno Quibén [70,71], definidos como métodos predictivos para la evaporación de CO₂, y las correlaciones propuestas por Yoon [69] para la caída de presión en cada volumen de control. La caída de presión en los codos del intercambiador de tubo aleteado se calculará con las ecuaciones utilizadas por Bendaoud [60] en su modelo. Los métodos propuestos por L. Cheng, G. Ribatski y J. Moreno Quibén [70,71], proponen un conjunto de patrones de flujo que vienen determinados por la densidad de flujo másico y por el título de vapor.

Como el título de vapor se irá incrementando a lo largo del serpentín, el fluido refrigerante podrá situarse en diferentes zonas, pasando de un patrón de flujo a otro. El patrón de flujo propuesto por L. Cheng, G. Ribatski y J. Moreno Quibén [70,71], considera tres fronteras que dependen del título de vapor. La primera, se refiere al cambio entre la zona intermedia y la anular, expresada en la ecuación ec. 6.11. La segunda ecuación ec. 6.12, representa la frontera de separación en la zona anular y la zona seca, donde el fluido refrigerante se encuentra prácticamente en estado de vapor sobrecalentado. La tercera expresión ec. 6.13 representa la frontera entre la zona seca y la zona "mist" (niebla) que se da con densidades de flujo elevadas y títulos de vapor muy próximos a la unidad.

$$x_{IA} = \left[1.8^{1/0.875} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1/1.75} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad \text{ec. 6.11}$$

$$x_{DI} = 0.58 \cdot \exp \left[0.52 - 0.236 \cdot We_v^{0.17} \cdot Fr_{v,Mori}^{0.15} \cdot \left(\rho_v/\rho_l\right)^{0.25} \cdot \left(q/q_{crit}\right)^{0.27} \right] \quad \text{ec. 6.12}$$

$$x_{DE} = 0.61 \cdot \exp \left[0.57 - 0.502 \cdot We_v^{0.16} \cdot Fr_{v,Mori}^{0.15} \cdot \left(\rho_v/\rho_l\right)^{-0.09} \cdot \left(q/q_{crit}\right)^{0.72} \right] \quad \text{ec. 6.13}$$

Además de la separación creada con los títulos de vapor, también se ha creado un conjunto de patrones en función de esos títulos de vapor y sus densidades de flujo. A continuación se muestra cada uno de los patrones considerados, y las condiciones que se contemplan para que se de dicho caso.

Flujo estratificado (S)

Se produce siempre que la densidad de flujo sea inferior que la densidad de flujo estratificada, cuya ecuación se indica en la expresión ec. 6.14, teniendo aproximadamente la forma de la figura 6.9.



$$G_{strat} = \left[\frac{226.3^2 \cdot A_{LD} \cdot A_{VD}^2 \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \mu_l \cdot g}{x^2 \cdot (1-x) \cdot \pi^3} \right]^{1/3} \quad \text{ec. 6.14}$$

Figura 6.9.- Patrón de flujo estratificado (S)

Flujo estratificado-ondulado (SW)

En este caso, el fluido se va haciendo más turbulento y comienzan a aparecer unas ondulaciones en el fluido, adoptando la forma de la figura 6.10. El fluido se encuentra en este estado siempre y cuando la densidad de flujo sea superior que la del flujo estratificado y menor que la de flujo ondulado, además, el título de vapor debe estar comprendido entre X_{IA} y X_{DE} . G_{wavy} se calcula a partir de la expresión ec. 6.15.



$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16 \cdot A_{VD}^3 \cdot g \cdot D_{eq} \cdot \rho_l \cdot \rho_v}{x^2 \cdot \pi^2 \cdot [1 - (2 \cdot h_{LD} - 1)^2]^{1/2}} \cdot \left[\frac{\pi^2}{25 \cdot h_{LD}^2} \cdot (Fr_l) \right] \right\}^{1/2} + 50$$

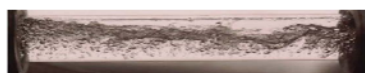
Figura 6.10.- Patrón de flujo estratificado-ondulado (SW) ec. 6.15

Flujo slug-stratified wavy (SWS)

Este tipo de flujo es como el anterior salvo que en este caso el título de vapor debe ser inferior que el X_{IA} . El resto de condiciones para las densidades de flujo se mantienen iguales con el del tipo SW. El patrón se asemeja al anterior pero las ondulaciones son mayores y de menor frecuencia. Además aparecen más burbujas de dimensiones reducidas.

Flujo intermitente (I)

Este tipo de patrón de flujo se da en condiciones de valores intermedios de densidades de flujo, superiores a G_{wavy} e inferiores a G_{bubbly} . Donde G_{bubbly} se indica en la expresión ec. 6.16.



$$G_B = \left\{ \frac{256 \cdot A_{VD} \cdot A_{LD}^2 \cdot D_{eq}^{1.25} \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{0.3164 \cdot (1-x)^{1.75} \cdot \pi^2 \cdot P_{ID} \cdot \mu_L^{0.25}} \right\}^{1/1.75} \quad \text{ec. 6.15}$$

Figura 6.11.- Patrón de flujo intermitente (I)

Flujo anular (A)

El flujo anular consiste en un anillo que rodea todo el perímetro del tubo interiormente, considerándose húmedo, mientras que en el seno del fluido se encuentra todo como vapor. Las condiciones que deben cumplirse para que se de dicho caso son, título de vapor entre X_{IA} y X_{DI} . La densidad de flujo debe ser superior a G_{wavy} e inferior a G_{dryout} , cuya expresión se muestra en la ecuación ec. 6.16. La representación del flujo anular muestra como la pared del tubo se encuentra todavía húmeda, como se indica en la figura 6.12.



$$G_{dryout} = \left\{ \frac{1}{0.236} \cdot \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \cdot \left(\frac{D_{eq}}{\rho_v \cdot \sigma} \right)^{-0.17} \cdot \left[\frac{1}{g \cdot D_{eq} \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0.17} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.25} \cdot \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0.27} \right\}^{1.471} \quad \text{ec.6.15}$$

Figura 6.12.- Patrón de flujo anular (A)

Flujo burbujeante (B)

Las condiciones para este tipo de flujo son, densidad de flujo muy elevada, superior al G_{bubbly} y título de vapor inferior al X_{IA} . Con estas condiciones el fluido será prácticamente todo líquido y burbujas por todo el fluido.

Flujo nebuloso (M)

En este caso, las condiciones son de título de vapor superior al X_{DE} , el cual suele ser muy elevado y próximo a la unidad. La densidad de flujo debe ser superior a la densidad de flujo G_{mist} .

Flujo seco

En este caso el fluido es prácticamente vapor y normalmente el fluido sale del evaporador en este estado. Las condiciones son un título de vapor entre el X_{DI} y el X_{DE} . La densidad de flujo debe ser superior al G_{dryout} . Para ver con claridad los patrones de flujo del fluido en estado bifásico, se va a mostrar de forma esquemática todo el conjunto, la imagen al Handbook de Wolverine Tube, Inc.

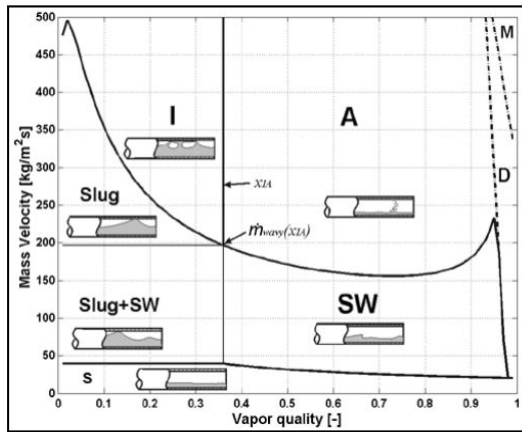


Figura 6.13. Diagrama esquemático de los diferentes patrones de flujo para el R22

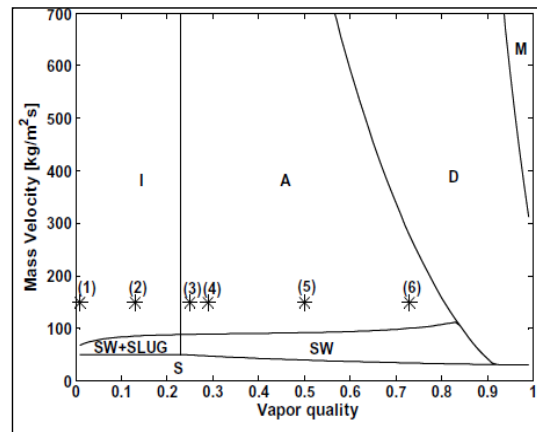


Figura 6.14. Diagrama de flujo de los diferentes patrones de flujo para CO₂

Una vez se conoce el patrón del fluido, se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante. La ecuación general utilizada es la de Kattan-Thome-Favrat [17-19] expresada en la ecuación 6.16.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} \cdot h_v + (2 \cdot \pi - \theta_{dry}) \cdot h_{wet}}{2 \cdot \pi} \quad \text{ec. 6.16}$$

Donde el ángulo viene determinado en función del tipo de flujo, como se indica en las figuras 6.15 y 6.16. En la figura 6.15 se ha representado el patrón de flujo bifásico en régimen estratificado y en la figura 6.16 el patrón correspondiente a la zona anular, donde la zona líquida viene dada por el espesor de película entre el tubo y el vapor.

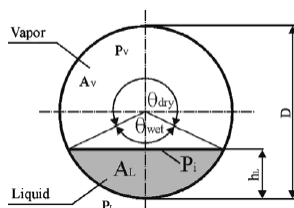


Figura 6.15.- Diagrama esquemático de un patrón de flujo bifásico estratificado.

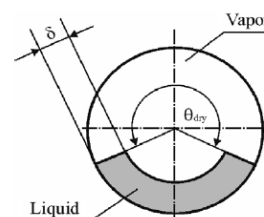


Figura 6.16.- Diagrama esquemático del espesor de película en la sección del tubo.

El ángulo se calcula dependiendo del tipo de patrón en el que se encuentre el fluido. Así, cuando el flujo es anular el ángulo es cero, puesto que hay un anillo de un espesor ínfimo que rodea todo el tubo interiormente. Cuando la condición es patrón de flujo seco (dryout), el ángulo viene a ser igual a $2 \cdot \pi$ radianes. El resto de patrones tendrán un ángulo seco que se obtiene de la fórmula:

Para títulos superiores a X_{IA}

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \cdot \left(\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0.61} \quad \text{ec. 6.17}$$

Para títulos inferiores a X_{IA}

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \cdot \frac{x}{x_{IA}} \cdot \left(\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0.61} \quad \text{ec. 6.18}$$

El procedimiento de cálculo del coeficiente de transferencia de calor consiste en considerar por separado la parte líquida y la parte seca. El coeficiente para el estado de vapor sobrecalentado se obtiene con la ecuación propuesta por Dittus Boelter [72]:

$$h_v = 0.023 \cdot Re_v^{0.8} \cdot Pr_v^{0.4} \cdot \frac{k_v}{D_{eq}} \quad \text{ec. 6.19}$$

En el perímetro húmedo, la ecuación empleada es:

$$h_{wet} = [(S \cdot h_{nb})^3 + h_{cb}^3]^{1/3} \quad \text{ec. 6.20}$$

Donde las tres variables se obtienen mediante las ecuaciones:

$$h_{nb} = 131 \cdot p_{reducida}^{-0.0063} \cdot (-\log_{10} p_{reducida})^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.58} \quad \text{ec. 6.21}$$

$$h_{cb} = 0.0133 \cdot Re_{\delta}^{0.69} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \frac{k_l}{\delta} \quad \text{ec. 6.22}$$

Siendo h_{nb} calculado con la correlación de nucleación de Cheng–Ribatski–Wojtan–Thome para CO_2 , la cual fue modificada por Cooper [73]. El factor de supresión propuesto por (L. Cheng, y otros 2006), viene determinado por la siguiente condición:

$$Si \ x < x_{IA} \rightarrow S = 1 \quad \text{ec. 6.23}$$

$$Si \ x \geq x_{IA} \rightarrow S = 1 - 1.14 \cdot \left(\frac{D_{eq}}{0.00753} \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{IA}} \right)^{2.2} \quad \text{ec. 6.24}$$

Donde el espesor de la película húmeda viene determinado por la ecuación de El Hajal [74]:

$$\delta = \frac{D_{eq}}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{eq}}{2} \right)^2 - \frac{2 \cdot A_L}{2 \cdot \pi - \theta_{dry}}} \quad \text{ec. 6.25}$$

Este procedimiento sólo se hace si el fluido no se encuentra en las zonas seca (Dryout) o nebulosa (Mist). Para estos dos casos particulares, con títulos de vapor muy elevados, se consideran ecuaciones directas. Cuando el fluido se encuentra en zona nebulosa, la ecuación propuesta por Cheng para calcular los coeficientes de película en dicha región parten de la modificación de la ecuación de Groeneveld [75]

$$h_M = 2 \cdot 10^{-8} \cdot Re_H^{1.97} \cdot Pr_v^{1.06} \cdot Y^{-1.83} \cdot \frac{k_v}{D_{eq}} \quad \text{ec. 6.26}$$

Siendo la variable Y:

$$Y = 1 - 0.1 \cdot \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \cdot (1 - x) \right]^{0.4} \quad \text{ec. 6.27}$$

En el caso de estar en zona seca (dryout), se empleará la ecuación propuesta por Wojtan [21], modificada por interpolación lineal por los propios autores de la investigación, (Cheng, Ribatski y Thome, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II - An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns 2008).

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{DI}) - \frac{x - x_{DI}}{x_{DE} - x_{DI}} \cdot [h_{tp}(x_{DI}) - h_M(x_{DE})] \quad \text{ec. 6.28}$$

La determinación de la caída de presión en un intercambiador de calor es esencial en muchas aplicaciones por, principalmente, dos motivos: en primera instancia porque el fluido necesita ser impulsado para que fluya a través del intercambiador, lo que significa que se requiere de cierta cantidad de energía para que el sistema funcione y, en segundo lugar porque la transferencia de calor puede verse influenciada de forma significativa por el cambio en la temperatura de saturación para el fluido que se está evaporando si hay asociada una gran caída de presión con el fluido. El cálculo de la caída de presión que sufre el refrigerante mientras se encuentra en estado bifásico, se realiza empleando el multiplicador de fase publicado por Yoon [61], que está basado en el B-Method de Chisholm [62] y es específico para CO₂. De esta forma, el multiplicador friccional en bifásico es definido mediante la expresión ec. 6.29.

$$\phi^2_{f,lo} = 1 + a \cdot (\Gamma^2 - 1) \cdot \left[\frac{B}{We_D} \cdot x^{0.875} \cdot (1-x)^{0.875} + x^{1.75} \right] \quad \text{ec. 6.29}$$

Donde el coeficiente "a" es evaluado como 4.2 y B es un coeficiente del B-method de Chisholm. Por tanto, el gradiente de presiones para el fluido bifásico puede calcularse como se indica en la expresión ec. 6.30.

$$DP_{exp} = \phi^2_{FLO} \cdot DP_{FLO} \quad \text{ec. 6.30}$$

Donde DP_{FLO} expresa el gradiente de presiones considerando el total de la mezcla como un líquido, pudiendo ser calculado por la expresión de Darcy-Weissbach para fluido incompresible pero empleando el factor de fricción hidráulico, donde, a su vez, el fanning friction viene determinado por la expresión de Blasius o Filonenko en función del régimen del fluido. Además, para calcular el coeficiente adimensional de las propiedades físicas del refrigerante es preciso conocer el gradiente de presiones a lo largo de la sección considerando todo el fluido como un gas. Este gradiente, se calcula empleando la ecuación de Darcy-Weissbach [63] incluyendo el factor de inercia definido en la expresión ec. 6.31.

$$f_i = \frac{8q_{ref}}{Gc_p} \left[-\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \right]_m \quad \text{ec. 6.31}$$

De esta forma, se calcula también el gradiente de presiones entre la entrada inicial y la salida final en cada correspondiente volumen de control cuando el fluido se encuentre en un estado de única fase.

6.8.2. Correlaciones para la zona de vapor recalentado

En este estado, el fluido frigorígeno se encuentra como vapor sobrecalentado, de forma que la temperatura del mismo, aumenta en relación al intercambio térmico producido. En esta zona monofásica se ha empleado la correlación propuesta por Gnielinski 1976 [76], que desarrolló una ecuación válida para un fluido turbulento en transición o plenamente desarrollado hidráulicamente, con las propiedades termo físicas evaluadas para la temperatura promedio del refrigerante. La correlación propuesta está en función del factor

de fricción, el cual es evaluado con la ecuación de Blasius o Filonenko, dependiendo del número de Reynolds. Así, se tiene que:

$$\text{Si } Re < 10^5 \rightarrow \text{Ec. Blasius: } f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad \text{ec. 6.32}$$

$$\text{Si } Re > 10^5 \rightarrow \text{Ec. Filonenko: } f = (1.82 \cdot \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad \text{ec. 6.33}$$

La ecuación propuesta muestra que puede estimar más del 90% de los datos experimentales con una desviación de $\pm 20\%$ considerando ciertos rangos para el número de Prandtl y Reynolds.

$$0.6 < Pr < 10^5$$

$$2300 < Re < 10^6$$

Así pues, la ecuación propuesta se indica en la ecuación ec. 6.34.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{ec. 6.34}$$

Más tarde, Gnielinski [89] introdujo un factor de corrección dependiendo de si el fluido se encontraba en estado líquido o vapor sobrecalentado. El factor propuesto para vapor sobrecalentado, tanto para procesos de calentamiento como enfriamiento viene determinado por la expresión ec. 6.35.

$$Nu = Nu_{Gnielinski} \cdot \left(\frac{T_{ref}}{T_{metal}} \right)^n \quad \text{ec. 6.35}$$

Donde el exponente depende del tipo de fluido frigorígeno, siendo para el CO₂ de 0.12. Una vez calculado el número de Nusselt con la ecuación propuesta y el factor de corrección para CO₂, se puede proceder a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, ya que se puede despejar fácilmente de la ecuación ec. 6.36.

$$Nu = \frac{h_{ref} \cdot D_i}{K_{ref}} \quad \text{ec. 6.36}$$

La caída de presión viene determinada por la ecuación propuesta por la ecuación propuesta por Darcy incorporando el factor de inercia para poder ser empleada con vapor.

Las expresiones mostradas en esta sección se emplean para modelar la parte del refrigerante en los dos intercambiadores estudiados. En los dos próximos apartados se expondrá el modelado de cada uno de dichos intercambiadores.

6.9. Modelado del intercambiador de tubos concéntrico.

En la actualidad, se estima que el consumo energético va en creciente aumento siendo, para la producción de frío a nivel comercial, una variación realmente significativa en pocos años. En lo relativo a la producción de frío a nivel comercial, las instalaciones con mayor consumo de los recursos energéticos son los supermercados, los cuales suponen un total del 56% del consumo total destinado a la refrigeración, mientras que las vitrinas de bebidas suponen aproximadamente un 4%. En las instalaciones de CO₂ trabajando en ciclo supercrítico y en subcrítico, las funciones que realiza el evaporador son similares a las de cualquier ciclo convencional. La principal diferencia es que el nivel de presiones con el cual se trabaja es superior al de cualquier otra instalación, lo que constituye un problema desde el punto de vista del diseño y construcción, pero una ventaja desde el punto de vista de funcionamiento, ya que se pueden tolerar caídas de presión superiores en el proceso de evaporación.

Para la instalación desarrollada en el presente trabajo se ha modelado el evaporador de tubos concéntricos similar al empleado como gas-cooler en la misma instalación, con disposición en contracorriente. La única diferencia entre ambos radica en el tamaño, el cual es superior al del gas-cooler con una mayor longitud de tubos por la parte del refrigerante. En este caso el fluido empleado como secundario es agua con monoetilenglicol al 50 % en volumen, para evitar congelaciones al trabajar a baja temperatura. El intercambiador modelado se muestra en la figura 6.17.



Figura 6.17.- Intercambiador de calor de tubos concéntricos en espiral.

6.9.1. Correlaciones para el intercambio térmico con el agua con monoetilenglicol.

Durante el proceso de evaporación, el refrigerante absorbe energía del fluido secundario que es quien actúa de foco caliente. De esta forma, el fluido secundario experimenta una paulatina evolución de enfriamiento térmico al ceder la energía que el refrigerante absorbe durante el intercambio térmico. Cabe destacar que el flujo másico del fluido secundario que entra al evaporador ha sido medido con un caudalímetro de coriolis, midiendo también la densidad de la mezcla. A partir de este parámetro, se obtienen las propiedades térmicas de la mezcla empleando las correlaciones expuestas en la normativa Ashrae [77]. Para el cálculo del coeficiente de película en el lado del fluido secundario tanto en la región bifásica como en la de recalentamiento, se han empleado diversas expresiones dependiendo de si el fluido secundario es un flujo de tipo turbulento, laminar o de transición.

Flujo Laminar ($Re < 2000$)

La expresión empleada para estas condiciones es la expresión de Stephan [78], indicada en la expresión ec. 6.37.

$$Nu = Nu_{\infty} + \left[1 + 0.14 \cdot \left(\frac{d_T}{d_C} \right)^{-1/2} \right] \cdot \frac{0.19 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{L_{VF}} \right)^{0.8}}{1 + 0.117 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{L_{VF}} \right)^{0.467}} \cdot \phi \quad \text{ec. 6.37}$$

$$Nu_{\infty} = 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d_T}{d_C} \right)^{-0.8} \quad \text{ec. 6.38}$$

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot D_H'}{\mu_C} \quad \text{ec. 6.39}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu_C}{K} \quad \text{ec. 6.40}$$

$$\phi = \left(\frac{\mu_C}{\mu_W} \right)^m \quad \text{ec. 6.41}$$

d_T : Diámetro exterior del tubo de refrigerante (m)

d_C : Diámetro interior de la carcasa o tubo de paso del fluido secundario (m)

L_{VF} : Longitud del volumen finito (m)

Re : Reynolds del fluido secundario calculado a la temperatura media del mismo

Pr : Prandtl del fluido secundario calculado a la temperatura media del mismo

v : Velocidad de la mezcla a su paso por el lado de la carcasa (m/s)

ρ : Densidad de la mezcla a la temperatura media de la mezcla (Kg/m^3)

K : Conductividad térmica de la mezcla ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)

μ_C : Viscosidad cinemática del fluido secundario a la temperatura media del mismo ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

μ_W : Viscosidad cinemática del fluido secundario a la temperatura media del tubo ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

c_p : Calor específico isobárico del fluido secundario ($\text{kJ/Kg}\cdot\text{K}$)

$$D_H : \text{Diámetro hidráulico en el lado de la carcasa: } D_H = \frac{d_C^2 - n \cdot d_T^2}{n \cdot d_T}$$

$$D_H' : \text{Diámetro hidráulico en el lado de la carcasa: } D_H' = \frac{d_C^2 - n \cdot d_T^2}{n \cdot d_T + d_C}$$

El valor de "m" de la expresión ec. 6.41 depende del tipo de flujo alcanzado por el fluido secundario. Así para $Re \geq 8000$, el valor es de 0.14, mientras que para $Re < 8000$ el valor es de 0.25.

Flujo Turbulento ($Re > 8000$)

La expresión empleada es la de Petukhov y Popov [79]:

$$Nu = \left[0.86 \cdot \left(\frac{d_C}{d_T} \right) \right] \cdot \frac{Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{\xi}{8} \right)}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{\xi}{8} \right)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)^{0.5}} \cdot \phi \quad \text{ec. 6.42}$$

$$\xi = [0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad \text{ec. 6.43}$$

Flujo de transición ($2000 \leq Re \leq 8000$)

La expresión empleada es la de Taborek [78], la cual combina de forma ponderada los valores de las expresiones ec. 6.44 y ec. 6.45.

$$Nu = Nu_L + (1 - \varepsilon) \cdot Nu_T \quad \text{ec. 6.44}$$

$$\varepsilon = 1.33 - \frac{Re}{6000} \quad \text{ec. 6.45}$$

Donde "Nu_L" es el valor de la expresión ec. 6.37 tomando $Re = 2000$. "Nu_T" es el valor de la expresión ec. 6.42 tomando $Re = 8000$.

En todos los casos el coeficiente de película se obtiene empleando la expresión que define el número de Nusselt ec. 6.46:

$$h_{eti} = \frac{Nu \cdot K}{D_H} \quad \text{ec. 6.46}$$

6.9.2. Implementación del modelo físico de estado estacionario.

Para modelar el comportamiento del evaporador se ha optado por emplear la técnica de discretización en volúmenes finitos debido a los cambios bruscos de propiedades termodinámicas que aparecen durante el proceso. La idea fundamental de esta técnica, consiste en dividir el intercambiador en un número finito de volúmenes, sobre los cuales se aplican las ecuaciones de conservación de la energía, de la masa y las ecuaciones de transferencia de calor, considerando constantes las propiedades termodinámicas en cada uno de ellos, además de calcular la caída de presión en el lado del refrigerante. A partir de estos volúmenes finitos y de la relación que entre ellos se puede establecer, es posible calcular las variables de salida del intercambiador (temperatura del refrigerante y temperatura del fluido secundario) a partir de las variables de entrada y de las dimensiones geométricas del propio intercambiador, donde se tiene en cuenta el cambio de la región bifásica a la zona de vapor recalentado. Además de los parámetros de entrada comunes a los dos intercambiadores comentados en la sección 6.6, se introducen las siguientes variables de entrada para el caso de la mezcla agua-monoetilenglicol.

Parámetros de entrada específicos para el intercambio térmico con la mezcla agua-monoetilenglicol.

- Temperatura de entrada del agua con monoetilenglicol, T_{gli} (°C).
- Presión de entrada del agua con monoetilenglicol, P_{gli} (bar).
- Caudal volumétrico del agua con monoetilenglicol, CV_{gli} (m³/h).
- Concentración de monoetilenglicol en agua.

Variables de entrada específicos para el intercambio térmico con la mezcla agua-monoetilenglicol.

- Flujo másico del agua con monoetilenglicol, m_{gli} . Se obtiene mediante el caudal volumétrico y la densidad de la mezcla.

El conjunto de variables correspondientes al lado de la mezcla agua-monoetilenglicol se obtienen haciendo uso de las ecuaciones correspondientes a las correlaciones mentadas en la normativa ashrae [77]:

- Entalpía de la mezcla agua-monoetilenglicol, h_{gli} (kJ/kg)
- Entalpía de salida de la mezcla agua-monoetilenglicol, $h_{gli,o}$ (kJ/kg)

Variables de salida específicos para el intercambio térmico con la mezcla agua-monoetilenglicol.

- Temperatura de la pared de los tubos, T_{met} (°C)
- Temperatura de salida de la mezcla agua-monoetilenglicol, $T_{gli,o}$ (°C)
- Entalpía de salida de la mezcla agua-monoetilenglicol, $h_{gli,o}$ (kJ/kg)
- Transferencia de calor, \dot{Q} (kW)

La implementación del modelo comienza definiendo el tamaño del volumen de control donde se van a aplicar las ecuaciones descritas en este capítulo, en las que se impone la condición de igualdad entre la energía cedida por el fluido secundario y la energía absorbida por el refrigerante. Dicho tamaño será constante a lo largo del recorrido del evaporador y está en función de la longitud del mismo. Por tanto, se divide la longitud total del recorrido del evaporador en un número determinado de volúmenes de control en los que se considera que las salidas de cada volumen de control corresponden con las entradas del siguiente volumen de control, tal y como se indica en la figura 6.18.

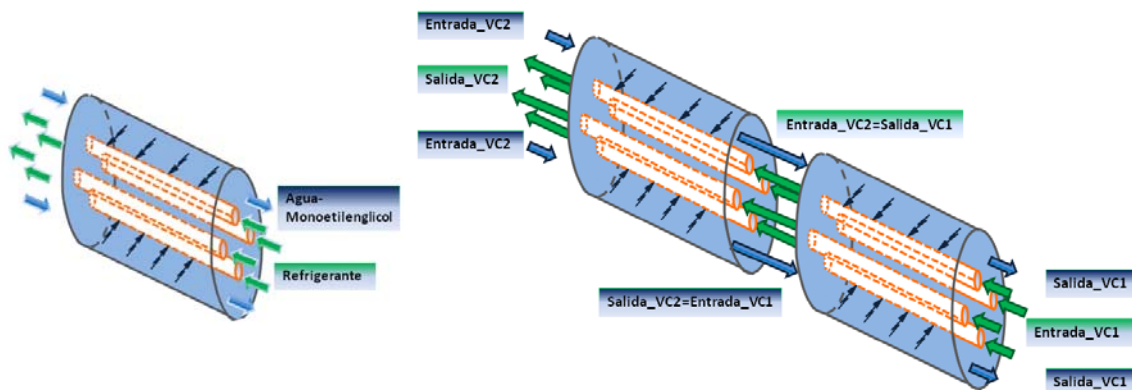


Figura 6.18.- Volumen de control tomado en el intercambiador concéntrico.

En cada uno de los volúmenes de control se ha aplicado el algoritmo de cálculo mostrado en el diagrama de flujo expuesto en la figura 6.20, donde se consideran los criterios de convergencia citados en la sección 6.7. La primera acción que se ejecuta es la inicialización de cada una de las variables de termodinámicas antes de entrar a cada volumen de control. El primer bucle de convergencia calcula los coeficientes de convección tanto del refrigerante como de la mezcla agua-monoetilenglicol y emplea la condición de convergencia de igualdad en la potencia térmica calculada a partir de la ecuación de transferencia de calor. Esta condición se cumple cuando existe igualdad entre las temperaturas del metal en el tubo interno calculada por la parte del refrigerante y por la parte del monoetilenglicol, despreciando la conductividad térmica sobre el grosor del tubo de cobre. Por tanto, para este primer bucle la ecuación de convergencia empleada es la expresada en la ecuación 6.47.

$$T_{metal} = \frac{(h_{monoetilenglicol} \cdot A_{monoetilenglicol} \cdot T_{monoetilenglicol} + h_{refrigerante} \cdot A_{refrigerante} \cdot T_{refrigerante})}{(h_{monoetilenglicol} \cdot A_{monoetilenglicol} + h_{refrigerante} \cdot A_{refrigerante})} \quad \text{ec. 6.47}$$

Una vez conocida la temperatura del metal que permite la igualdad entre las potencias térmicas calculadas a partir del mecanismo de transferencia de calor entre los dos fluidos, se calculan las variables incógnitas en cada volumen de control a partir de la ecuación de conservación de la energía. El primer volumen de control seleccionado representa la entrada del refrigerante al evaporador, donde son conocidos el estado termodinámico del refrigerante a la entrada del volumen de control y se supone la temperatura de salida del fluido secundario al valor de la mitad del nivel térmico que dicho fluido presenta a la entrada del intercambiador de calor. Como el intercambio térmico se produce con el flujo a contracorriente entre los dos fluidos, las variables incógnitas en este caso para cada volumen de control son el estado termodinámico del refrigerante a la salida de cada volumen y el nivel térmico del fluido secundario a la entrada de cada uno de los mismos. Este procedimiento se ejemplifica en la figura 6.19

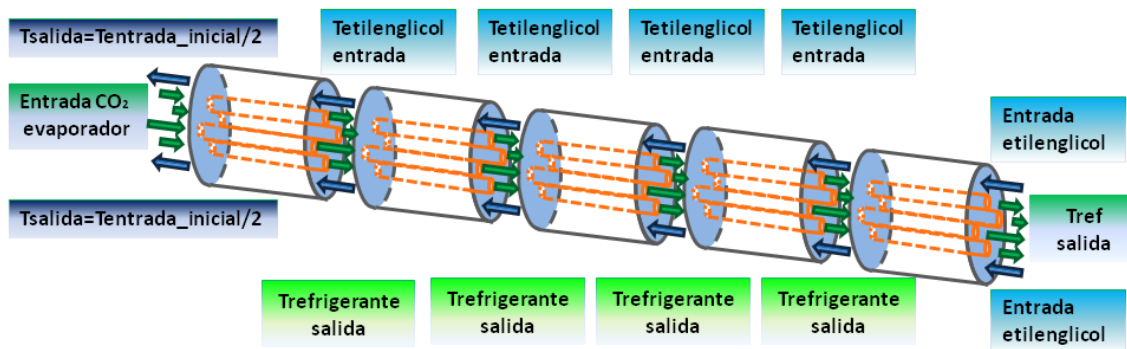


Figura 6.19.- Esquema de cálculo del segundo bucle de convergencia

Por tanto, serán estas dos variables incógnitas las condiciones para la segunda condición de convergencia. La actualización de la temperatura de la mezcla agua-monoetilenglicol a la entrada de cada volumen de control y de la temperatura del refrigerante a la salida se hará de la misma forma que en el primer bucle de convergencia, calculando el promedio entre la variable calculada y el valor anterior de ésta. Las ecuaciones que se van a utilizar en la segunda condición de convergencia vienen definidas por las expresiones ec. 6.48 y ec. 6.49.

$$T_{gli,in} = T_{gli,o} + \frac{\dot{Q}_{gli}}{c_p \cdot \dot{m}_{gli}} \quad \text{ec. 6.48}$$

$$h_{ref,o} = h_{ref,in} + \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{m}_{ref}} \quad \text{ec. 6.49}$$

El último de los bucles contempla la caída de presión del refrigerante en el interior de cada volumen de control. Este cálculo se hace empleando la correlación propuesta por Yoon [61] que modifica el multiplicador de fase cuando el fluido se encuentra en la región bifásica y empleando la ecuación de darcy-weisbach aplicada específicamente para fluidos en estado gaseoso [63]. La tercera condición de convergencia se refiere a la temperatura del refrigerante a la salida del volumen de control considerando la caída de presión en dicho volumen. Esta temperatura debe coincidir con la temperatura de salida calculada a partir de la ecuación de la energía, donde en cada nueva iteración el valor de la variable actualizada se calcula en base a la entalpía de salida en la iteración anterior y el promedio de las presiones de salida en la anterior iteración y en la actual. Una vez terminados los tres bucles, se devuelven las salidas obtenidas que serán usadas como entradas para el siguiente volumen de control. En la figura 6.20 se expone todo el proceso.

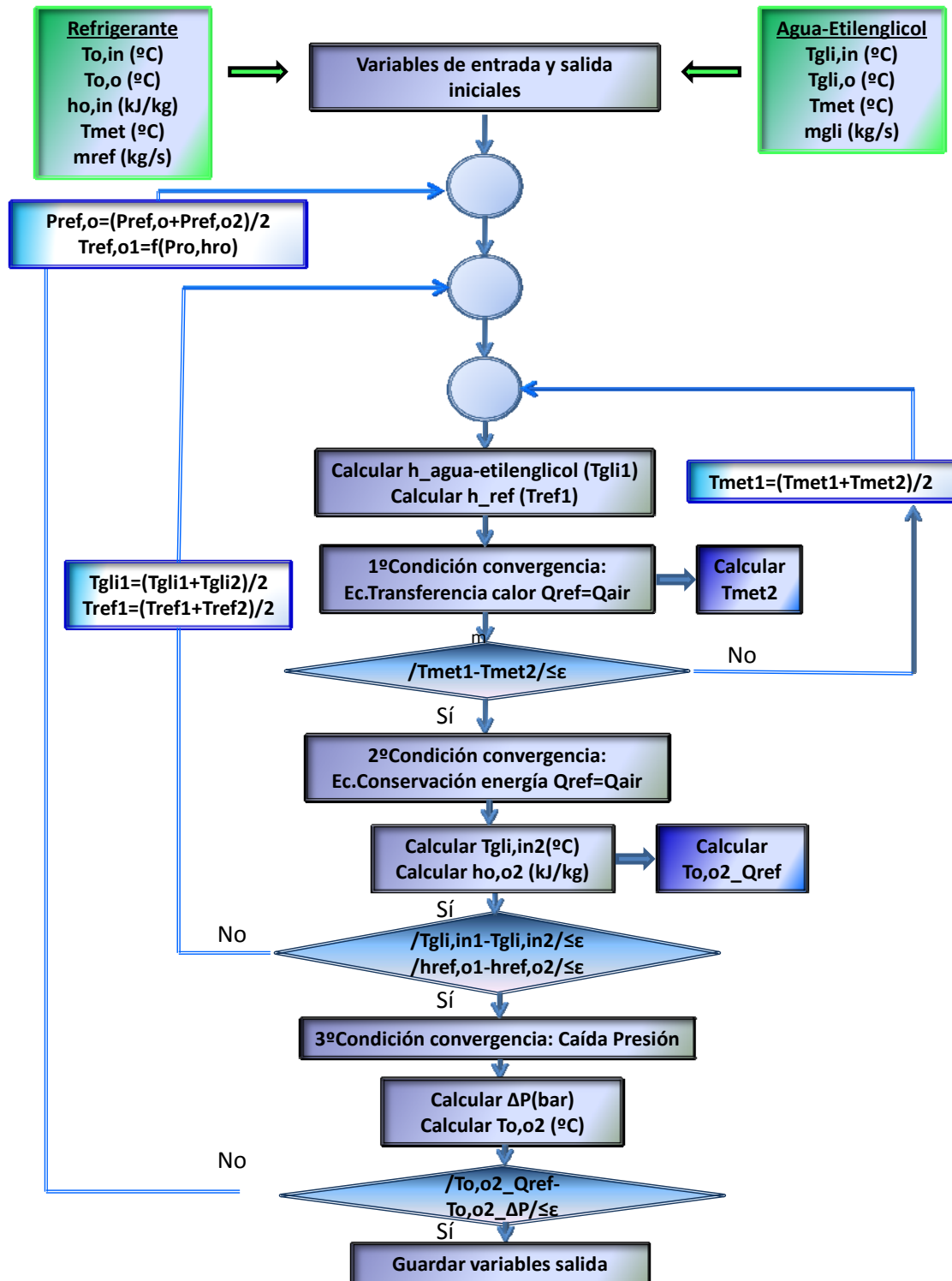


Figura 6.20.- Esquema de cálculo del segundo bucle de convergencia

El procedimiento de cálculo seguido en el desarrollo del modelo, posee dos partes diferenciadas. Por una parte se tiene el cálculo de las variables termodinámicas que definen cada uno de los volúmenes finitos, presentado en la figura 6.20 y por otra, la relación entre los diferentes volúmenes finitos que definen el evaporador. Por tanto, el bucle de convergencia presentado en la figura 6.20 está integrado en un programa principal, cuyo diagrama de flujo se expone en la figura 6.21.

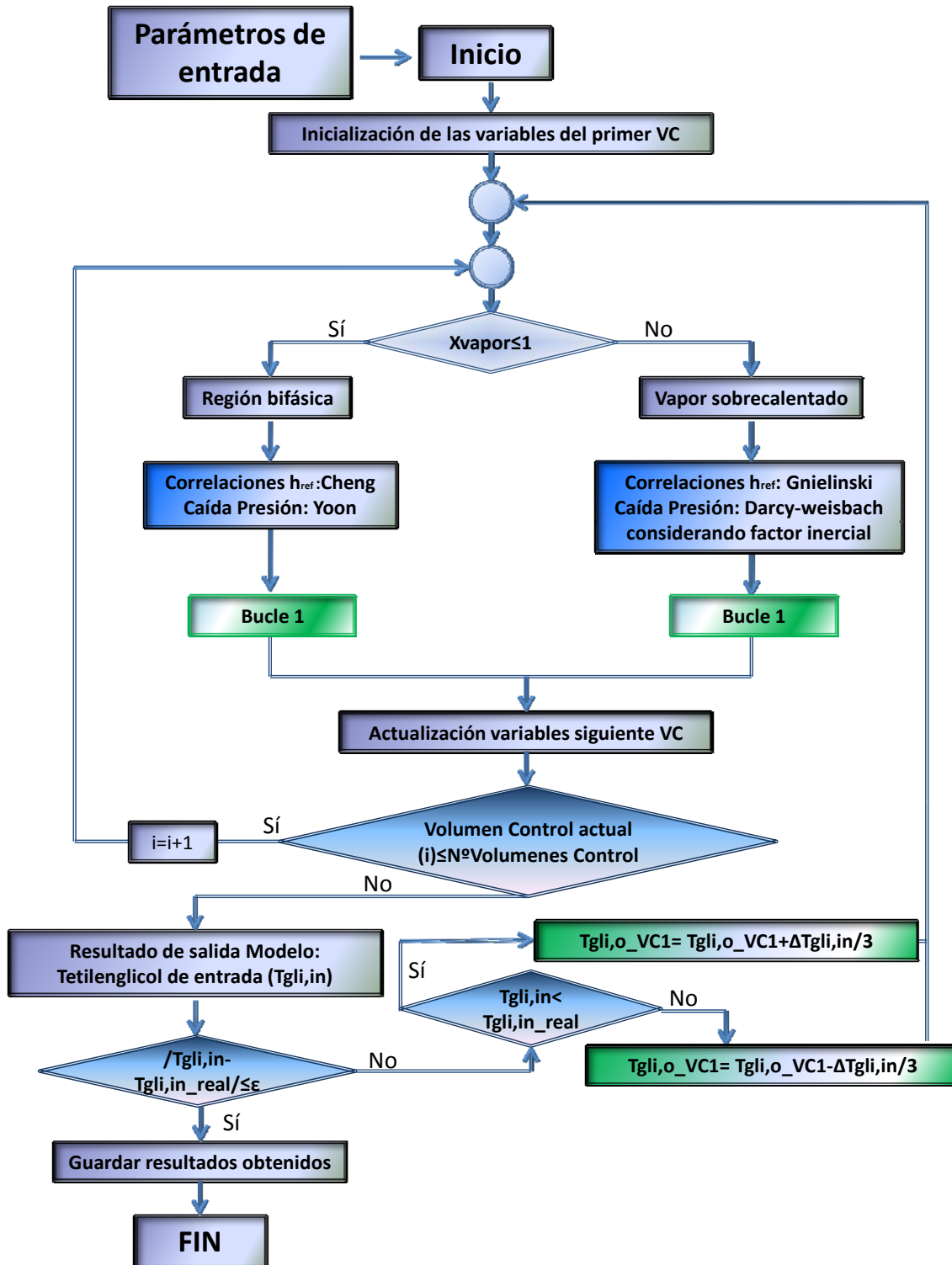


Figura 6.21. Algoritmo de cálculo del programa principal segundo bucle de convergencia

El programa principal cuenta con tres condiciones de convergencia. La primera de ellas hace referencia al paso de un volumen de control al siguiente hasta completar el recorrido del evaporador. La segunda condición de convergencia permite finalizar el bucle en caso de cumplirse dicha condición. En ella se compara la temperatura de entrada de la mezcla agua-monoetilenglicol calculada en el último de los volúmenes de control que constituye el recorrido del refrigerante por el evaporador y se compara con la temperatura real a la que entra la mezcla agua-monoetilenglicol al evaporador. En el caso de no encontrar convergencia, se inicializa el valor de la temperatura de salida del agua glicolada en el primer

volumen de control al valor que tenía en el paso anterior sumando o restando un tercio de la diferencia del nivel térmico entre las temperaturas de entrada real y calculada del agua glicolada a la entrada del evaporador.

6.9.3. – Análisis de la Incertidumbre de medida.

El grado de incertidumbre de una variable termodinámica lo determina el menor de los valores entre la desviación típica de la media en el conjunto de datos obtenidos experimentalmente y la precisión de los instrumentos de medida. Como la desviación típica de la media es inferior a la precisión de los instrumentos de medida, los datos experimentales se presentarán seguidos de la precisión aportada por cada instrumento de medida ó en su defecto, por la propagación de los errores de medida que intervienen en el cálculo de una variable. Las medidas experimentales de cada variable termodinámica tienen un error debido a la precisión que aporta el instrumento de medida, pero cuando dichas variables se combinan, el error se propaga y debe ser calculado dependiendo de cada caso. En este caso, la potencia térmica absorbida por el refrigerante se determina mediante la ecuación ec. 6.50 y la potencia cedida por la mezcla agua-monoetilenglicol viene reflejada en la ecuación ec. 6.51.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ref} \quad \text{ec. 6.50}$$

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{gli} \cdot c_p \cdot \Delta T_{gli} \quad \text{ec. 6.51}$$

Por tanto, la incertidumbre del cálculo de la potencia frigorífica absorbida por el refrigerante estará en función de las incertidumbres asociadas al flujo másico y al cálculo de las entalpías. El flujo másico del refrigerante tiene un error relativo del 0.1% según el fabricante del caudalímetro de coriolis empleado en la instalación, sin embargo, para calcular las incertidumbres asociadas a las entalpías se pueden contemplar dos metodologías diferentes. La primera de ellas consiste en expresar la ecuación de la entalpía en función de la densidad y de la temperatura, ya que son dos variables medidas por caudalímetro de coriolis y llevan asociadas cierta incertidumbre. De esta forma, la incertidumbre de la entalpía se calcula empleando el método de las derivadas parciales, tal y como se indica en la ecuación mostrada en la expresión ec. 6.52.

$$\varepsilon(h) = \left| \frac{\partial h}{\partial \rho} \cdot \varepsilon(\rho) \right| + \left| \frac{\partial h}{\partial T} \cdot \varepsilon(T) \right| \quad \text{ec. 6.52}$$

La expresión de la entalpía se obtiene a partir de la ecuación de estado definida por Span y Wagner para CO₂, basada en una ecuación explícita de la energía libre de Helmholtz [80]. Esta ecuación tiene en cuenta el comportamiento del fluido como gas ideal y el comportamiento residual del fluido, como se indica en la expresión ec. 6.53.

$$\phi(\delta, \tau) = \phi^o(\delta, \tau) + \phi^r(\delta, \tau) \quad \text{ec. 6.53}$$

Siendo $\phi^o(\delta, \tau)$ el comportamiento del fluido como gas-ideal, $\phi^r(\delta, \tau)$ el comportamiento residual del fluido, δ la densidad reducida y τ la inversa de la temperatura reducida. Aplicando esta ecuación de estado a la definición de la entalpía, la ecuación de la entalpía toma la expresión mostrada en la ecuación ec. 6.54.

$$\frac{h(\delta, \tau)}{R \cdot T} = 1 + \tau \left(\left[\frac{\partial \phi^o}{\partial \tau} \right]_{\delta} + \left[\frac{\partial \phi^r}{\partial \tau} \right]_{\delta} \right) + \delta \cdot \left[\frac{\partial \phi^r}{\partial \delta} \right]_{\tau} \quad \text{ec. 6.54}$$

El segundo método, que es el empleado en este trabajo, consiste en el cálculo de la incertidumbre de la entalpía en relación a la combinación de los errores de medida existentes en las dos variables empleadas para calcularla. Como la entalpía se calcula en base a la presión y la temperatura, la incertidumbre de esta variable corresponde con la combinación de los errores de medida en ambas sondas. En la figura 6.22, se muestra un ejemplo de cómo se calcula la incertidumbre de la entalpía en el punto de entrada al evaporador y la incertidumbre que le corresponde en el punto de salida, donde la región sombreada señala la

incertidumbre de cálculo. Aquellos puntos que se encuentren en los valores más extremos de cada una de ambas regiones marcarán la incertidumbre asociada al cálculo de la entalpía.

Presión (bar)

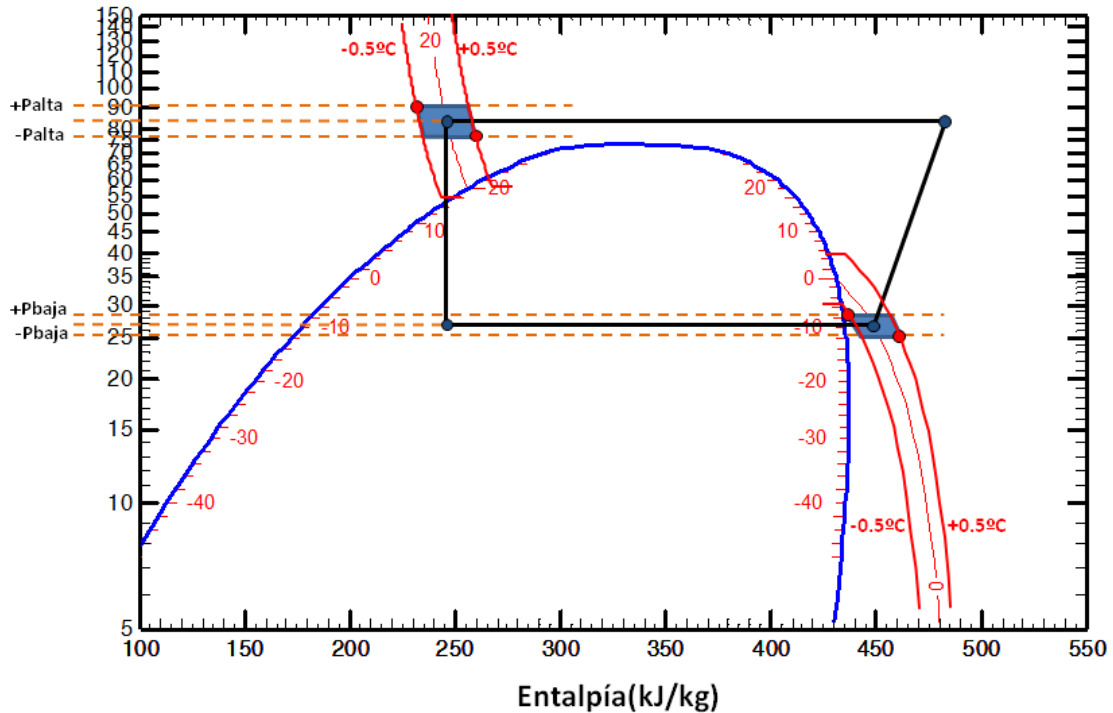


Figura 6.22.- Metodología para calcular las incertidumbres de cálculo de la entalpía.

Aplicando el método de las derivadas parciales, la incertidumbre en el cálculo de la potencia frigorífica absorbida por el refrigerante puede expresarse mediante la ecuación ec. 6.55.

$$\varepsilon(Q_{ref}) = \left| \frac{\partial Q_{ref-g}(m_{ref})}{\partial m_{ref}} \right| + \left| \frac{\partial Q_{ref-g}(h_{bin})}{\partial h_{bin}} \right| + \left| \frac{\partial Q_{ref-g}(h_{bo,o})}{\partial h_{bo,o}} \right| \quad \text{ec. 6.55}$$

Obteniendo el error relativo, aplicando la expresión ec. 6.56.

$$\varepsilon_{relativo} Q_{ref}(\%) = \frac{\varepsilon(Q_{ref})}{Q_{ref}} \quad \text{ec. 6.56}$$

Para el cálculo de la incertidumbre de la potencia disipada en el fluido secundario se procede de forma similar a la explicada en el cálculo del error de la potencia frigorífica absorbida en el refrigerante. La desviación típica del flujo másico para el fluido secundario también es del 0.1%, siendo el error absoluto en la medida de temperatura el marcado por los termopares de medida ($\pm 0.5^\circ\text{C}$). El calor específico de la mezcla agua-monoetilenglicol se calcula a partir de las correlaciones expresadas en la normativa ashrae, por lo que el error asociado a dicha variable se calculará a partir del método de las derivadas parciales en base a las variables de medida de temperatura y densidad. La expresión empleada para el cálculo del error en el calor específico del fluido secundario se expone en la ecuación ec. 6.57 junto a la expresión del calor específico.

$$Cp_{gll} = C1 + C2 \left[\frac{\text{Densidad} - D1 - D3 \left(\frac{273.15}{T} \right) - D5 \left(\frac{273.15}{T} \right)^2}{D2 + D4 \left(\frac{273.15}{T} \right)} \right] + C3 \left(\frac{273.15}{T} \right) + C4 \left(\frac{273.15}{T} \right) \left[\frac{\text{Densidad} - D1 - D3 \left(\frac{273.15}{T} \right) - D5 \left(\frac{273.15}{T} \right)^2}{D2 + D4 \left(\frac{273.15}{T} \right)} \right] + C5 \left(\frac{273.15}{T} \right)^2 \quad \text{ec. 6.57}$$

$$\varepsilon(Cp_{gli}) = \left| \frac{\partial Cp_{gli}}{\partial \text{densidad}} \cdot \text{error}(\text{densidad}) \right| + \left| \frac{\partial Cp_{gli}}{\partial \text{Temperatura}} \cdot \text{error}(\text{Temperatura}) \right|$$

Para determinar el error relativo de la potencia frigorífica en monoetilenglicol que se calcula en base al producto de varias variables, se vuelve a emplear el método de las derivadas parciales. A partir de la expresión ec. 6.58 se obtiene el error absoluto en la potencia frigorífica cedida por el fluido secundario y en la ecuación ec. 6.59, el error relativo correspondiente.

$$\varepsilon(Q_{gli}) = \left| \frac{\partial Q_{gli}}{\partial m_{gli}} \cdot \varepsilon(m_{gli}) \right| + \left| \frac{\partial Q_{gli}}{\partial Cp_{gli}} \cdot \varepsilon(Cp_{gli}) \right| + \left| \frac{\partial Q_{gli}}{\partial T_{gli,in}} \cdot \varepsilon(T_{gli,in}) \right| + \left| \frac{\partial Q_{gli}}{\partial T_{gli,o}} \cdot \varepsilon(T_{gli,o}) \right| \quad \text{ec. 6.58}$$

$$\varepsilon_{\text{relativo } Q_{gli}} (\%) = \frac{\varepsilon(Q_{gli})}{Q_{gli}} \quad \text{ec. 6.59}$$

De esta forma se obtiene la combinación de las incertidumbres y, por tanto, la propagación del error en cada uno de los fluidos. Los resultados alcanzados con las ecuaciones anteriores se muestran en la figura 6.23, donde se destacan dos aspectos muy importantes.

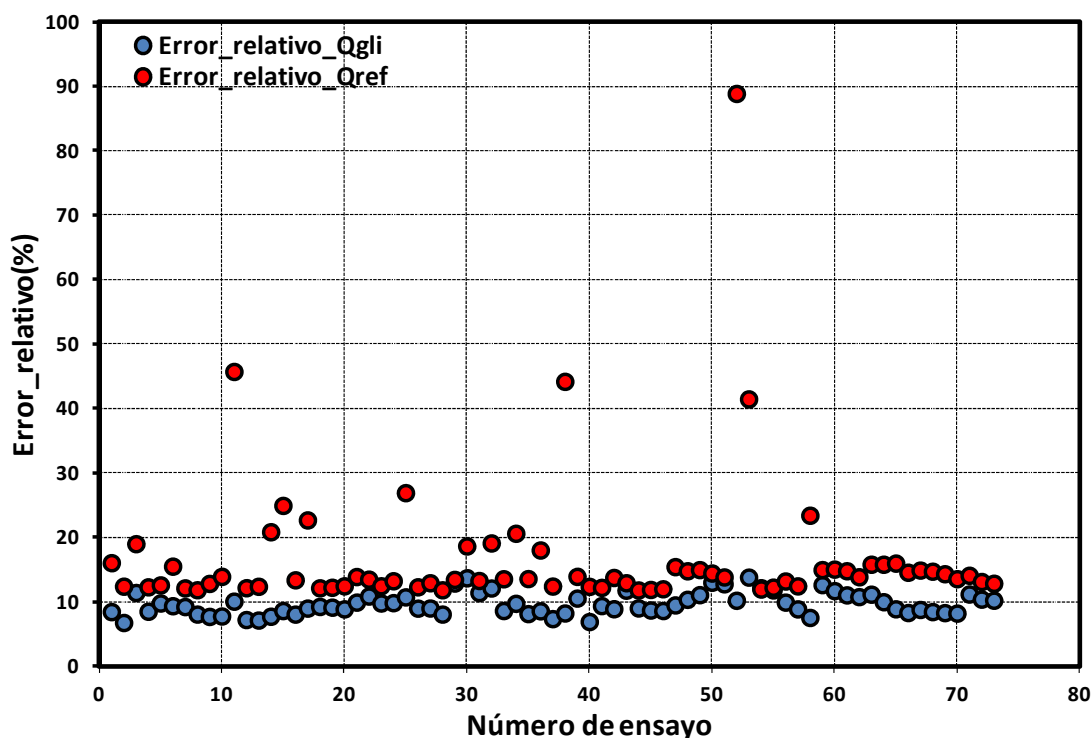


Figura 6.23. Incertidumbre en la potencia frigorífica en los dos fluidos.

En primer lugar, se destaca que la incertidumbre en el cálculo de la potencia frigorífica es inferior para el fluido secundario que la obtenida en el lado del refrigerante, donde además, algunas de las incertidumbres calculadas por la parte del refrigerante presentan una desviación muy elevada respecto al valor promedio. Esta variabilidad viene afectada por el estado termodinámico en el que se encuentre el refrigerante, tanto a la entrada como a la salida del evaporador. Al suponer expansión isentálpica, la entalpía de entrada al evaporador se calcula en base a la medida de presión y temperatura realizada en la zona de alta presión a la entrada del sistema expansor, cuyo error asociado a las sondas de medida provoca mayor variación de las propiedades termodinámicas en función de la cercanía que tenga la temperatura medida en la zona de alta presión respecto a la temperatura pseudocrítica. Este

hecho se ilustra en la figura 6.24, donde se ha representado el error relativo de la potencia frigorífica en refrigerante respecto a la proximidad de la temperatura pseudocrítica, cuyo valor se ha calculado a partir de la expresión de Liao and zhao [81].

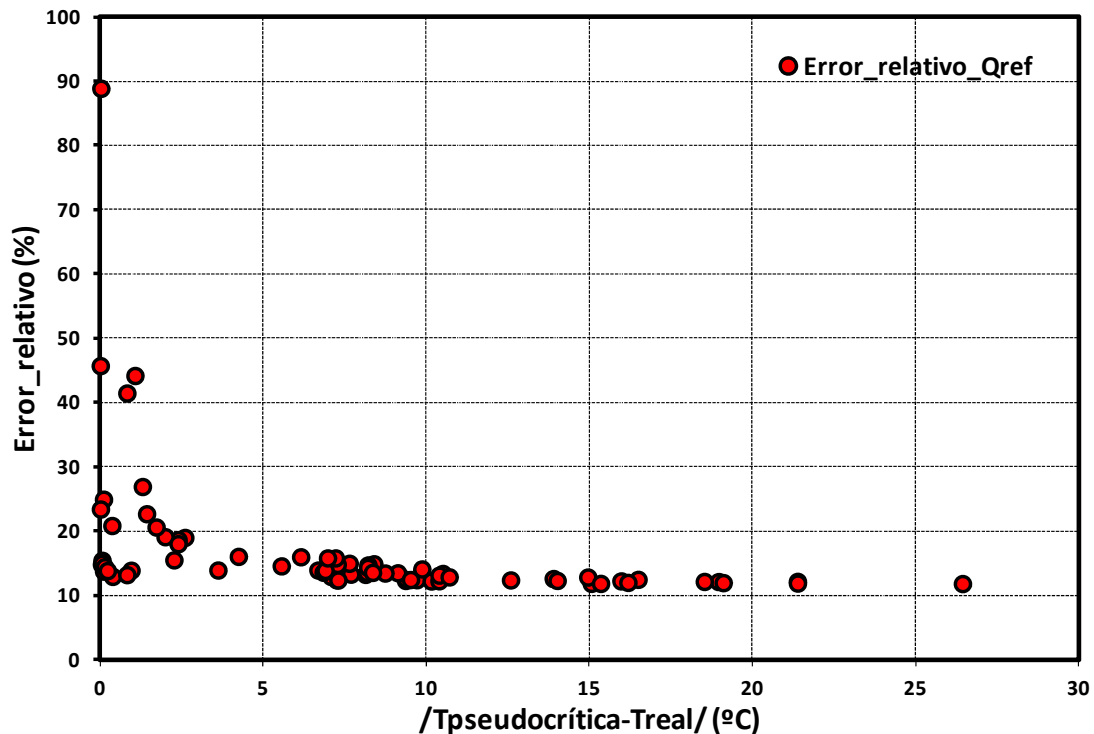


Figura 6.24.- Incertidumbre en la potencia frigorífica calculada en el refrigerante en función de la proximidad a la temperatura pseudocrítica.

El segundo aspecto a destacar se encuentra vinculado con la mayor incertidumbre de medida que generan aquellos puntos de salida del evaporador cuyo estado termodinámico se encuentre cerca del estado bifásico del refrigerante, como se indica en la figura 6.25. En esta circunstancia, la mezcla entre el líquido y vapor provoca que no exista homogeneidad térmica del refrigerante en la sección del tubo, por lo que la sonda de temperatura medirá en base al fluido que la bañe su vaina en mayor proporción.

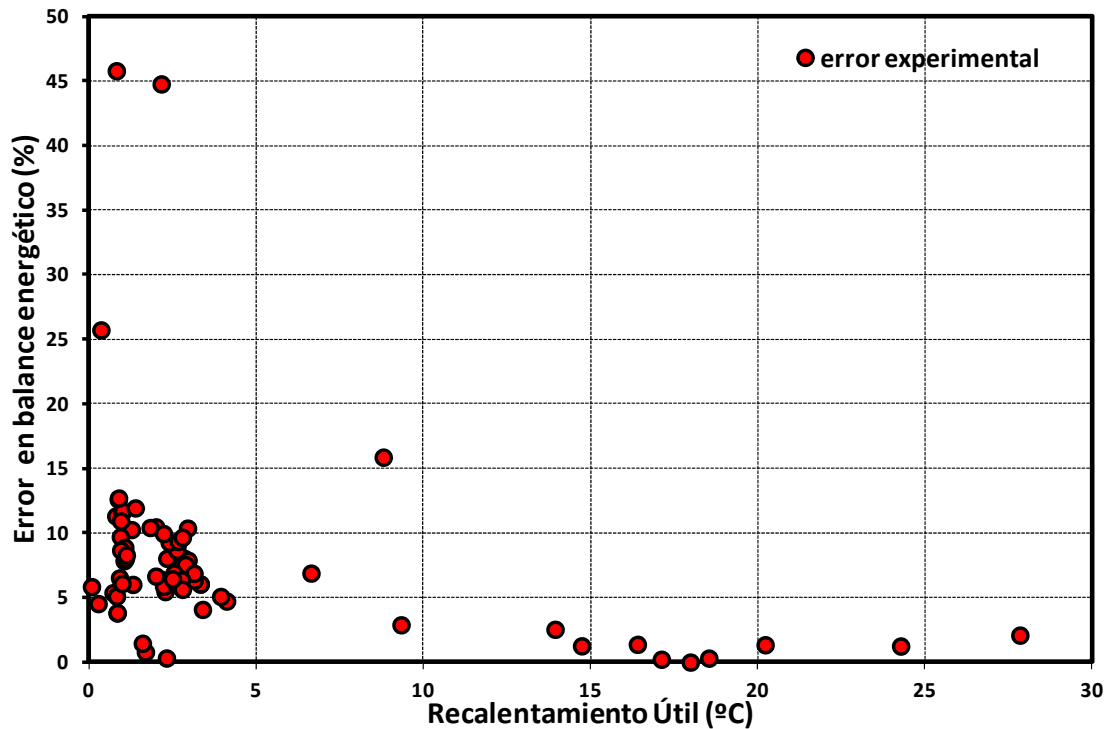


Figura 6.25.- Error en el balance energético experimental entre ambos fluidos.

Las mayores incertidumbres de medida que presenta el estudio realizado en el lado del refrigerante provocan que el modelo generado ajuste con mayor precisión con el balance obtenido en el lado del fluido secundario (agua-monoetilenglicol) como se mostrará en la validación de las variables de salida. En vistas a reducir los tiempos de cálculo empleados en el modelo, se han promediado todos los estacionarios hasta obtener un único valor. En total se han utilizado 73 estacionarios para poder validar el modelo del evaporador, siendo las variables elegidas para el proceso de validación: la potencia frigorífica generada en el evaporador, tanto en el lado del refrigerante como en la mezcla agua-monoetilenglicol, la temperatura del refrigerante y del fluido secundario a la salida del evaporador, y la presión de salida del refrigerante.

6.9.4.- Validación del modelo.

La validación del modelo supone la confirmación de la aproximación del modelo físico de estado estacionario con la realidad. Para proceder con la validación del modelo, son necesarios un conjunto de datos experimentales en condiciones de estado estacionario o cuasi estacionario, lo suficientemente robustos como para poder afirmar que la condición de estado cuasi estacionario es correcta y, a su vez, que los errores en la adquisición de los datos correspondientes a los parámetros de entrada del modelo y los datos de salida del evaporador son suficientemente reducidos para poder ser comparados con los resultados obtenidos en la simulación del modelo y, así, poder realizar la validación del mismo. Como el estado estacionario es realmente complicado obtenerlo experimentalmente, se va a considerar como estado estacionario un estado cuasi estacionario, donde las variables consideradas no alcanzan el equilibrio estable pero, en un intervalo de tiempo considerado, la variación porcentual de las variables será suficientemente reducida para que, al realizar la media aritmética del conjunto de valores obtenidos en dicho intervalo de tiempo, sean consideradas como un estado estacionario. En este caso, el intervalo de tiempo en el que se van obteniendo datos es de 7 segundos. El intervalo de tiempo que se ha contemplado para el estado cuasi estacionario ha sido de 840 segundos, obteniendo un total de 12 grupos de datos promediados de diez en diez en cada estacionario. Para cada estacionario se obtendrá un valor promedio del conjunto de datos ofrecidos por el sistema de adquisición en el intervalo cuasi estacionario correspondiente.

La validación de la temperatura de salida del fluido secundario muestra una desviación promedio de $\pm 0.21^{\circ}\text{C}$ y una desviación máxima de 0.71°C , como se muestra en la figura 6.26. Sin embargo, la desviación promedio que muestra la temperatura de salida del refrigerante alcanza un valor de $\pm 5.56^{\circ}\text{C}$ (figura 6.27), alcanzando una desviación máxima de 11.68°C debido a dos aspectos fundamentales. El primero de ellos está relacionado con la proximidad de algunos puntos a la salida de gas-cooler con niveles térmicos cercanos temperatura pseudocrítica, como se comentó en la figura 6.24, mientras que el segundo aspecto a destacar hace referencia a la mayor incertidumbre de medida en puntos de salida del evaporador cercanos al estado bifásico, como se indicó en la figura 6.25.

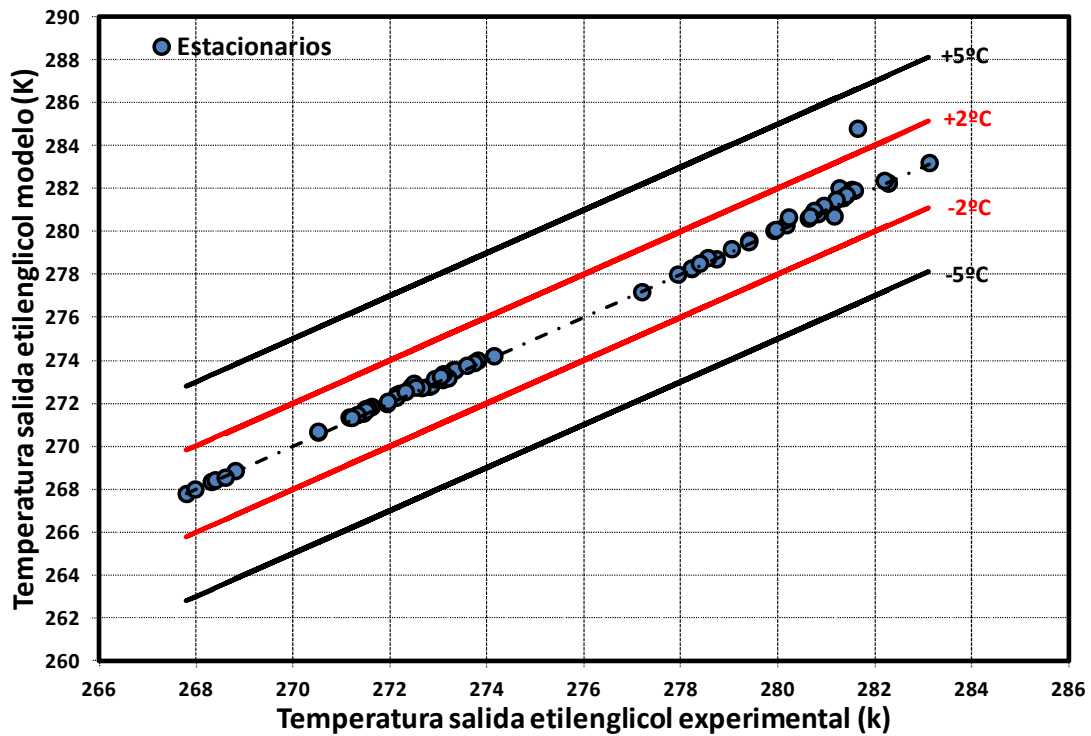


Figura 6.26.- Validación de la temperatura del etilenglicol a la salida del evaporador.

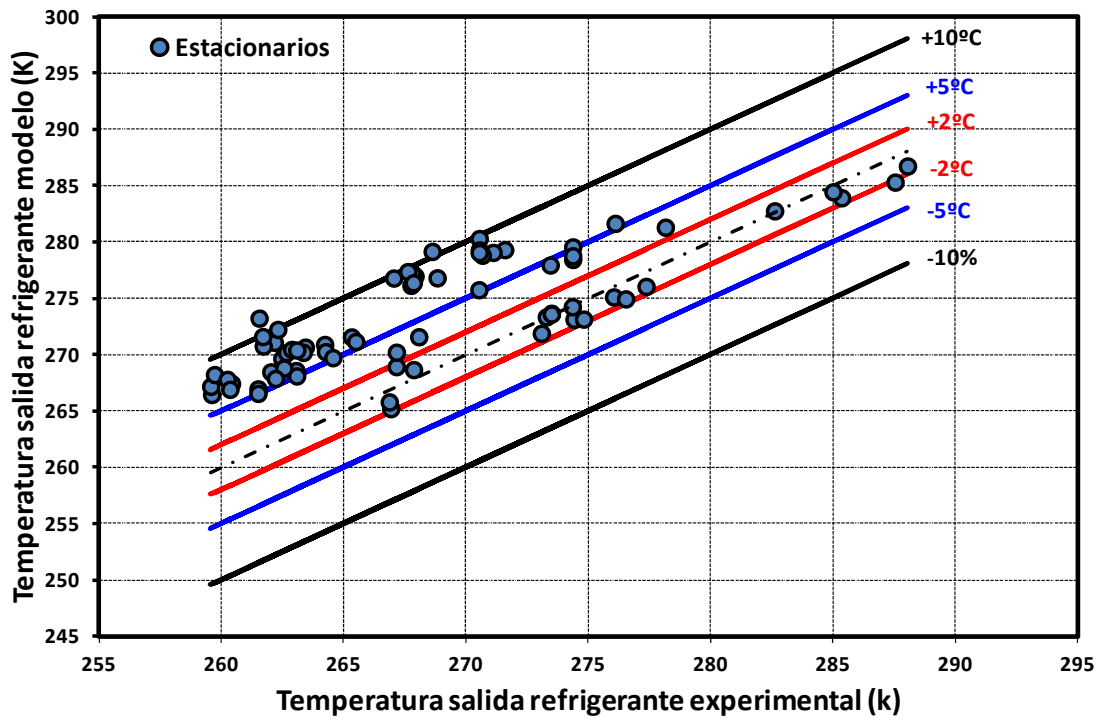


Figura 6.27.- Validación de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.

La presión a la salida del evaporador presenta una desviación media inferior al 1% como se indica en la figura 6.28.

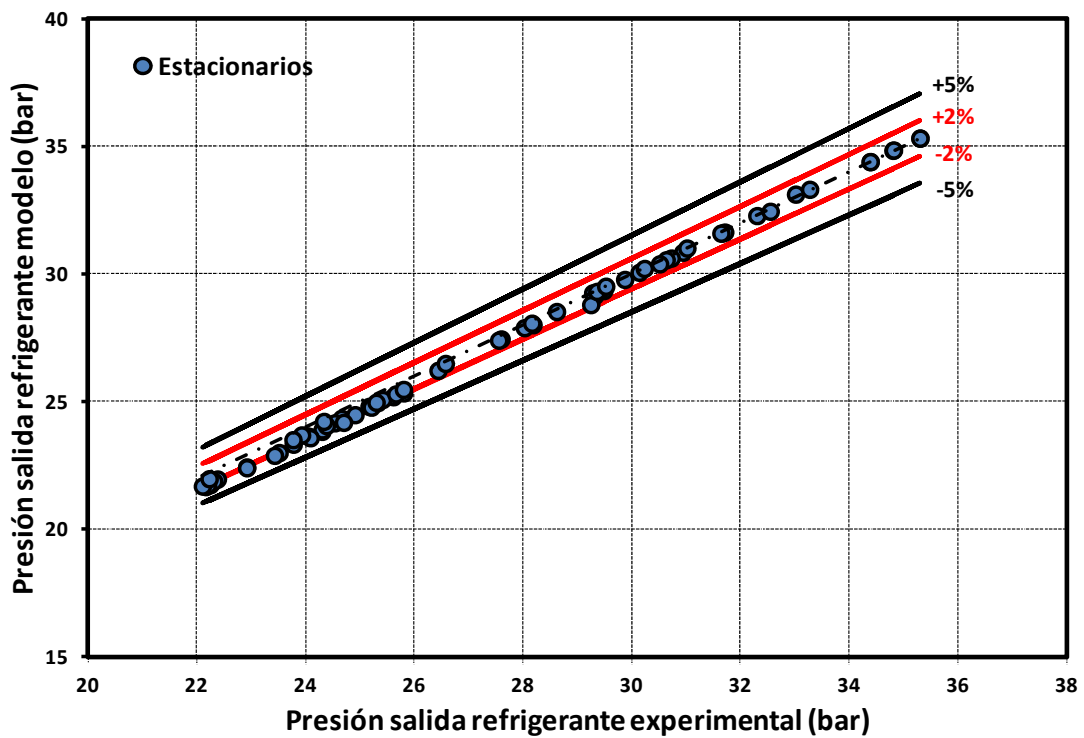


Figura 6.28.- Validación de la presión del refrigerante a la salida del evaporador.

Por último, se presentan en las figuras 6.29 y 6.30 la validación del modelo con las potencias frigoríficas medidas en el fluido secundario y en el refrigerante respectivamente. La desviación promedio de la potencia frigorífica calculada por el modelo respecto a la medida en el fluido secundario es del $\pm 2.21\%$ con una desviación máxima de 447W, mientras que la desviación promedio calculada respecto a la medición realizada en el refrigerante alcanza el valor del 7.09%, con una desviación máxima de 871W.

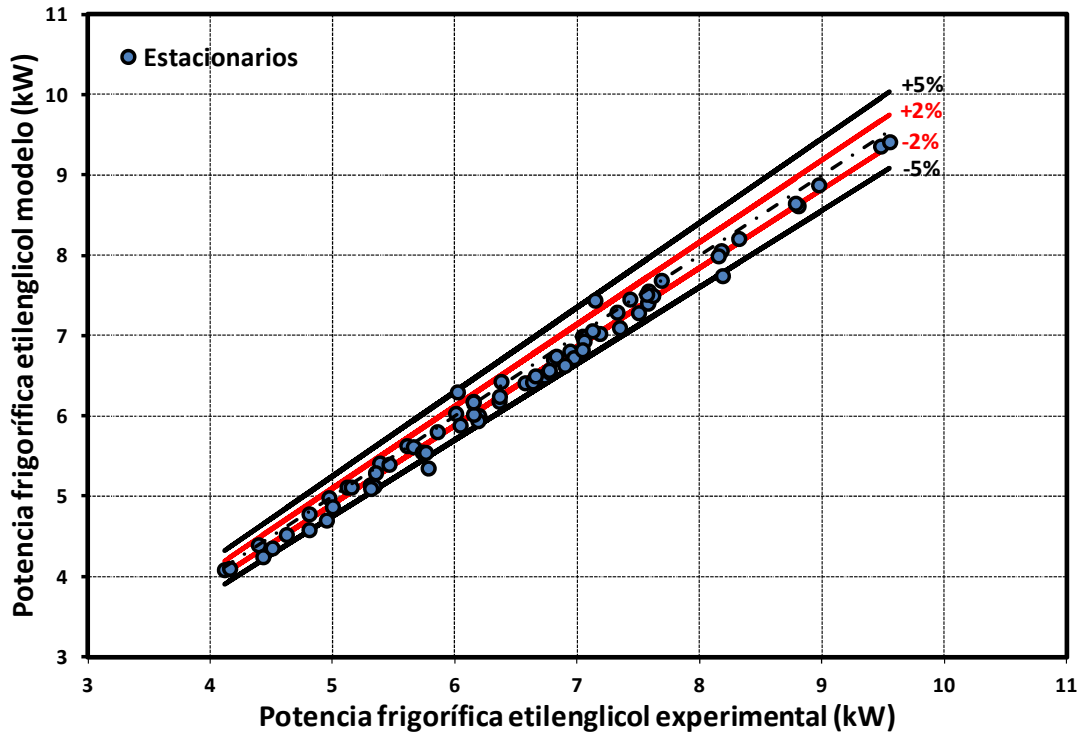


Figura 6.29.- Validación de la potencia del etilenglicol en el evaporador.

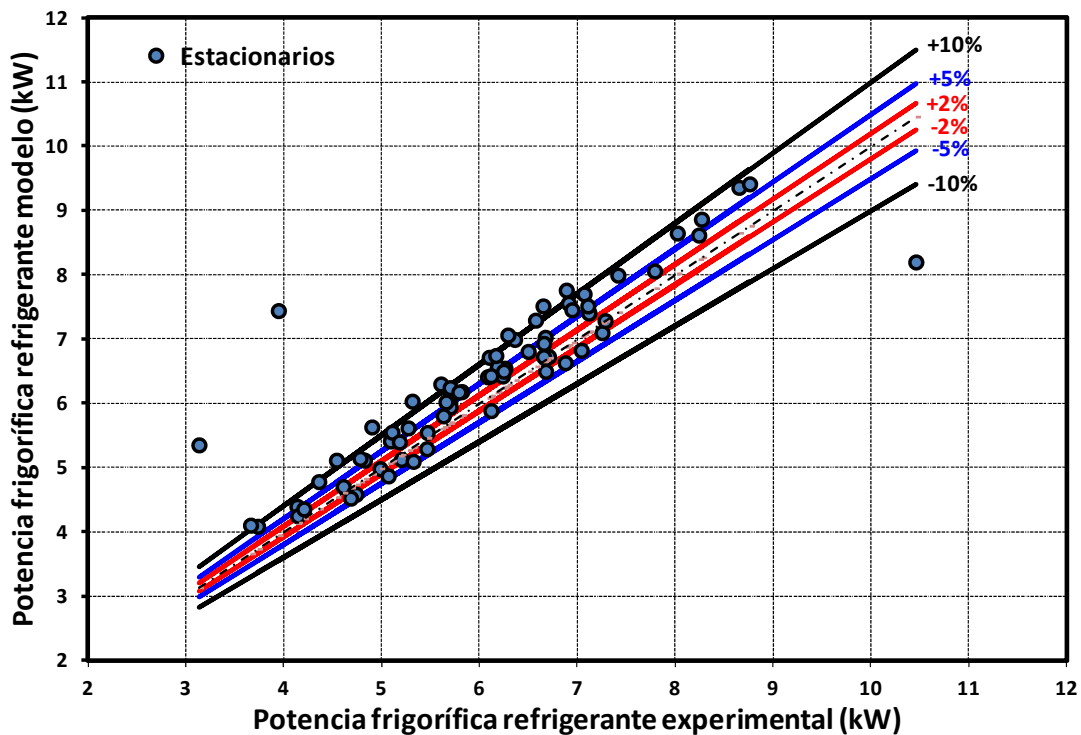


Figura 6.30.- Validación de la potencia del refrigerante en el evaporador.

El rango de validación del modelo se indica en la tabla 6.1.

	Po (bar)	Temperatura Expansión (°C)	Presión gas-cooler (bar)	Flujo másico (kg/s)	Temperatura etilenglicol (°C)	Potencia frigorífica (kw)
Máximo	35,90	38,57	105,07	0,0615	15,157577	9,553
Mínimo	22,73	16,53	61,26	0,0250	-1,056032	4,115

Tabla 6.1.- Rango de Validación del modelo del evaporador de tubos concéntricos en espiral.

6.10. Modelado de un intercambiador de tubos aleteados.

Uno de los problemas actuales durante la fase de diseño inicial de los intercambiadores de tubo aleteado se encuentra en el amplio conjunto de factores de diseño, entre los que se destacan entre otros; la disposición de los tubos, la configuración del número de entradas y salidas, la configuración específica de las aletas y los tubos, las condiciones de trabajo, los fluidos empleados, las condiciones de funcionamiento, etc., que hace que el rendimiento del intercambiador de calor se vea afectado considerablemente [82]. Un gran número de investigadores han desarrollado modelos tanto dinámicos como estacionarios, para analizar el rendimiento de los intercambiadores de calor de tubos aleteados, aunque parcialmente incompletos. Existen modelos desarrollados que se ven limitados debido a que se considera un tubo simple, como el de Jia [83], modelos que no consideran la posibilidad de que haya condensación en los tubos y aletas [60], modelos que no consideran los cambios de estado del refrigerante, etc. Pero, a pesar de todo, son llevados a cabo y optimizados con un propósito general, conseguir la mayor cantidad de información relevante y lo más detallada posible para poder hacer un pronóstico del funcionamiento de los mismos.

El intercambiador de calor modelado en esta sección se suele emplear como evaporador en vitrinas destinadas a la venta de bebidas refrigeradas. Greenpeace estima que son estas cámaras las causantes del 40% de las emisiones provocadas por los refrigerantes del tipo CFC, HCFC y HFC. Es por esta causa por la que se propuso una iniciativa global por parte de diversas empresas multinacionales para reemplazar el uso de estos refrigerantes por refrigerantes de origen natural. Entre las compañías multinacionales se encuentran: Coca-Cola, Unilever, McDonald's, Carlsberg y PepsiCo. Por este motivo, el diseño de este tipo de componentes en este tipo de instalaciones adquiere una relevancia enorme.

6.10.1. Intercambiador de tubo aleteado

Dependiendo del tipo de aleta, los intercambiadores se clasifican como intercambiadores con aletas individuales, en posición normal o longitudinal a la superficie externa del tubo, o con aletas continuas, ver figura 6.31.

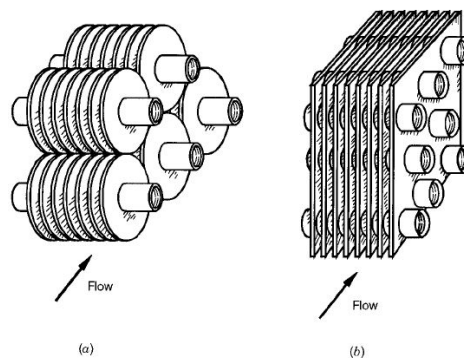


Figura 6.31.- Intercambiador de calor de flujo cruzado. (a) Aletas circulares individuales. (b) Aletas continuas

El intercambiador de calor con aletas continuas suele tener una densidad de área de $3300\text{m}^2/\text{m}^3$, mientras que la densidad de aleta varía entre 250 y 800 aletas por metro [84]. Habitualmente estos intercambiadores se usan cuando uno de los fluidos se encuentra a elevadas presiones o tiene un coeficiente de transferencia de calor muy elevado respecto al otro fluido. Como resultado, sus aplicaciones principales son como condensadores en plantas eléctricas, como refrigeradores y como enfriadores de aire en procesos y acondicionamiento del aire. Si se atiende a la clasificación de acuerdo con la disposición de los tubos, el intercambiador de calor del estudio se define como un intercambiador de flujo cruzado, de tipo serpentín con dos filas, donde los dos fluidos fluyen en dirección normal el uno respecto al otro. Este tipo de intercambiadores tienen eficiencias menores que las de los intercambiadores de flujo paralelo o a contracorriente y si se desean efectividades superiores al 80%, es conveniente reemplazar los de flujo cruzado por los anteriormente mencionados

[84]. La representación simbólica de un intercambiador de calor de flujo cruzado, donde un fluido es no mezclado y el otro sí (caso estudiado), se representa según la figura 6.32.

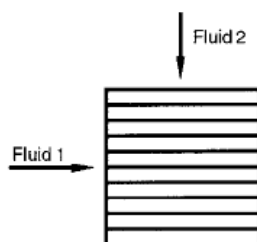


Figura 6.32.- Fluido 1 no mezclado. Fluido 2 mezclado

Atendiendo a las características geométricas de la superficie del intercambiador de calor que va a modelarse en este apartado, se define la disposición de los tubos al tresbolillo, figura 6.33. Esta disposición consiste en colocar entre una fila y la siguiente, una nueva fila pero con los centros de los tubos desplazados una distancia definida en la dirección tangencial del fluido no mezclado, aire.

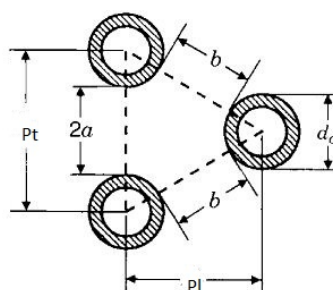


Figura 6.33.- Disposición al tresbolillo

6.10.2. Correlaciones para el intercambio térmico con el aire

La energía necesaria para realizar el proceso de evaporación es absorbida por el refrigerante procedente de un foco caliente, en este caso el aire. Así, se tiene un mecanismo de enfriamiento del aire en el que éste va modificando su temperatura, pero también otros aspectos que deben ser tenidos en cuenta. Cuando el aire deja de considerarse como seco, se multiplican las variables relativas a él. En este momento se define el aire como húmedo donde es necesario emplear los diagramas psicrométricos para el cálculo de las variables tanto de entrada como de salida del aire. El aspecto que más va a influir en el lado del aire de un modelo físico estacionario o dinámico, es el de la condensación. Cuando la temperatura de los tubos del evaporador en su parte externa es inferior a la temperatura de rocío del aire, aparecerá la condensación del vapor de agua contenido en el aire húmedo. A partir de ese instante, el coeficiente de convección del aire se verá incrementado bruscamente debido a que la eficiencia superficial de las aletas se verá reducida enormemente, pasando de valores próximos a la unidad en condiciones de aletas secas a valores próximos al 50%.

Los intercambiadores de tubo de cobre con aletas continuas de aluminio son los más utilizados cuando el fluido secundario es el aire atmosférico. Es muy difícil encontrar un enfoque general que tenga en cuenta la extrema variabilidad de las diferentes geometrías de las aletas, por lo que las correlaciones empíricas para predecir los coeficientes de transferencia de calor se asocian con la geometría específica de cada intercambiador [63]. Por norma general, este tipo de intercambiadores mejoran su rendimiento térmico cuanto más compactos sean, ya que aumenta tanto, el coeficiente de transmisión como la densidad de área. Para alcanzar mayores rendimientos en el intercambio térmico se suele optar por reducir las dimensiones del intercambiador, incrementar la turbulencia del aire o interrumpir las aletas. En la actualidad existen varios tipos de intercambiadores de aletas. Realizando una pequeña clasificación en base al tipo de aleta, se destaca el uso de los intercambiadores

de tubo redondo con aletas de persianas (louvered fins) [85], aletas onduladas (wavy fins) [86], las aletas de hendidura (slit fins) [87] y las aletas rectangulares de desplazamiento de bandas (rectangular offset-strip fins) [88]. Las aletas que alcanzan mejores rendimientos son las de persianas y las de desplazamiento de bandas al tener interrumpidas las aletas. El rendimiento por el lado del aire en un intercambiador de aletas puede ser definido en términos del Colburn J factor, del número de Nusselt o también mediante el valor del coeficiente de transferencia de calor, como se indica en la expresión 6.60.

$$J = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \cdot Pr^{2/3} = \frac{\alpha}{u c_p \cdot \rho} \cdot Pr^{2/3} \quad \text{ec. 6.60}$$

La superficie de la aleta ondulada (wavy) es una de las superficies más populares, ya que puede alargar el flujo de aire en el interior del intercambiador de calor y mejorar la mezcla de la corriente de aire. Este tipo de intercambiadores son bastante compactos, presentan un peso ligero y se caracterizan por un relativo bajo coste de fabricación. Además, existen dos tipos de aletas dentro de la clasificación de las aletas onduladas; las lisas y las "herringbone". El tipo de intercambiador que se va a modelar en esta sección es de tubo con aletas del tipo herringbone. El primer estudio amplio relacionado con los patrones de las aletas onduladas herringbone fue realizado por Beecher and Fagan [89]. Sus resultados se presentan en términos del número de Nusselt basados en la diferencia aritmética media de temperatura (AMTD) vs Graetz Number. Sin embargo, estos resultados no se ajustaban bien cuando eran comparados con el funcionamiento real del dispositivo. Posteriormente, tanto Webb [90] como Kim [91], modificaron la correlación de Beecher and Fagan proponiendo nuevas expresiones, pero los resultados de ambos sobre predecían los resultados experimentales. Todas estas ecuaciones presentaban ángulos de corrugación en la aleta muy altos, siendo éste uno de los posibles motivos por los que nunca llegaron a obtener ajustes válidos con datos experimentales, puesto que el ángulo de corrugado a nivel comercial de las aletas onduladas herringbone es siempre inferior a 20 grados [92]. Por último, Wang realizó una serie de estudios en aletas de este tipo con intercambiadores comerciales [93,94-96], donde examinó sistemáticamente los efectos de la separación de las aletas y el número de filas en los tubos, la altura de las olas y el borde de las ondulaciones. En estos intercambiadores, la resistencia dominante es la del aire, siendo quizás, diez veces superior a la del tubo [97]. La resistencia térmica es una combinación de una resistencia convectiva y otra conductiva, relacionada con el proceso de conducción de calor desde la superficie de la aleta hasta la base, así que, no solo depende de las características del aire, sino del grosor de la aleta y de la conductividad térmica del material. Para desacoplar la conducción de la convección es necesario definir la eficiencia térmica de la aleta, aunque esta variable sólo es válida si se asume constante el coeficiente de transmisión en toda la superficie de la aleta [63]. Separar el mecanismo de conducción del de convección es preciso para tratar el caso de producción combinada de transferencia de calor sensible y de masa.

Para abordar el modelado de este intercambiador, mostrado en la figura 6.34, se han empleado las correlaciones propuestas por (Wang, Hwang y Lin 2002) [98] en aquellas condiciones en las que no existe transferencia de masa desde el aire hacia la aleta, empleando en los momentos que exista condensación las correlaciones propuestas por (Chen y Wang 2008) [99] que contemplan a las aletas mojadas.



Figura 6.34.- Intercambiador de tubo con aletas herringbone estudiado.

6.10.2.1. Correlaciones para el intercambio térmico con el aire sin condensación

Para este caso, cabe destacar que se han usado las correlaciones de Wang, (Wang, Hwang y Lin 2002) [98], porque el evaporador cumple con las condiciones en las que las correlaciones han sido obtenidas. La única condición con la que no cumple es con el número de filas, que alcanzaba valores de $N=6$, cuando la disposición empleada en los ensayos experimentales del evaporador estudiado ofrecía un total de $N=18$, aunque no parece que esto vaya a ser un problema debido a que cuando el número de planos excede el valor de 4, no afecta significativamente el valor de la N en los resultados. El evaporador, como ya se ha mencionado, es de aletas continuas de tipo herringbone y disposición al tresbolillo, ver figura 6.35.

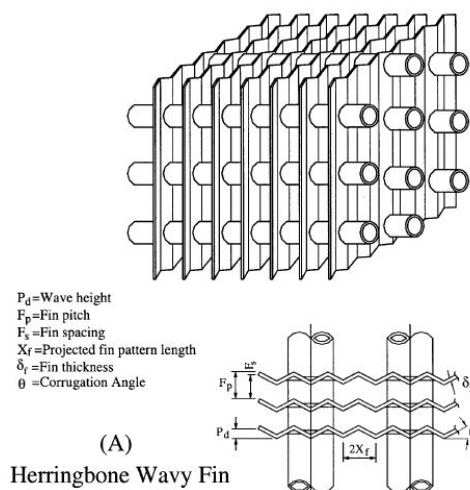


Figura 6.35.- Representación genérica del tipo de aletas herringbone

El procedimiento de cálculo consiste en obtener el factor j de Colburn y el factor de fricción, f , a partir de una técnica múltiple de regresión donde los coeficientes se asume que dependen de las dimensiones físicas del intercambiador de calor. Tras un proceso iterativo, se alcanzan las ecuaciones definitivas para el cálculo de ambos factores. Para un número de Reynolds ligado al diámetro exterior del tubo longitudinal, Re_{Dc} , y cuyo valor es superior a 1000, las correlaciones propuestas son las que se exponen en las expresiones [6.61-6.64]:

$$j = 0.0646 \cdot Re_{Dc}^{j1} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{j2} \cdot \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.03} \cdot \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{0.432} \cdot (\tan\theta)^{-0.692} \cdot N^{-0.737} \quad \text{ec. 6.61}$$

Donde:

$$j1 = -0.0545 - 0.0538 \cdot \tan\theta - 0.302 \cdot N^{-0.24} \cdot \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.3} \cdot \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.379} \cdot \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{-1.35} \cdot \tan\theta^{-0.256} \quad \text{ec. 6.62}$$

$$j2 = -1.29 \cdot \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{1.77-9.43 \cdot \tan\theta} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.229-1.43 \cdot \tan\theta} \cdot N^{-0.166-1.08 \cdot \tan\theta} \cdot \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0.174 \cdot \ln(0.5 \cdot N)} \quad \text{ec. 6.63}$$

El cálculo del factor de fricción se obtiene de:

$$f = 0.228 \cdot Re_{Dc}^{f1} \cdot (\tan\theta)^{f2} \cdot \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.383} \cdot \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{f3} \cdot \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{f4} \cdot \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0.247} \quad \text{ec. 6.64}$$

Donde:

$$f1 = -0.141 \left(\frac{F_s}{P_l} \right)^{0.0512} \cdot (\tan\theta)^{-0.472} \cdot \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{0.449 \tan\theta} \cdot N^{-0.049 + 0.237 \tan\theta} \quad \text{ec. 6.65}$$

$$f2 = -0.562 \cdot (\ln(Re_D))^{-0.0923} \cdot N^{0.013} \quad \text{ec. 6.66}$$

$$f3 = 0.302 Re_{Dc}^{0.03} \cdot \left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{0.026} \quad \text{ec. 6.67}$$

$$f4 = -0.306 + 3.63 \tan\theta \quad \text{ec. 6.68}$$

Una vez conocidos, tanto el factor j de Colburn como el factor de fricción, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección y la caída de presión en el lado del aire haciendo uso de las ecuaciones ec.6.68 y ec. 6.69:

$$h_{\text{conv,aire}} = \frac{j \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot C_{p,\text{aire}} \cdot V_{\text{max}}}{Pr^{2/3}} \quad \text{ec. 6.68}$$

$$\Delta P_{\text{aire}} = \frac{f \cdot A_o \cdot G_{\text{aire}}^2}{2 \cdot A \cdot \rho_{\text{aire}}} \quad \text{ec. 6.69}$$

6.10.2.2 Correlaciones para el intercambio térmico con el aire con condensación

En aquellas situaciones que se produzca condensación de la humedad del aire, el procedimiento propuesto por algunos investigadores es realmente complejo e incluso se debe volver a introducir una condición de convergencia, provocando en el programa una complejidad mucho mayor y un tiempo de ejecución realmente alto. Para evitar dichos problemas se han utilizado las ecuaciones propuestas por (Chen y Wang 2008) [99], donde se han llevado a cabo dichos cálculos y se han publicado un conjunto de ecuaciones polinómicas realmente simples, en las que se calcula la variación del coeficiente de transferencia de calor por convección y de la eficiencia de la aleta todo ello en función de la humedad relativa, que se obtiene por psicrometría. Así, para una dimensión y condensación se tienen dos polinomios, uno para un viento frontal de 0.5m/s y otro para 4m/s. Para la obtención del polinomio correspondiente a las condiciones de ensayo de este trabajo, se ha realizado la extrapolación lineal del polinomio en cada punto, debido a que el viento frontal experimental era algo superior a 4m/s.

$$h_{\text{conv,aire}} = 9.61 - 0.19 \cdot HR + 0.01 \cdot HR^2 - 2.78 \cdot 10^{-5} \cdot HR^3 \quad (\text{Viento frontal } 0.5 \text{ m/s}) \quad \text{ec. 6.70}$$

$$h_{\text{conv,aire}} = -306.15 - 21.14 \cdot HR - 0.4 \cdot HR^2 + 2.53 \cdot 10^{-5} \cdot HR^3 \quad (\text{Viento frontal } 4 \text{ m/s}) \quad \text{ec. 6.71}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = 0.605 + 5.6 \cdot 10^{-3} \cdot HR - 7.55 \cdot 10^{-5} \cdot HR^2 \quad (\text{Viento frontal } 0.5 \text{ m/s}) \quad \text{ec. 6.72}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = 0.18 + 9.65 \cdot 10^{-3} \cdot HR - 9.88 \cdot 10^{-5} \cdot HR^2 \quad (\text{Viento frontal } 4 \text{ m/s}) \quad \text{ec. 6.73}$$

De aquí se desprende cómo el coeficiente de transferencia de calor por convección se ve incrementado hasta en un 300% dependiendo de la cantidad de agua que haya llegado a condensar en la superficie de la aleta. Además las eficiencias superficiales se ven afectadas debido a que la eficiencia de la aleta que suele estar próxima a la unidad, se ve reducida a valores cercanos al 40%.

6.10.3 Implementación del modelo físico de estado estacionario.

El programa se ha dividido, debido al gran contenido de código, en un conjunto de funciones que siguen un esquema determinado, de forma que, en función de varios factores, se ejecutarán unas funciones u otras. De esta forma se consigue obtener un código lo suficientemente inteligible para toda aquella persona interesada en el tema del modelado además de conseguir una mayor simplicidad y rapidez cuando se realiza el proceso de búsqueda de errores que no tienen que ver con la programación. Como ya se ha mencionado, el modelo contempla varios aspectos que influyen en el refrigerante o en el aire por lo que, para cada volumen de control, van a aparecer ciertos aspectos que deben ser implementados. De esta forma, el programa principal se subdivide en varias funciones, las cuales tienen ciertos parámetros y variables de entrada y devuelven las variables de salida como resultados del modelo.

Además de los parámetros de entrada comunes a los dos intercambiadores comentados en la sección 6.6, se introducen las siguientes variables de entrada para el caso del aire.

Parámetros de entrada específicos al intercambio térmico con el aire.

- Temperatura de entrada del aire, $T_{\text{aire,in}}$ (°C).
- Presión de entrada del aire, $P_{\text{aire,in}}$ (bar).
- Caudal volumétrico del aire, CV_{aire} (m³/h).
- Humedad relativa del aire, HR_{aire} (%).

Las consideraciones que se han tomado en el desarrollo y la programación del modelo físico de estado estacionario son:

- Flujo de aire distribuido uniformemente.
- Velocidad del aire promedio uniforme en todo su recorrido.
- Flujo de calor obtenido por analogía eléctrica en el lado del aire.

Variables de entrada específicos al intercambio térmico con el aire.

- Flujo másico del aire, m_{aire} (kg/s). Se obtiene mediante el caudal volumétrico y las consideraciones pertinentes introducidas anteriormente.

El conjunto de variables correspondientes al lado del aire se obtienen haciendo uso de las ecuaciones correspondientes a los diagramas psicrométricos, así se obtienen:

- Temperatura de rocío, T_r (°C).
- Entalpía del aire, h_{aire} (kJ/kg).
- Presión de vapor, P_v .
- Presión de vapor saturado P_{vs} .
- Humedad específica, W_{esp} .
- Temperatura de salida del aire, $T_{\text{aire,o}}$ (°C).
- Presión de salida del aire, $P_{\text{aire,o}}$.
- Entalpía de salida del aire, $h_{\text{aire,o}}$ (kJ/kg).
- Humedad relativa de salida del aire, $HR_{\text{aire,o}}$.

Variables de salida específicos al intercambio térmico con el aire.

- Temperatura de la pared de los tubos, T_{met} (°C).
- Temperatura de salida del aire, $T_{\text{aire,o}}$ (°C).
- Presión de salida del aire, $P_{\text{aire,o}}$.

- Entalpía de salida del aire, $h_{\text{aire,o}}$ (kJ/kg).
- Humedad relativa de salida del aire, $HR_{\text{aire,o}}$ (%).
- Transferencia de calor, Q (kW).
- Condición de condensación.

La implementación del modelo comienza definiendo el tamaño del volumen de control donde se van a aplicar las ecuaciones descritas en este capítulo, el cual será constante a lo largo de cada uno de los tubos longitudinales y estará en función de la longitud de los mismos. Esta longitud del volumen de control estará acotada entre la longitud total del tubo longitudinal, para el valor máximo, y la longitud que se abarca entre el segmento de una aleta y el espacio vacío entre dos aletas como longitud mínima para el volumen de control, como se indica en la figura 6.36. Cabe tener en cuenta que la entrada de aire se produce por la superficie superior del intercambiador, tal y como queda reflejado en la figura 6.36, por lo que se distingue la entrada de aire sobre dos planos independientes.

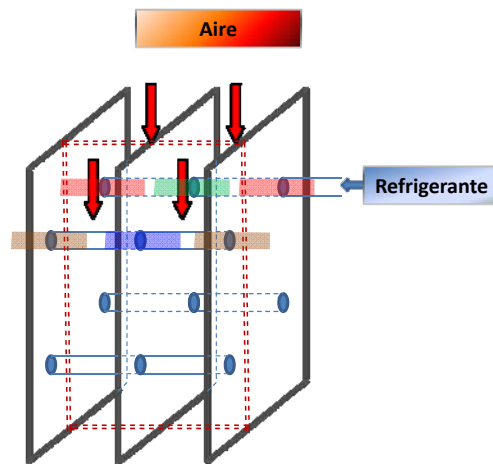


Figura 6.36.- Detalle de los volúmenes de control en cada tubo.

De esta forma, las entradas de cada volumen de control en la parte del refrigerante vienen condicionadas por las salidas en el anterior volumen de control, sin embargo, la temperatura de entrada por el lado del aire solo varía por tubo longitudinal y para aquellos tubos que pertenezcan al mismo plano. Así, el primer y segundo tubo longitudinal se consideran con la misma temperatura de entrada al pertenecer a planos diferentes y a partir del tercer tubo, las entradas serán las salidas del tubo que corresponde a su mismo plano, es decir, la salida del tubo impar será la entrada del siguiente tubo impar y en los tubos pares de la misma forma. Las variables de entrada del aire, expresadas en las siguientes ecuaciones, son calculadas considerando que tanto el aire seco como el vapor de agua se comportan como gases ideales. Además, se considera que el aire seco se comporta como si fuera un componente puro, por lo que las propiedades del aire húmedo pueden estudiarse en base al conocimiento de las propiedades de mezclas de gases ideales, regidos principalmente por la conocida ley de Dalton.

Presión de vapor de agua

$$P_{V1} = \frac{HR_{aire} \cdot P_{VS1}}{100} \quad \text{ec. 6.74}$$

Presión de saturación del agua

$$P_{VS1} = 10^{\frac{7.5 \cdot (T_{s1} - 273.159)}{T_{s1} - 35.85} + 2.7858} \quad \text{ec. 6.75}$$

Temperatura de rocío

$$T_{rocío} = \frac{35.85 \cdot \log_{10}(P_{V1}) - 2148.496}{\log_{10}(P_{V1}) - 10.2858} \quad \text{ec. 6.76}$$

Humedad relativa

$$HR = 100 \cdot \frac{P_v}{P_s} \quad \text{ec. 6.77}$$

Humedad específica

$$W_{especifico} = 0.62198 \cdot \frac{P_{V1}}{P_{aire} - P_{V1}} \quad \text{ec. 6.78}$$

Entalpía del aire

$$h_{aire1} = T_{s1} - 273.15 + W_{especifico1} \cdot (2501 + 1.805 \cdot (T_{s1} - 273.15)) \quad \text{ec. 6.79}$$

Cuando la temperatura de rocío es inferior a la temperatura del metal del tubo longitudinal en cada volumen de control, no existe transferencia de masa y el aire experimenta un enfriamiento de calor sensible. En este caso, la presión del vapor de agua y la temperatura de rocío se mantienen constantes, produciéndose un incremento de la humedad relativa conforme se va reduciendo la temperatura seca. Sin embargo, cuando la temperatura de rocío es superior a la temperatura del metal del tubo longitudinal, se produce condensación en la superficie del tubo y las aletas. En este caso, la humedad específica o absoluta no se mantiene constante, sino que se ve reducida conforme se va enfriando el aire húmedo. En cada volumen de control se considera una superficie equivalente de la aleta de forma hexagonal, cuyo procedimiento de cálculo es el propuesto por Kuppan [100], el cual está basado en los apuntes de R. K. Shah [101], en los que se distingue entre los distintos tipos de distribución de los tubos longitudinales y del tipo de aletas. Para el caso estudiado, un evaporador con una disposición de los tubos longitudinales al tresbolillo y aletas continuas, las propiedades geométricas de interés para el análisis son las que se muestran en las ecuaciones [6.80-6.83].

Área total de transferencia de calor

$$A = A_p + A_f \quad \text{ec. 6.80}$$

Área primaria de transferencia de calor

$$A_p = \pi \cdot D_r \cdot (L_{VC} - T_f \cdot N_f) \quad \text{ec. 6.81}$$

Área total de transferencia de calor relativa a las aletas

$$A_f = 2 \cdot \pi \cdot \left(R_f^2 - \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 \right) \cdot N_f + T_f \cdot \pi \cdot R_f \cdot 2 \cdot N_f \quad \text{ec. 6.82}$$

Área de mínimo flujo libre

$$A_o = \left(\left(\frac{L_{VC}}{P_t} \right) - 1 \right) \cdot z + \left((P_t - D_r) - (P_t - D_o) \cdot T_f \cdot N_f \right) \cdot L_1 / 2 \quad \text{ec. 6.83}$$

Para calcular el radio equivalente de la aleta, se emplea el procedimiento descrito por Shah y Sekulic 2003 [97], donde se aproxima la aleta continua a una matriz de aletas de sección hexagonal, las cuales, a su vez, se aproximan a una circunferencia de radio R_f , como se indica en la figura 6.37.

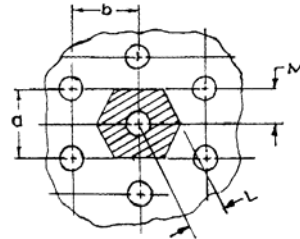


Figura 6.37. Aproximación hexagonal de la aleta para configuración al tresbolillo

Donde:

$$a = P_t \qquad b = P_t \qquad M = \frac{P_t}{2} \qquad L = \sqrt{M^2 + P_t^2}$$

El método utilizado para el cálculo es el propuesto por Schmidt en 1949, que, a su vez, se emplea en el cálculo de la eficiencia de las aletas. La ecuación propuesta muestra el ratio entre el radio exterior del tubo longitudinal y el radio equivalente exterior de la aleta. Conocido el ratio entre ambos, se despeja el radio equivalente. La estructura del método es la indicada en la expresión 6.84.

$$\rho_c = 1.27 \cdot \lambda_l \cdot (\beta_l - 0.3)^{0.5} \quad \text{ec. 6.84}$$

Donde:

$$\beta_l = \frac{L}{M} \qquad \lambda_l = \frac{M}{r_o} \qquad \rho_c = \frac{R_f}{r_o}$$

Además es necesario calcular el valor de la variable z , que viene determinada por la condición:

$$z = 2x \text{ si } 2x < 2y \qquad z = 2y \text{ si } 2y < 2x$$

Donde x e y se obtienen del plano:

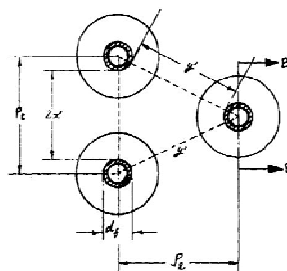


Figura 6.38.- Aletas anulares equivalentes en una disposición al tresbolillo

El cálculo de la eficiencia superficial de la aleta se basa en el método propuesto por Schmidt en 1949, el cual se contempla en el libro de Kuppan [100]. Este método propone el cálculo de la eficiencia de la aleta mediante la expresión 6.85.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot l^*)}{m \cdot l^*} \quad \text{ec. 6.85}$$

Donde:

$$l^* = (R_f - r_o) \left[1 + \frac{T_f}{2 \cdot (R_f - r_o)} \right] [1 + 0.35 \cdot \ln(\rho)] \quad m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{\text{conv, aire}}}{k_f \cdot \delta_f}}$$

Una vez se ha determinado dicha eficiencia, se calcula la eficiencia superficial mediante la ecuación ec. 6.86:

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_f}{A} \right) \cdot (1 - \eta_f) \quad \text{ec. 6.86}$$

Cuando hay condensación éste procedimiento no es válido, sustituyendo la ecuación propuesta para el cálculo de la eficiencia de la aleta seca por las ecuaciones para el cálculo de dicha eficiencia en aletas parcial o completamente mojadas. Para este caso se ha hecho uso de los polinomios propuestos por Chen y Wang [99] donde se observa cómo cae la eficiencia de la aleta. El polinomio empleado para el cálculo de la eficiencia superficial de la aleta se presenta en las expresiones ec. 6.87 y ec.6.88.

$$\eta_{aleta} = 0.605 + 5.6 \cdot 10^{-3} \cdot HR - 7.55 \cdot 10^{-5} \cdot HR^2 \quad (\text{Viento frontal de } 0.5\text{m/s}) \quad \text{ec.6.87}$$

$$\eta_{aleta} = 0.18 + 9.65 \cdot 10^{-3} \cdot HR - 9.88 \cdot 10^{-5} \cdot HR^2 \quad (\text{Viento frontal de } 4\text{m/s}) \quad \text{ec.6.88}$$

La transferencia de calor en los codos no se ha considerado al no pasar la corriente de aire a través de ellos, luego estos codos no están contemplados en el conjunto de segmentos o volúmenes de control que constituyen cada tubo longitudinal.

Por tanto, después de definir el tamaño de los volúmenes de control y las características geométricas de la aleta que corresponden al volumen de control seleccionado, el modelo se inicia con el cálculo de la entalpía de entrada al evaporador con la temperatura y presión de entrada al sistema de expansión. La temperatura de entrada en el evaporador considerando una expansión isoentálpica, donde la presión de entrada y el título de vapor se obtienen con el programa Refprop 8. Conocidos estos datos se asumen las variables de salida que se consideran iguales a las entradas. Las variables que se usarán para realizar los cálculos serán los valores promedio de las variables de entrada y salida calculadas. Para el lado del aire el procedimiento será el mismo salvo que la temperatura del aire debe ser la de entrada y las variables relativas al aire húmedo se calculan con las ecuaciones expuestas en esta sección. Dentro de la inicialización también se define el estado bifásico ("two-phase") o vapor sobrecalentado ("single-phase"), en función del valor que adopte el título de vapor en cada caso. Una vez realizado el proceso de inicialización del primer volumen de control, se crean dos bucles, el primero muestra el paso de un tubo longitudinal a otro hasta alcanzar la totalidad de los tubos que componen el evaporador. El segundo de los bucles se encuentra dentro del primer bucle y recorre cada uno de los volúmenes de control que se ha subdividido un único tubo hasta recorrer la longitud total de un único tubo, coincidiendo en ese instante, la salida en ese volumen de control con la entrada en el codo. En cada uno de los volúmenes de control se hace una llamada a la función que representa al volumen de control, ya sea para estado bifásico o vapor sobrecalentado. Estos cálculos se definen en el "bucle1" que será explicado más adelante. Una vez guardados los resultados para el volumen de control actual, se pasa a la actualización de las variables de entrada en el siguiente volumen de control. En el lado del refrigerante la actualización es lineal, los resultados obtenidos (variables de salida del volumen de control actual) serán las variables de entrada del siguiente volumen de control. En los codos no se ha considerado transferencia térmica puesto que la convección en el codo no es forzada, por lo que se considera solamente la caída de presión. Por este motivo, la temperatura de entrada del refrigerante al siguiente

tubo no será la salida del último volumen de control del anterior tubo, sino que la temperatura estará condicionada a la caída de presión del codo que le precede. En cuanto a la caída de presión en los codos, se ha considerado la separación entre estado bifásico o vapor sobrecalentado. Para el estado bifásico se ha utilizado la ecuación empleada en el modelo propuesto por Bendaoud [60]. Una vez recorridos todos los volúmenes de control en los que se ha dividido el recorrido total del refrigerante, el programa devuelve una matriz de resultados fruto de las igualdades entre la energía absorbida por el refrigerante y cedida por el aire en cada uno de los volúmenes de control. En la figura 6.39 se expone un primer diagrama de flujo donde se expone lo anteriormente expuesto.

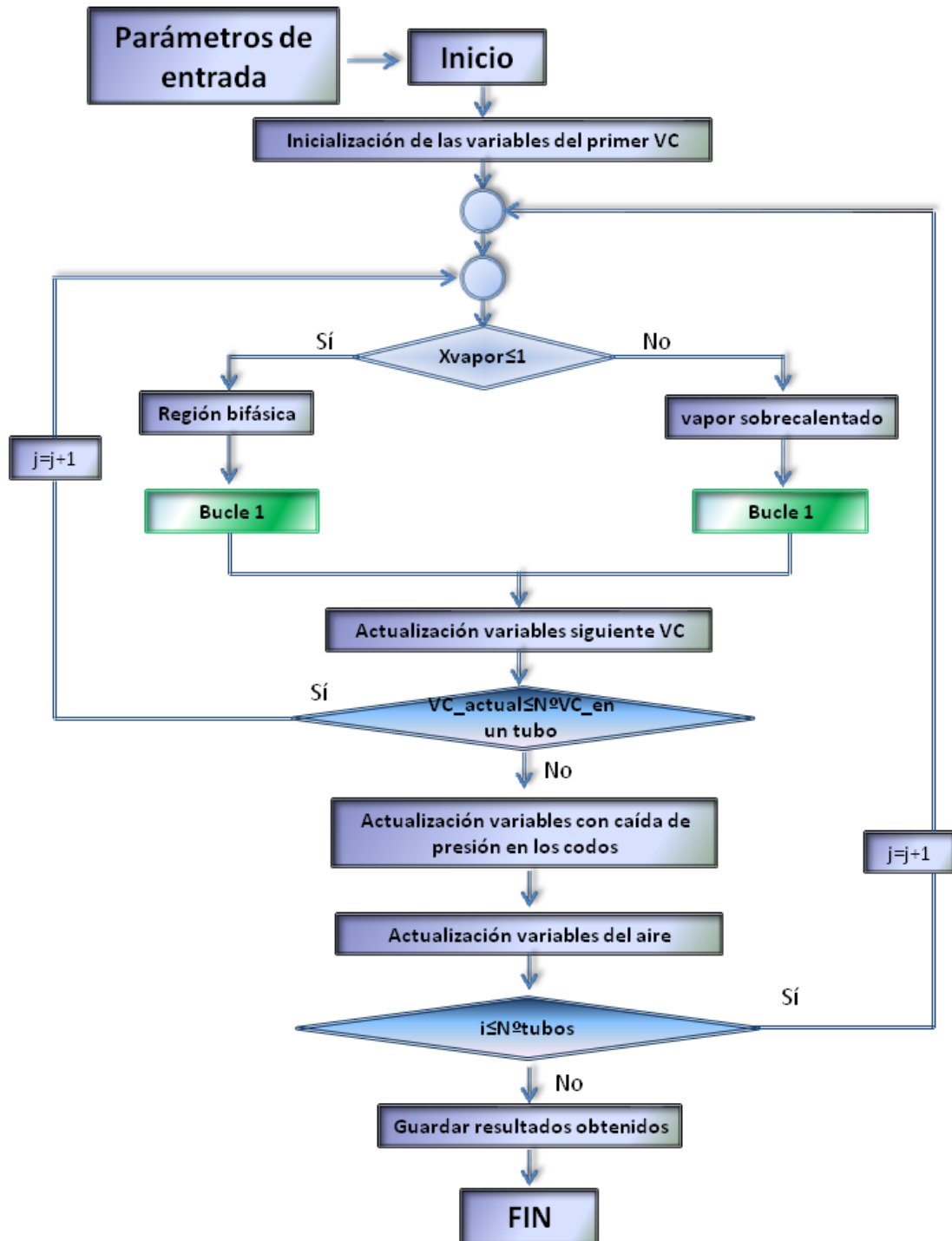


Figura 6.39.- Diagrama de flujo principal

El algoritmo de cálculo seguido en cada uno de los volúmenes de control se muestra en el diagrama de flujo expuesto en la figura 6.39, donde se consideran los criterios de convergencia citados con anterioridad. Las variables de entrada vienen definidas por la inicialización de cada una de las variables al inicio de cada volumen de control. La primera condición que se presenta es la transferencia de masa del aire hacia el volumen de control. Dicha condición compara la temperatura seca del aire en la entrada con la temperatura del tubo. El diagrama de flujo presentado en la figura 6.40 hace referencia a los bucles de convergencia empleados en cada uno de los procesos iterativos. En el primero de ellos se llama a la función que calcula los coeficientes de transferencia de calor por convección, tanto para el aire como para el refrigerante. Una vez son obtenidos se puede calcular la temperatura del metal y compararla con la temperatura inicial que se había asumido. Si la diferencia, en valor absoluto, de la temperatura obtenida y la temperatura inicial es inferior a un error preestablecido, el valor de la temperatura del metal se actualizará al promedio entre el actual y el anterior. Si la diferencia es menor se cumplirá con la condición de convergencia y se saltará al siguiente bucle de convergencia. Para este primer bucle la ecuación de convergencia empleada se muestra en la ecuación ec. 6.89.

$$T_{\text{metal}} = \frac{(h_{\text{conv,aire}} \cdot \eta_o \cdot A_{\text{aire}} + h_{\text{conv,ref}} \cdot T_{\text{ref}} \cdot A_{\text{ref}})}{(h_{\text{conv,aire}} \cdot \eta_o \cdot A_{\text{aire}} + h_{\text{conv,ref}} \cdot A_{\text{ref}})} \quad \text{ec. 6.89}$$

Con la transferencia de calor conocida y considerando la ecuación de conservación de la energía, se procede al cálculo de la entalpía de salida del refrigerante y al cálculo de la temperatura de salida del aire. Serán estas dos variables las condiciones para la segunda condición de convergencia. Cabe tener en cuenta que el calor transmitido será únicamente sensible si no hay condensación y una combinación de calor sensible y latente en el caso de existir transferencia de masa. La actualización de la temperatura del aire y de la entalpía del refrigerante a la salida de cada volumen de control se hará de la misma forma que en el primer bucle de convergencia, calculando el promedio entre la variable calculada y el valor anterior de esta. Las ecuaciones que se van a utilizar en la segunda condición de convergencia vienen definidas por las expresiones ec. 6.90 y ec. 6.91.

$$T_{\text{aire,o}} = T_{\text{aire,in}} - \frac{Q_{\text{aire}}}{C_{p,\text{aire}} \cdot m_{\text{aire}}} \quad \text{ec. 6.90}$$

$$h_{\text{ref,in}} = h_{\text{ref,in}} - \frac{Q_{\text{ref}}}{m_{\text{ref}}} \quad \text{ec. 6.91}$$

El último de los bucles se calcula debido a la variación de la temperatura cuando cae la presión por la fricción a la que se encuentra sometido el fluido refrigerante cuando está en contacto con el tubo. Este cálculo se realiza a partir de la correlación propuesta por Yoon [61], que modifica el multiplicador de fase cuando el fluido se encuentra en la región bifásica y empleando la ecuación de darcy-weisbach aplicada específicamente para fluidos en estado gaseoso [63]. La tercera condición de convergencia se refiere a la temperatura del refrigerante a la salida del volumen de control considerando la caída de presión en dicho volumen. Esta temperatura debe coincidir con la temperatura de salida calculada a partir de la ecuación de la energía, donde en cada nueva iteración el valor de la variable actualizada se calcula en base a la entalpía de salida en la iteración anterior y el promedio de las presiones de salida en la anterior iteración y en la actual. Una vez terminados los tres bucles, se devuelven las salidas obtenidas que serán usadas como entradas para el siguiente volumen de control. En la figura 6.40 se expone todo el proceso.

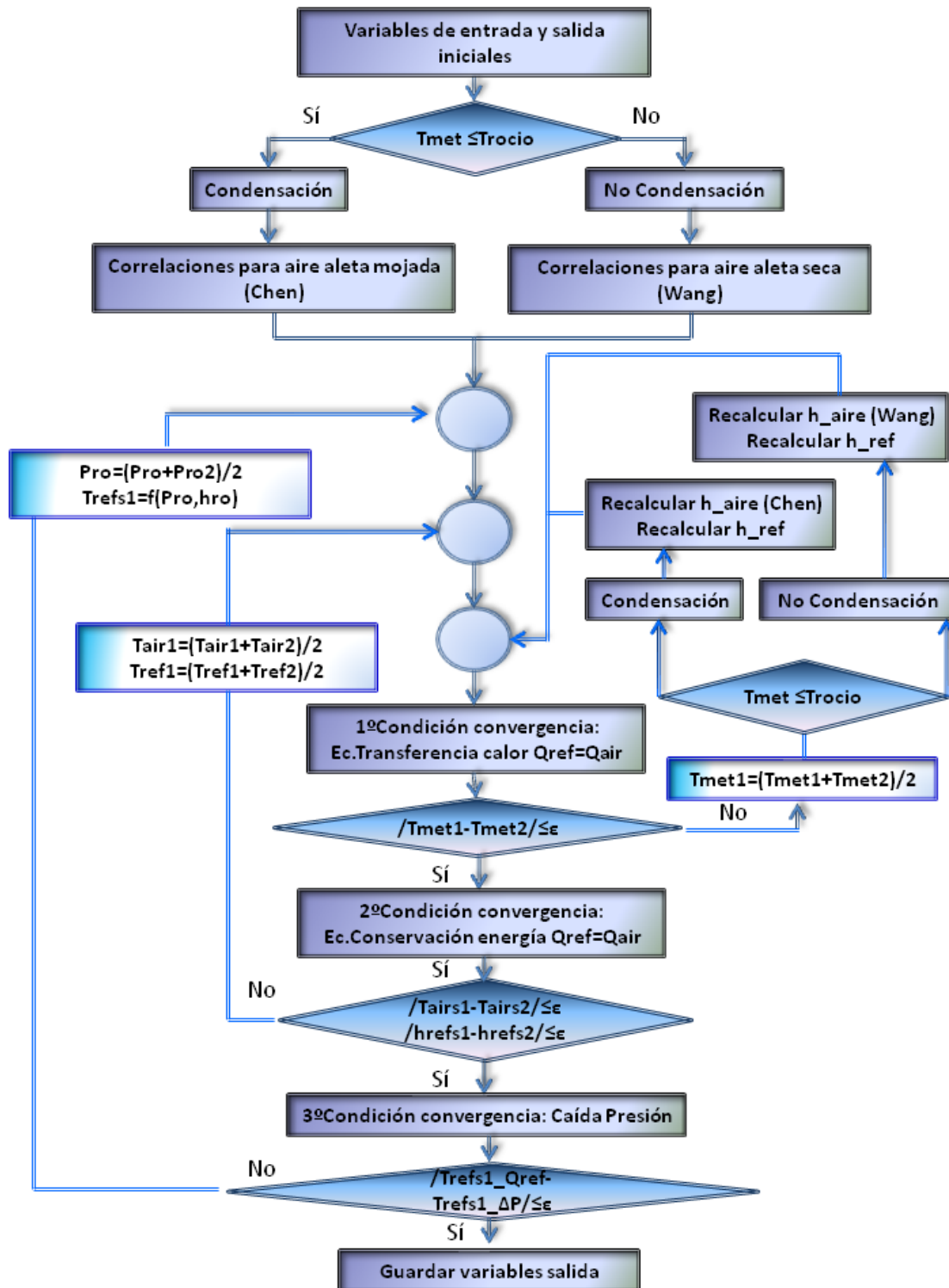


Figura 6.40.- Diagrama de flujo de los bucles de convergencia

6.10.4. Validación del modelo

Siguiendo el mismo procedimiento que el mostrado en el apartado 6.9.3 y 6.9.4 del presente capítulo se procede a la validación del modelo con el intercambiador de tubo aleteado. El intervalo de tiempo que se ha considerado para el estado cuasi estacionario ha sido de 2 minutos con una adquisición de datos cada 5 segundos, obteniendo un total de 24 datos en cada estacionario. Para cada estacionario se obtendrá un valor promedio del conjunto de datos ofrecidos por el sistema de adquisición en el intervalo cuasi estacionario

correspondiente. Por otra parte, la dificultad para medir el estado termodinámico del aire a la salida del evaporador genera que la validación de este modelo se realice únicamente por la parte del refrigerante. A partir de la información obtenida en el análisis efectuado durante la validación del modelo con el intercambiador de tubos concéntricos, se han seleccionado veinte grupos de datos cuyo estado termodinámico a la entrada del evaporador es calculado en puntos de temperatura alejados de la temperatura pseudocrítica, además de cumplir con recalentamientos útiles elevados a la salida del evaporador. Con estas medidas se pretende reducir la incertidumbre de medida en el cálculo de la potencia frigorífica del refrigerante, como se indica en la figura 6.40, donde se ha representado las incertidumbres asociadas al cálculo de la potencia frigorífica empleando el método de las derivadas parciales descrito en el apartado 6.9.3 del presente capítulo.

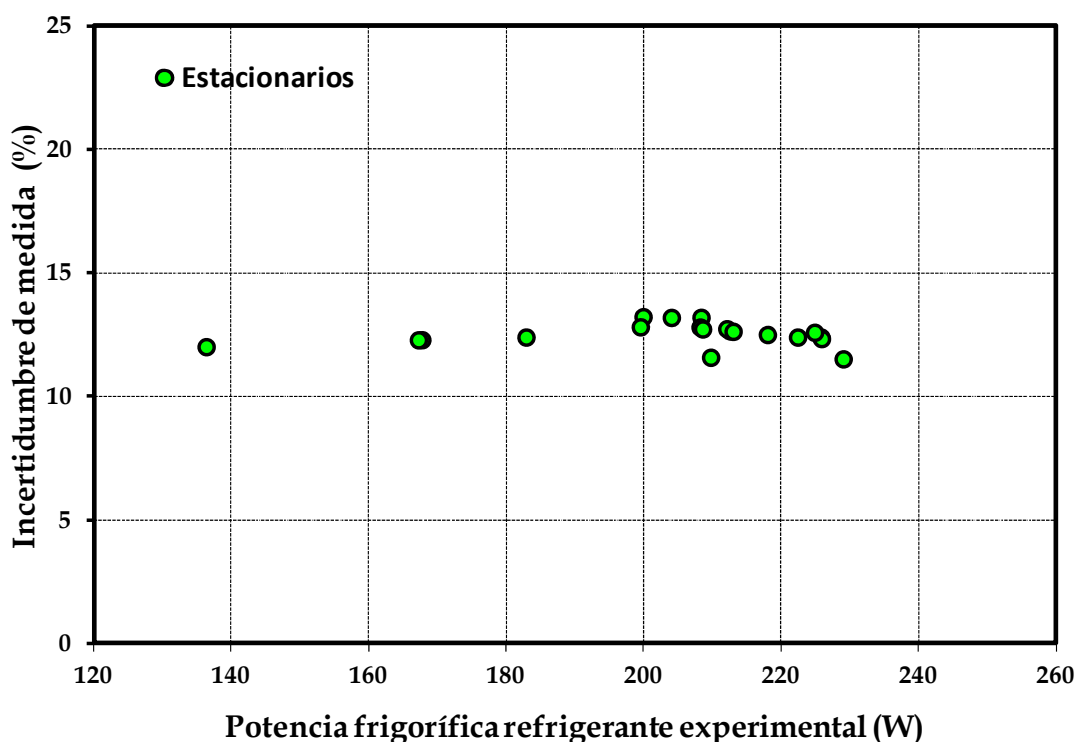


Figura 6.40.- Incertidumbres asociadas al cálculo de la potencia frigorífica en el lado del refrigerante.

En la figura 6.41 se representa la validación del modelo con la temperatura de salida del refrigerante, donde existe una desviación promedio de 0.86°C y una desviación máxima de 2.88°C.

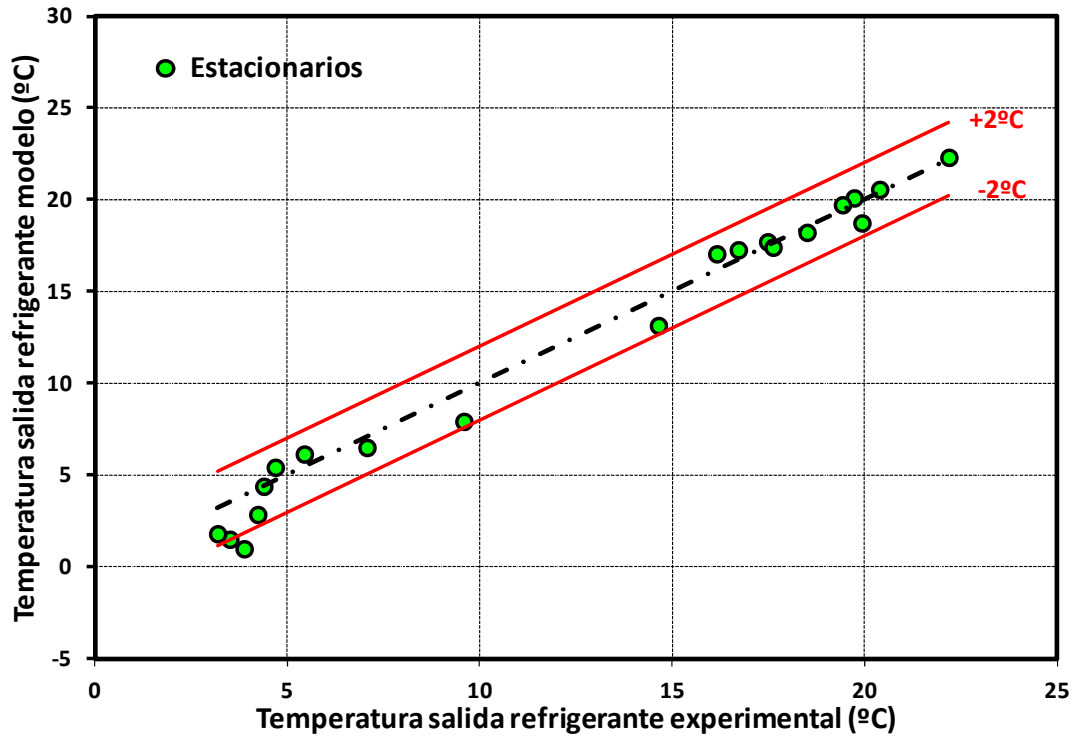


Figura 6.41.- Validación de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.

En la figura 6.42 se presenta la validación del modelo con la temperatura de salida del aire. Como se ha comentado anteriormente, dada la dificultad para medir esta variable y debido a la imposibilidad para calcular las incertidumbres de medida, solo se representa la validación de esta variable en este fluido. La incertidumbre de medida es de $\pm 0.5^\circ\text{C}$ con una desviación media de 5.17°C y una desviación máxima de 7.34°C .

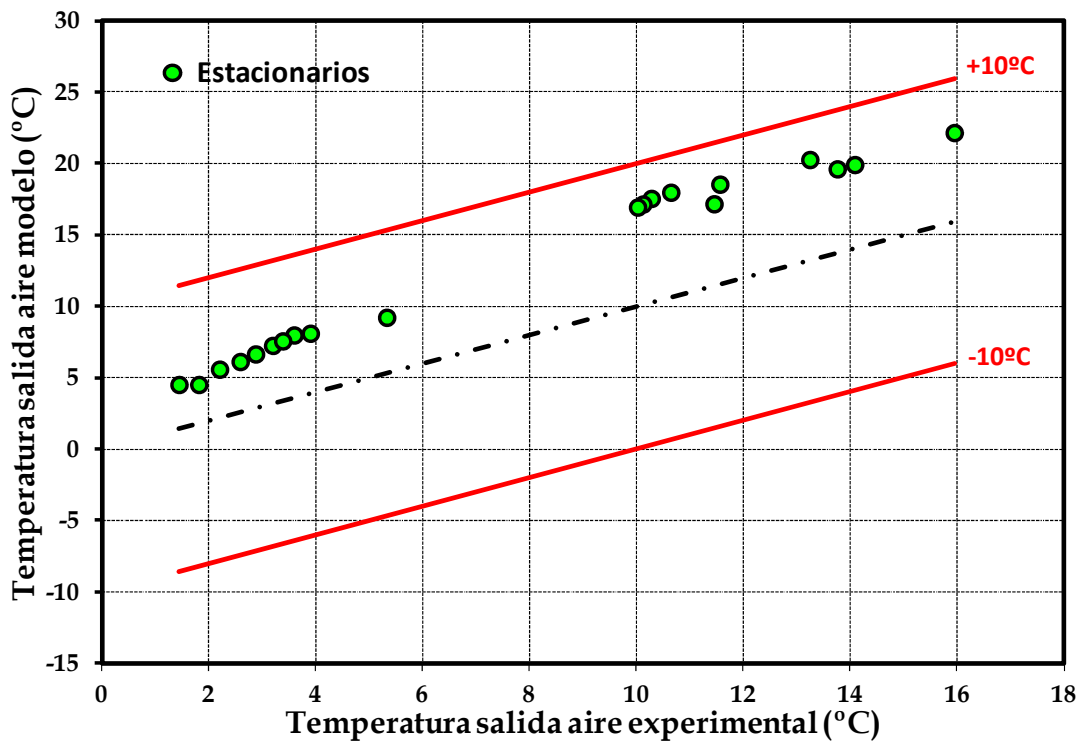


Figura 6.42.- Validación de la temperatura del aire a la salida del evaporador.

Por último, se presenta en la figura 6.43 la validación del modelo con la potencia frigorífica calculada por el lado del refrigerante. La desviación promedio es de 3.77 W lo que supone un error relativo promedio del 1.79%, con una desviación máxima de 9.88W.

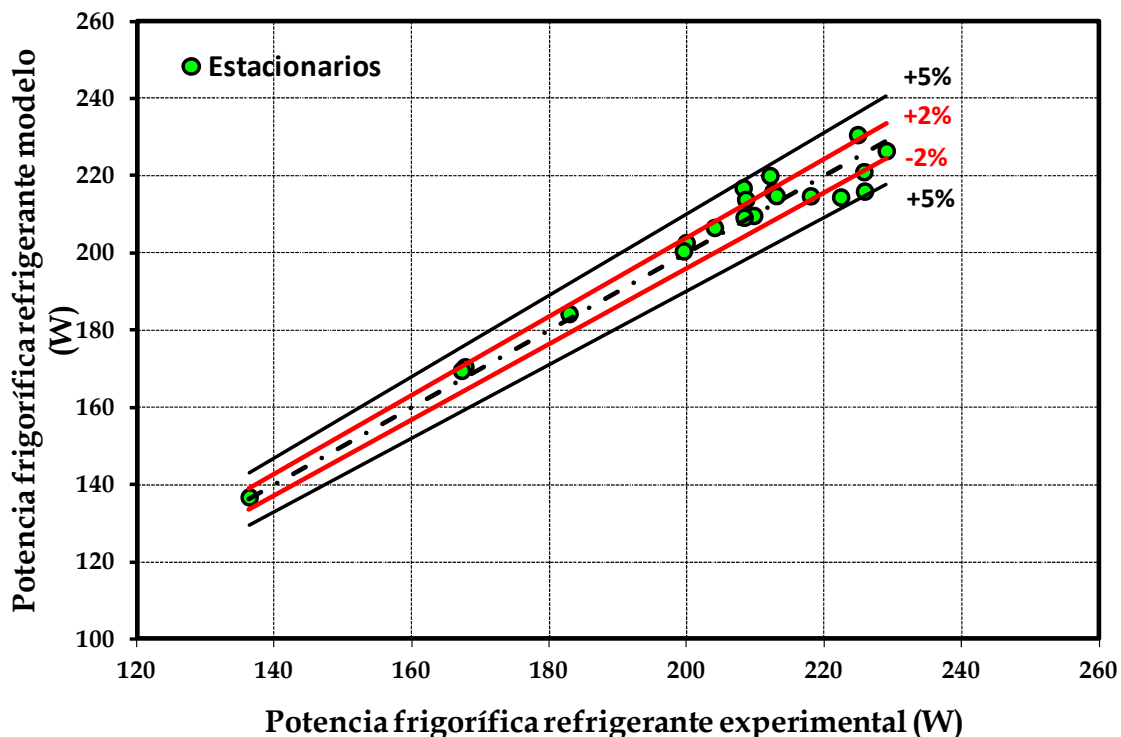


Figura 6.43.- Validación de la potencia frigorífica absorbida por el refrigerante en el evaporador.

El rango de validación del modelo se indica en la tabla 6.2.

Variable	Máximo	Mínimo
Presión Evaporación (bar)	43.39	32.24
Tantes_expansión (°C)	35.01	27.04
Presión Gas-Cooler (bar)	87.32	103.85
Flujo másico refrigerante (kg/s)	0.002701	0.001850
Potencia frigorífica (W)	471.71	208.20

Tabla 6.2. Rango de validación del modelo del intercambiador de tubo aleteado.

6.11.- Conclusiones

El modelo desarrollado a partir del mapeado de patrón de flujo publicado por L. Cheng, G. Ribatski y J. Moreno Quibén [70,71] ha mostrado un gran ajuste con los datos experimentales validados. El mapa de patrón de flujos fue desarrollado específicamente para calcular los coeficientes de transferencia de calor del CO₂ en cada uno de los regímenes de flujo que atraviesa este refrigerante durante el proceso de evaporación, por este motivo resulta una herramienta imprescindible para alcanzar el éxito durante la etapa de diseño. Por otro lado, el análisis realizado sobre las incertidumbres de medida ha revelado la relevancia que adquiere el punto termodinámico donde se realiza la medición, provocando mayor incertidumbre cuanto más cerca se encuentre la medida de temperatura de la temperatura pseudocrítica en la parte de alta presión y cuanto mayor se aproxime al estado bifásico en la parte de baja presión. Cabe tener presente que la incertidumbre que genera la medida de temperatura en la parte de alta presión provoca mayores saltos entálpicos en el evaporador que los saltos entálpicos asociados al error en la medida de la temperatura en la parte de baja presión, siendo más significativo en la producción frigorífica la medida realizada en la región de disipación. Sin embargo, dado que muchos sistemas de expansión controlan el recalentamiento útil del refrigerante a la salida del evaporador, para asegurar el correcto funcionamiento del equipo se presenta como una condición necesaria disminuir la incertidumbre de medida en este punto.

6.12.- Referencias bibliográficas

- [1] L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, J.R. Thome, New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49 (2006) 4082–4094.
- [2] J.R. Thome, G. Ribatski, State-of-the art of flow boiling and twophase flow of CO₂ in macro- and micro-channels, *Int. J. Refrig.* 28 (2006) 1149–1168.
- [3] Bredesen AM, Hafner A, Pettersen J, Neska P, Aflekt K. Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂. College Park (MD, USA): IIF-IIR Commission B1, with E1&E2; 1997 p. 35-49.
- [4] Hwang Y, Kim BH, Radermacher R. Boiling heat transfer correlation for carbon dioxide. College Park (MD, USA): IIF-IIR Commission B1, with E1&E2; 1997 p. 81-95.
- [5] Pettersen J, Hafner A, Skaugen G, Rekstad H. Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems. *Int J Refrigeration* 1998;21(3):180–93.
- [6] Zhao Y, Ohadi M, Dessiatoun S, Molki M, Darabi J. Forced convection boiling heat transfer of CO₂ in horizontal tubes. In: 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, March 15–19 1999, San Diego, CA, USA [AJTE99-6249].
- [7] Hihara E, Tanaka S. Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes. IIF-IIR Commissions B1, B2, E1, and E2; 2000. p. 279–84.
- [8] Cooper MG. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling a wide-ranging examination using reduced properties. *Advances in Heat Transfer* 1984;16:157–239.
- [9] Kattan N, Thome JR, Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: part 1—development of a diabatic twophase flow pattern map. *Journal of Heat Transfer* 1998; 120:140–7.
- [10] J. Moreno Quibe´n, J.R. Thome, Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study, *Int. J. Heat Fluid Flow* (2007), doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.003.
- [11] J. Moreno Quibe´n, J.R. Thome, Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part II: New phenomenological model, *Int. J. Heat Fluid Flow* (2007), doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.004.
- [12] J. Moreno Quibe´n, Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes, Ph.D. Thesis, Swiss Federal Institute of Technology (EPFL), Lausanne, Switzerland, 2005.
- [13] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes. Part 1: Development of a diabatic two-phase flow pattern map, *J. Heat Transfer* 120 (1998) 140–147.
- [14] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: Part 2-new heat transfer data for five refrigerants, *J. Heat Transfer* 120 (1998) 148–155.
- [15] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: Part-3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns, *J. Heat Transfer* 120 (1998) 156–165.
- [16] O. Baker, Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas, *Oil Gas J.* 53 (1954) 185–190.
- [17] Y. Taitel, A.E. Dukler, A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas–liquid flow, *AIChE J.* 22 (1976) 47–55.
- [18] K. Hashitume, Flow pattern and void fraction of refrigerant two phase flow in a horizontal pipe, *Bull. JSME* 26 (1983) 1597–1602.

- [19] D. Steiner, VDI-Wärmeatlas, Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf, Ch. Hbb, 1993.
- [20] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2955–2969.
- [21] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2970–2985.
- [22] J.C. Chen, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Ind. Chem. Eng. Des. Dev.* 5 (1966) 322–339.
- [23] M.M. Shah, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, *ASHRAE Trans.* 88 (1982) 185–196.
- [24] K.E. Gungor, R.H.S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer* 29 (1986) 351–358.
- [25] S.G. Kandlikar, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *ASME J. Heat Transfer* 112 (1990) 219–228.
- [26] Z. Liu, R.H.S. Winterton, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (1991) 2759–2766.
- [27] S.H. Yoon, E.S. Cho, Y.W. Hwang, M.S. Kim, K. Min, Y. Kim, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 111–119.
- [28] A. Bredesen, A. Hafner, J. Pettersen, P. Neksa, K. Aflekt, Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂, in: *Proceedings of the International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants*, University of Maryland, USA, 1997, pp. 1–15.
- [29] A. Bredesen, K. Aflekt, J. Pettersen, A. Hafner, P. Neksa, G. Skaugen, Studies on CO₂ heat exchangers and heat transfer, in: *Workshop Proceedings – CO₂ Technologies in Refrigeration, Heat Pumps and Air Conditioning Systems*, Trondheim, Norway, 1997, pp.329–358.
- [30] X.M. Wu, H.Y. Zhao, W.C. Wang, L. Jing, L. Zhang, Experimental study on evaporating heat transfer of CO₂ in thin tube, *J. Eng. Thermophys. (Gong Cheng Re Wu Li Xue Bao)* 26 (2005) 823–825.
- [31] S.H. Yoon, E.S. Cho, M.S. Kim, Y. Kim, Studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide near the critical point, in: *21st IIR International Congress of Refrigeration*, Washington DC, USA, 2003, paper ICR0477.
- [32] J. Pettersen, Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 28 (2004) 111–121.
- [33] Y. Zhao, M. Molki, M.M. Ohadi, S.V. Dessiatoun, Flow boiling of CO₂ in microchannels, *ASHRAE Trans.* 106 (Part I) (2000) 437–445.
- [34] Y. Zhao, M. Molki, M.M. Ohadi, Heat transfer and pressure drop of CO₂ flow boiling in microchannels, in: *Proceedings of the ASME Heat Transfer Division*, Vol. 2, 2000, pp. 243–249.
- [35] S. Jeong, E. Cho, H. Kim, Evaporative heat transfer and pressure drop of in a microchannel tube, in: *Proceedings of the third International Conference on Microchannels and minichannels*, 2005, Toronto, Ontario, Canada, Part B, pp. 103–108.
- [36] P. Neksa, J. Pettersen, G. Skaugen, Heat transfer and pressure drop of evaporating CO₂ in microchannels and system design implications of critical heat flux conditions, in: *Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, AES, vol. 41, New York, NY, 2001, pp. 261–268.

- [37] J. Pettersen, K. Vestbøstad, Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical in microchannel tubes, in: Workshop Proceedings-Selected Issue on CO₂ as Working Fluid in Compression System, Trondheim, Norway, 2000, pp. 101-114.
- [38] J. Pettersen, Two-phase flow pattern, heat transfer and pressure drop in microchannel vaporization of CO₂, ASHRAE Trans. (2003) 523-532.
- [39] J. Pettersen, R. Rieberer, S.T. Munkejord, Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes, in: Proceedings of fourth IRR-Gustav Lorenzen Conference on Natural Working Fluid, Purdue University, USA, 2000, pp. 107-114.
- [40] J. Pettersen, Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes. in: Natural working fluids, Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, USA, 2000, pp. 324-334.
- [41] R. Yun, Y. Kim, Two-phase pressure drop of CO₂ in mini tubes and microchannels, in: First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, NY, 2003, pp. 507-511.
- [42] R. Yun, Y. Kim, Two-phase pressure drop of CO₂ in mini tubes and microchannels, *Microscale Therm. Eng.* 8 (2004) 259-270.
- [43] D. Chisholm, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 16 (1973) 347-358.
- [44] L. Friedel, Improved friction drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, in: European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979, paper E2.
- [45] R. Gronnerud, Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type of evaporators. Part IV: Two-phase flow resistance in boiling refrigerants, in: Annexe 1972-1, *Bull. De l'Inst. Du Froid*, 1979.
- [46] H. Muller-Steinhagen, K. Heck, A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chem. Eng. Process* 20 (1986) 297-308.
- [47] Huggett, R. Book review: *Systems analysis in geography*. Oxford: Clarendon Press. ix + 208pp.
- [48] Ludwing von Bertalanffy. *General Theory of Systems: Application to psychology*, *Social Science Information*, 6:125-136.
- [49] Centeno, Juan D. *Teoría de sistemas*. Nº 5 Colección Matemáticas: cultura y aprendizaje).Madrid: Síntesis.
- [50] Sekulic, D. P., Shah, R. K., and Pignotti, A. (1999). A Review of Solution Methods for Determining Effectiveness- Ntu Relationships of Heat Exchangers with Complex Flow Arrangements, *Appl.Mech.Rev.*, 52(3), 97-117.
- [51] Bowman, R. A., Mueller, A. C., and Nagle, W. M. (1940). Mean Temperature Difference in Design, *Trans.ASME*, 62, 283-294.
- [52] Wedeking, G. L. «A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two phase evaporating and condensing flows.» *International journal of Multiphase Flow*, 1978: vol. 4, 97-114.
- [53] Dhar, M., y W. Soedel. «Transient analysis of vapor compression refrigeration system.» XV International Congress of Refrigeration. Venice, 1979.
- [54] Renno, C., y C. Aprea. «A numerical approach to a very fast thermal transient in an air cooling evaporator.» *Applied Thermal Engineering*, 2002: vol. 22, 219-228.
- [55] Rossi, Todd, y James E. Braun. «Development and validation of a real time transient model for air conditioners with On/Off control.» XX International Congress of Refrigeration. Sydney, 1999.

- [56] MacArthur, J. W., y E. W. Grald. «Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data.» En Transactions Vol 93, Part 2, de ASHRAE, 1159-1178. 1987.
- [57] Braun, James E., y Satyam Bendapudi. «Development and validation of a mechanistic, dynamic model for a vapor compression centrifugal liquid chiller.» ASHRAE Report 4036-4, 2002.
- [58] Williatzen, M., N: B. O. L. Petit, y L. Ploug-Sorensen. «A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: Moving boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. Part II: Simulation and control of an evaporator.» International Journal of Refrigeration, 1998: Vol. 21, No. 5, 398-403.
- [59] Xia, Jing, Xingxi Zhou, Xinqiao Jin, y Zifeng Zhou. «Dynamic simulation of superheat at the evaporator outlet of the air conditioner with inverter.» XX International congress of refrigeration. Sydney, 1999.
- [60] Bendaoud, Adlane, Mohamed Ouzzane, Zine Aidoun, y Nicolas Galanis. «A new modeling approach for the study of finned coils with CO₂.» International Journal of Thermal Sciences, 2010: 1702-1711.
- [61] Seok Ho Yoon, Eun Seok Cho, Yun Wook Hwang, Min Soo Kim, Kyoungdoug Min, Yongchan Kim. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. International Journal of Refrigeration 27 (2004) 111-119.
- [62] Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers. Longman; 1983.
- [63] Natural refrigerant CO₂. ISBN 9789081346733
- [64] C. Dang, N. Haraguchi, H.E. Yamada, Effect of lubricant oil on boiling heat transfer of carbon dioxide, in: Proceedings of 7th IIR-Gustav Lorentzen Conference, Trondheim, Norway, 2006, pp. 495-498.
- [65] S. Koyama, S.M. Lee, D. Ito, K. Kuwahara, H. Ogawa, Experimental study on flow boiling of pure CO₂ and CO₂-oil mixtures inside horizontal smooth and micro-fin copper tubes, in: Proceedings of 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference, Glasgow, UK, 2004.
- [66] Xiumin Zhao, Pradeep Bansal. Critical review of flow boiling heat transfer of CO₂-lubricant mixtures. International International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 52, Issues 3-4, 31 January 2009, Pages 870-879.
- [67] R. Wallner, H.G. Dick, Heat transfer to boiling refrigerant-oil mixtures, in: 14th International Congress of refrigeration, Moscow, 1975, pp. 351-359.
- [68] H. Henrici, G. Hesse. Untersuchungen über den Wärmeübergang beim Verdampfen von R114 und R114-öl-Gemischen an einem horizontalen Glattrohr. Kältetechn.-Klimat., 24 (1971), pp. 287-295
- [69] K. Hambræus, Flow boiling of pure and oil contaminated refrigerants, Ph.D. Thesis, The Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1993. Journal of Heat and Mass Transfer Volume 52, Issues 3-4, 31 January 2009, Pages 870-879
- [70] Cheng, Ribatski y Thome, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II - An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns. International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 51, Issues 1-2, January 2008, Pages 125-135.
- [71] Cheng, Ribatski y Thome. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops. International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 51, Issues 1-2, January 2008, Pages 111-124.
- [72] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiator of the tubular type, Univ. Calif. Publ. Eng. 2 (1930) 443-461.
- [73] M.G. Cooper, Saturation nucleate pool boiling: a simple correlation, in: 1st UK National Conference on Heat Transfer, vol. 2, pp. 785-793.

- [74] J. El Hajal, J.R. Thome, A. Cavallini, Condensation in horizontal tubes, Part 2: New heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (2003) 3365–3387.
- [75] D.C. Groeneveld, Post dry-out. heat transfer at reactor operating conditions, *ANS Topical Meeting on Water Reactor Safety*, Salt Lake City, 1973.
- [76] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 16 (1976), 359 – 368.
- [77] ASHRAE. 2005 Handbook-Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. (2005).
- [78] Heat Exchanger Design Book, Begell House, Inc., 2002. Vol. 2. Apartado 2.5. ISBN: 1- 56700-183-1.
- [79] U. Hesse, H. Arnemann, Carbon dioxide – Hydrocarbon – Mixtures as alternative fluids in refrigeration systems, *New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning*, Hannover (Germany), Mayo 1994.
- [80] R.Span and W.Wagner. A new equation of State for Carbon Dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 100k at pressures up to 800 MPa. *Lehrstuhl für thermodynamik, Ruhr-Universität Bochum, D-44780Bochum, Germany.*
- [81] Liao SM, Zhao TS. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels. *J Heat Transfer* 2002;124(3):413–20.
- [82] Liu, Jian, y otros. «A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory.» *International Journal of Refrigeration*, 2004: 965-973.
- [83] Jia, X., C. P. Tso, P. Jolly, y Y. W. Wong. «Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators.» *International Journal of Refrigeration*, 1999: 126-136.
- [84] Shah, Ramesh K., y Dusan P. Sekulic. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [85] Chang, Y.J., Hsu K.C., Lin, Y.T. and Wang, C.C. (2000) A generalized Friction correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43,pp.2237-2243.
- [86] Wang, C.C., Du, Y.J., Chang, Y.J. and Tao, W.H. (1999c). Airside performance of Herringbone fin and tube heat exchangers in wet conditions, *Canadian J. Chemical Engineering*, Vol 77(6), pp.1225-1230.
- [87] Kim, G.J. and Jacobi, A.M. (2000). Condensate accumulation effects on the air-side thermal performance of Slit-fin surfaces, CR-26, ACRC, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL.
- [88] Manglik, R.M. and Bergles, A.E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 10, pp. 171-180.
- [89] Beecher DT, Fagan TJ. Effects of fin pattern on the airside heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers. *ASHRAE Transaction* 1987; 3(2):1961–84.
- [90] Webb RL. Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries. *ASHRAE Transaction* 1990;96(2):445–9.
- [91] Kim NH, Yun JH, Webb RL. Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers. *J Heat Transfer* 1997;119:560–7.
- [92] Wang CC, Jang JY, Chiou NF. Effect of waffle height on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering* 1999;20(3):45–56.
- [93] Wang CC, Fu WL, Chang CT. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science* 1997;14(2):174–86.

- [94] Wang CC, Lin YT, Lee CJ, Chang YJ. An investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers; a contribution to databank. *Experimental Heat Transfer* 1999;12:73-89.
- [95] Wang CC, Tsi YM, Lu DC. A comprehensive study of convex-louver and wavy fin-and-tube heat exchangers. *AIAA J of Thermophysics and Heat Transfer* 1998;12(3): 423-30
- [96] Wang CC, Webb RL, Chi KU. Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2000;21:218-26.
- [97] C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang, S.P. Lin. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volume 42, Issue 11, 1 June 1998, Pages 1945-1956.
- [98] Chi-Chuan Wang, Young-Ming Hwang, Yur-Tsai Lin. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*. Volume 25, Issue 5, August 2002, Pages 673-680.
- [99] Chen, Han-Taw, y Hung-Chih Wang. «Estimation of heat-transfer characteristics on a fin under wet conditions.» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008: vol. 51 2123-2138.
- [100] Kuppan, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, Inc, 2000. 1119 páginas.
- [101] Shah, R. K. «Surface Geometrical Properties.» En *Tube fin heat exchangers*, class notes for course no. MEA 522, 413-418. 1993.

CAPÍTULO 7

Conclusiones y trabajos futuros



Tesis Doctoral Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión transcíticos que utilizan el CO₂ como refrigerante

CAPITULO 7. Conclusiones y trabajos futuros.

7.1.- Conclusiones finales.

Las instalaciones diseñadas para utilizar CO₂ operando en régimen transcrito en el campo de la refrigeración, presentan un punto de funcionamiento donde se optimiza el rendimiento energético del equipo y otro punto de presión diferente y superior donde se maximiza la potencia frigorífica generada por la instalación. Este intervalo de presiones define el rango de operación cuando se evalúa conjuntamente la energía frigorífica y la energía calorífica destinada a activar otras aplicaciones.

Este tipo de instalaciones alcanzan niveles térmicos altos en la región de alta presión, convirtiéndose en un foco de media temperatura del que es fácil extraer energía térmica que puede ser aprovechada en otras aplicaciones. La energía calorífica generada en la región de alta presión puede recuperarse en un único intercambiador, o en varios intercambiadores si la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler es superior a la ambiente. En este caso, la superficie total de intercambio térmico se incrementa a medida que aumenta el número de etapas en los que queda dividido el enfriamiento total del refrigerante.

El estudio realizado a las temperaturas de recuperación correspondientes a los niveles térmicos de $T_{win,r1}=70^{\circ}\text{C}$, 60°C y 45°C , ha demostrado que al incrementar la presión en el gas-cooler por encima de la presión de COP óptimo, el incremento de la potencia frigorífica y de la potencia calorífica resulta ser más significativo que el aumento del consumo eléctrico que se produce al incrementar la tasa de compresión. Este efecto no se ha producido al recuperar toda la energía calorífica en un único gas-cooler, ya que, aunque se incremente la potencia calorífica y frigorífica a partir de los incrementos de presión en el gas-cooler, la potencia eléctrica consumida por el compresor comienza a ser más significativa que los incrementos de las energías frigoríficas y caloríficas.

Las conclusiones que se extraen de los estudios que destinan la energía calorífica recuperada a activar un sistema de adsorción y otro de adsorción, destacan la imposibilidad de activar algún sistema comercial con la energía calorífica recuperada, aunque sí advierten la posibilidad de recuperar dicha energía calorífica al nivel térmico necesario para activar este tipo de sistemas. Este hecho posibilita que con sistemas de mayor capacidad se podría recuperar la energía calorífica necesaria para activar este tipo de sistemas. En el caso de diseñar un sistema de adsorción y otro de adsorción que se ajusten a la energía generada por el ciclo de compresión de vapor a cada uno de los niveles térmicos requeridos, la energía frigorífica suministrada por dichos sistemas estaría comprendida entre [0.96, 2.24] kW para el sistema de adsorción y de [1.32, 2.65] kW para el equipo de adsorción.

El estudio correspondiente a la viabilidad energética vinculada a la energía calorífica necesaria para el calentamiento de agua sanitaria, ha demostrado que equiparando el sistema de compresión de vapor a un sistema de refrigeración de una vivienda unifamiliar con una superficie de 100m² donde habitan cuatro personas, se podría abastecer la demanda de ACS de 5 viviendas unifamiliares a partir de un funcionamiento continuo de ocho horas.

Los resultados proporcionados a una $T_{win,r1}=45^{\circ}\text{C}$ han demostrado que se puede utilizar la instalación de compresión de vapor para emplearla como un sistema de climatización a cuatro tubos.

El último estudio realizado en el apartado de recuperación de calor refleja que al emplear agua como fluido secundario para recuperar toda la energía generada en un único intercambiador, el nivel térmico alcanzado no es suficiente para permitir activar un ciclo Rankine, ya que como máximo se alcanzan niveles térmicos de 50°C a caudales de 0.5 m³/h. Sin embargo, sería posible accionar un ciclo Rankine al realizar el intercambio térmico directamente sobre el gas-cooler de recuperación y utilizar CO₂ como fluido refrigerante en el ciclo Rankine, el cual, generaría potencias eléctricas comprendidas entre [0.7, 1.5] kW.

En lo referente al diseño de las instalaciones que emplean el R744, este trabajo ha demostrado que una instalación diseñada para disipar energía en la región transcrito requiere menor superficie de intercambio en el gas-cooler que la superficie necesaria para

disipar energía en régimen subcrítico. Las diferencias entre las superficies requeridas son tan notables que provocan una penalización energética considerable cuando se regula la expansión termostáticamente en instalaciones diseñadas para operar en régimen transcrito. Si las condiciones externas posibilitan disipar energía en régimen subcrítico y las dimensiones de gas-cooler permiten obtener las mismas condiciones de salida entre ambos modos de operación, el rendimiento energético de la instalación es mayor al disipar energía en la región subcrítica. Por otro lado, al ajustar la producción frigorífica con la demanda a partir de regular la velocidad de giro del compresor se consigue mejorar la eficiencia energética de la instalación.

Con el objeto de mejorar el rendimiento energético de los equipos que emplean CO₂ como refrigerante, este trabajo también ha estudiado el efecto que provoca introducir distintos dispositivos que permitan mejorar el comportamiento energético de un ciclo con doble etapa de expansión e IHX. Con este fin se han estudiado dos configuraciones distintas, basadas ambas en la extracción de vapor en el depósito de acumulación de líquido y aprovechamiento posterior de dichos vapores. La extracción de vapor se realiza gobernando la presión en el interior del depósito de acumulación, donde se han empleado dos dispositivos diferentes: una válvula de expansión back-pressure y el efecto de succión que provoca un compresor secundario. Todas las configuraciones ensayadas han mejorado la capacidad frigorífica del equipo, destacando el mayor incremento proporcionado por la configuración que extrae vapor del depósito mediante la succión de un compresor secundario. Sin embargo, la potencia eléctrica consumida por los dos compresores en dicha configuración penaliza en exceso el COP del equipo, provocando peores rendimientos que los alcanzados en la configuración base. Por otro lado, las tres configuraciones que extraen vapor del depósito mediante la acción de una back-pressure y lo inyectan en la diferentes puntos estudiados en la región de baja presión, han incrementado la potencia frigorífica y el COP de la instalación, en comparación con los valores alcanzados por la configuración base, destacando en este aspecto, que la configuración con inyección en motor proporciona, ligeramente, los mejores resultados.

Además de buscar nuevos dispositivos que permitan mejorar el rendimiento energético de los equipos que dispongan de una configuración con doble etapa de expansión, en este trabajo se ha estudiado en profundidad las diferencias energéticas entre un ciclo de simple etapa de expansión con otro de doble etapa. El estudio realizado con la configuración de simple etapa de expansión ha desvelado que la masa de refrigerante con la que se carga la instalación resulta ser una variable crítica en este tipo de configuraciones, ya que ésta es única y depende de tres factores muy importantes: el volumen de la instalación, el tipo de aceite empleado en el compresor y del punto de funcionamiento donde se realiza la carga de la instalación.

El estudio realizado sobre la influencia del tipo de lubricante sobre la masa de refrigerante disponible en la instalación, desvela que el lubricante tipo PAG genera un funcionamiento más estable que el POE, ya que altera en menor medida la cantidad de masa de refrigerante disponible en la instalación frigorífica. Además, se ha demostrado que al reducir la proporción que representa la masa de lubricante POE sobre la masa total disponible en la instalación se generan menores fluctuaciones en la presión del refrigerante ubicada en la zona de baja presión.

Los estudios realizados en la configuración de simple etapa de expansión, han demostrado que la cantidad de masa que necesita un equipo es función de las condiciones de operación y del volumen de la instalación, proporcionando mayores COP y potencias frigoríficas más altas cuando la carga de la instalación se realiza en condiciones de carga máxima. Por otro lado, también se ha demostrado que los valores de presión donde el COP es óptimo y la Q_o es máxima, dependen por completo de la masa de refrigerante introducida en esta configuración, permaneciendo dichos puntos inalterables cuando la instalación opera con la masa correspondiente a las condiciones de carga máxima y variando estos puntos de presión cuando la instalación cuenta con la masa correspondiente a las condiciones de carga mínima. Por este motivo, la masa suministrada durante el proceso de carga debe ser la correspondiente al punto de funcionamiento de máxima demanda térmica.

También se ha demostrado que el uso del intercambiador intermedio mejora el rendimiento energético del equipo, tanto, cuando la instalación opera en condiciones de carga máxima como en condiciones de carga mínima, aunque los mayores incrementos en el rendimiento

energético que proporciona el IHX se originan en la condición de carga máxima. Además, las eficiencias del IHX han alcanzado valores elevados, entre 45-62%, en comparación con los valores que se podrían obtener en instalaciones convencionales, que estarían entorno al 20-30%. No obstante, la eficiencia del IHX no ha seguido un patrón determinado, por lo que no se ha podido correlacionar con la masa de la instalación. Al comparar el funcionamiento entre la configuración de simple etapa de expansión con y sin IHX, el valor de la presión de COP óptimo cambia en función de las condiciones de funcionamiento, de la configuración del ciclo y de la masa de refrigerante introducida.

La comparativa entre el funcionamiento de las dos configuraciones de doble etapa de expansión, con y sin IHX, demostró que no existen diferencias importantes (<5%) entre el punto de presión que optimiza el rendimiento energético de la instalación, así mismo, los valores alcanzados del COP fueron muy similares. Además, este análisis reveló que el punto de presión donde se maximiza la potencia frigorífica no se modifica al insertar el intercambiador intermedio, y al igual que sucedía con el rendimiento energético, las diferencias en la potencia frigorífica absorbida por la instalación comienzan a ser algo significativas a medida que se reduce el nivel térmico de evaporación y se incrementa la temperatura del fluido secundario a la entrada del gas-cooler.

El análisis realizado comparando el comportamiento entre la configuración de simple etapa de expansión, cargada en condiciones de carga máxima, con el mostrado por la configuración de doble etapa de expansión ha revelado que no existen diferencias significativas en el punto de presión donde el COP es óptimo entre ambas configuraciones. Además, el uso del IHX proporciona mayores incrementos en el rendimiento energético del equipo con la configuración de simple etapa de expansión, aunque la configuración de doble etapa de expansión ha proporcionado rendimientos energéticos superiores debido a dos motivos fundamentales. Por un lado, el depósito intermedio posibilita operar con la masa que necesita en todo momento el evaporador para ajustarse a la demanda térmica solicitada, y por otro, el sistema de expansión escalonado permite realizar la expansión ajustándose algo más a un proceso reversible en comparación con la expansión realizada con una única etapa. Por tanto, la conclusión que se extrae es que tanto, el déficit de masa como el exceso penalizan el rendimiento energético del equipo, si bien el defecto de masa provoca mayores penalizaciones que el exceso. Por último, la inserción del IHX también provoca que las temperaturas de descarga sean más elevadas, lo que redundará en peores trabajos específicos de compresión y peores propiedades en la lubricación en función del punto de funcionamiento.

El modelo desarrollado a partir del mapeado de patrón de flujo para el proceso de evaporación de CO₂ ha mostrado un gran ajuste con los datos experimentales validados en los dos intercambiadores estudiados en este trabajo, por este motivo resulta una herramienta imprescindible para alcanzar el éxito durante la etapa de diseño. Por otro lado, el análisis realizado sobre las incertidumbres de medida ha revelado la relevancia que adquiere el punto termodinámico donde se realiza la medición, provocando mayor incertidumbre cuanto más cerca se encuentre la medición de la temperatura al punto pseudocrítico en la parte de alta presión y cuanto mayor se aproxime al estado bifásico en la parte de baja presión. Cabe tener presente que la incertidumbre que genera la medida de temperatura en la parte de alta presión provoca mayores saltos entálpicos en el evaporador que los saltos entálpicos asociados al error en la medida de la temperatura en la parte de baja presión, siendo más significativo en la producción frigorífica la medida realizada en la región de disipación. Sin embargo, dado que muchos sistemas de expansión controlan el recalentamiento útil del refrigerante a la salida del evaporador, para asegurar el correcto funcionamiento del equipo se presenta como una condición necesaria disminuir la incertidumbre de medida en este punto.

7.2.- Desarrollos futuros.

En este apartado se plantean una serie de desarrollos futuros que darán continuidad a la presente tesis doctoral.

En base a las conclusiones obtenidas en el capítulo de recuperación de calor, se propone el desarrollo de una nueva instalación frigorífica de mayor capacidad que la desarrollada en la presente tesis. Esta nueva instalación debe ser dimensionada para generar la energía calorífica requerida por los sistemas de absorción y/o adsorción, de forma que pueda analizarse la planta como un conjunto. Además, se propone corroborar experimentalmente el estudio teórico realizado con los sistemas de ACS, climatización y Rankine.

De las conclusiones obtenidas en el capítulo 3, se propone el desarrollo de un modelo de condensador para CO₂ basado en diagrama de patrón de flujo. Este estudio debe ser complementado con un análisis experimental donde el intercambiador de la región de alta presión se diseñe para actuar como condensador. Además, se propone el desarrollo de un algoritmo PID que permita ajustar la demanda frigorífica a la velocidad de giro del compresor.

Del análisis efectuado en el capítulo 4, se propone el estudio experimental de una configuración con el IHX a la salida del depósito de acumulación de líquido, donde se aplique la misma metodología para extraer vapor del depósito que la comentada en el capítulo 4. Con esta nueva configuración se contabiliza el subenfriamiento que genera el IHX en cada uno de los puntos de presión en los que se realiza la extracción de masa en el depósito antilíquido.

Los resultados obtenidos en el capítulo 5 dejan abiertos otros dos estudios interesantes. El primer estudio que se propone se basa en complementar los ensayos realizados con la configuración de doble etapa de expansión para poder obtener una expresión que optimice el COP del equipo con parámetros de demanda externa. El segundo estudio consistiría en un análisis teórico o experimental que permitiera conocer el COP de la instalación en función de la longitud de un IHX.

Por último, para asegurar el diseño óptimo de los equipos de producción de frío que utilizan CO₂, se propone el desarrollo de un modelo físico que permita simular el comportamiento de una instalación frigorífica en base a las condiciones de demanda externa a las que se encuentre sometida en todo momento.