

**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.**



**UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA**

**Universidad Politécnica de Valencia
Departamento de Termodinámica Aplicada**

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Rodrigo Llopis Doménech

Dirigida por:

Dr. D. Enrique Torrella Alcaraz

Dr. D. Ramón Cabello López

Valencia, 1 de Junio de 2008

**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.**

DOCTORANDO

Rodrigo Llopis Doménech

DIRECTORES DE TESIS

Dr. D. Enrique Torrella Alcaraz
Univ. Politècnica de Valencia

Dr. D. Ramón Cabello López
Univ. Jaume I

TRIBUNAL CUALIFICADOR

Dr. D. Jose Miquel Corberán Salvador
Univ. Politècnica de Valencia

Dr. D. Victor Manuel Soto Francés
Univ. Politècnica de Valencia

Dr. D. Alberto Coronas Salcedo
Univ. Rovira i Virgili

Dr. D. Pedro Juan Martinez Beltrán
Univ. Miguel Hernández

Dr. D. David Astrain Ulibarrena
Univ. Pública de Navarra

A Helena

y

a mis padres y mi hermano

AGRADECIMIENTOS

Son muchas las personas a las que quiero agradecer que me hayan apoyado durante la realización de este trabajo, y también a alguna que ha dificultado su realización, porque ambos puntos de vista te llenan de experiencia y motivación para seguir superándote día a día.

A Ramón, mi antiguo profesor y director de tesis, y ahora, compañero y amigo. Sinceramente gracias por introducirme en el mundo de la Universidad y pasarte tantos momentos en el laboratorio conmigo para que esto fuese una realidad.

A Enrique, director de tesis, amigo y compañero, por tu esfuerzo e ímpetu en llevar esto a cabo.

A Larumbe, el genio de los teoremas y un compañero excepcional; a Dani, por los buenos momentos que hemos pasado, y a Martín por prestarme su experiencia en el montaje de la instalación.

Por último, y prefiero no citar nombres, a aquellos que solo buscan engrandecerse del trabajo de los demás, pero que cuando realmente se los necesita, nunca mejor dicho, se evaporan.

De todo corazón,

Rodri

RESUMEN

El elevado impacto sobre el Medio Ambiente del sector de la producción de frío ha impulsado el uso y desarrollo de métodos de refrigeración cada vez más eficientes desde el punto de vista energético. Dentro de estos métodos se encuentran los sistemas de producción de frío por compresión en doble etapa, que se desarrollaron en el siglo XIX, y que por ahora, son utilizados principalmente en aplicaciones de media y baja temperatura de evaporación, especialmente dentro del sector de la refrigeración comercial. Dichos sistemas corresponden a una solución eficiente desde el punto de vista energético, ya que permiten la obtención de frío con valores de COP y capacidades frigoríficas superiores a las obtenidas con los sistemas de compresión simple.

En la presente tesis doctoral se ha acometido un estudio experimental en profundidad de los sistemas de compresión en doble etapa basados en compresores de tipo 'compound', para lo cual se ha desarrollado una instalación propia de tipo industrial y se han analizado, a partir de los datos obtenidos, los efectos del desrecalentamiento entre etapas mediante el sistema de inyección directa de líquido y del subenfriamiento de líquido utilizando el sistema de subcooler. El análisis se fundamenta en el estudio experimental de la planta funcionando con los sistemas intermedios antes mencionados en comparación con el funcionamiento del ciclo sin utilizar ningún sistema intermedio. El refrigerante empleado ha sido el HFC-404A en el rango de temperaturas de evaporación de -36 a -20°C y en el de condensación de 30 a 47°C .

Adicionalmente, se presentan los resultados experimentales y análisis comparativo del funcionamiento de la planta con los dos refrigerantes más habituales para el rango de media y baja temperatura de evaporación dentro el sector de la refrigeración comercial, el HFC-404A y el HFC-507A.

SUMMARY

The high environmental impact associated to the refrigeration sector has favoured, from the viewpoint of energy efficiency, the use of more efficient refrigeration methods. Double-stage compression refrigeration systems are among these methods, which were developed in the XIX century, and at the moment, are mainly used in commercial refrigeration in medium- and low-temperature applications. Double-stage systems are an efficient solution, from the viewpoint of energy consumption, since they permit to produce cold with COP and cooling capacities higher than the ones resulting from single-stage compression systems.

This Doctoral Thesis tackles an in-depth experimental study of double-stage compression systems based on 'compound' compressors, for what an industrial-type facility has been developed. From the obtained data, the desuperheating between compression stages using the direct liquid injection system and the liquid subcooling using the subcooler system have been analysed. The analysis is based on the experimental study of the plant operating with the previous mentioned systems in comparison with the cycle operating without inter-stage systems. The refrigerating fluid used to carry out the tests was the HFC-404A in an evaporating temperature range between -36 and -20°C and in a condensing temperature range between 30 and 47°C.

Furthermore, the experimental results and a comparative analysis of the plant while operating with the most usual refrigerants in commercial refrigeration for medium- and low-temperature applications, the HFC-404A and the HFC-507A, are also presented.

RESUM

El gran impacte sobre el Medi Ambient del sector de la producció de fred ha impulsat l'ús i desenvolupament de mecanismes de refrigeració cada volta més eficients des de el punt de vista energètic. Dintre d'aquests mètodes es troben els sistemes de producció de fred per compressió en doble etapa, que es varen desenvolupar en el segle XIX, i que per ara, són utilitzats principalment en aplicacions en mitja i baixa temperatura d'evaporació, especialment dintre del sector de la refrigeració comercial. Aquests sistemes corresponen a una solució eficient des del punt de vista energètic, ja que permeten l'obtenció de fred amb valors de COP y capacitats frigorífiques superiors a les obtingudes mitjançant els sistemes de compressió simple.

En la present tesi doctoral s'ha dut a terme un estudi experimental en profunditat dels sistemes de compressió en doble etapa basats en compressors del tipus 'compound', per el qual s'ha desenvolupat una instal·lació pròpia de tipus industrial i s'han analitzat, a partir de les dades obtingudes, els efectes del desrecalement entre etapes mitjançant el sistema d'injecció directa de líquid, i del refredament del líquid utilitzant el sistema de subcooler. L'anàlisi es fonamenta en l'estudi experimental de la planta funcionant amb els sistemes entre etapes anteriorment esmenats en comparativa amb el funcionament del cicle sense usar cap sistema entre etapes. El refrigerant utilitzat ha sigut el HFC-404A en el rang de temperatures d'evaporació de -36 a -20°C i en el de condensació de 30 a 47°C.

A més, es presenten els resultats experimentals i anàlisi comparativa de l'operació de la planta amb els dos refrigerants més habituals en el rang de mitja i baixa temperatura d'evaporació dintre del sector de la refrigeració comercial, el HFC-404A i el HFC-507A.



Índice



ÍNDICE

Nomenclatura	15
Capítulo 1. Introducción	23
1.1 Preámbulo.....	23
1.2 Estado del arte.....	24
1.3 Objetivos y estructura de la tesis.....	26
1.4 Sistemas de compresión en doble etapa	29
1.4.1 Campo de aplicación de los sistemas de doble etapa	33
1.4.2 Ciclos de compresión en doble etapa	36
1.4.3 Refrigerantes HFC-404A y HFC-507A	55
Capítulo 2. Descripción de la instalación experimental de doble etapa	63
2.1 Aspectos generales	63
2.2 Circuito frigorífico de Compresión en Doble Etapa	65
2.2.1 Descripción del circuito y ciclos de trabajo	65
2.2.2 Elementos del circuito frigorífico.....	69
2.3 Sistema de medida y adquisición de datos	74
2.3.1 Elementos de medida	74
2.3.2 Cálculo de propiedades en la instalación	80
2.3.3 Sistema de adquisición de datos	85
2.4 Circuitos de Regulación de la Instalación	88
2.4.1 Circuito de fluido secundario en evaporador	89
2.4.2 Circuito de disipación del condensador	92

Capítulo 3. Análisis experimental de la instalación de doble etapa.....	95
3.1 Introducción	95
3.2 Validación de datos experimentales.....	96
3.3 Doble etapa con desrecalentamiento mediante inyección directa de líquido	100
3.3.1 Efectos de la inyección directa de líquido.....	102
3.3.2 Comportamiento energético del sistema de inyección directa de líquido.	127
3.4 Doble etapa con subenfriamiento mediante subcooler.....	145
3.4.1 Efectos del subenfriamiento con subcooler	146
3.4.2 Comportamiento energético del sistema de subcooler	165
3.5 Comparativa de sistemas de doble etapa	179
3.6 Comparativa experimental del comportamiento de los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A.....	189
3.6.1 Ciclo doble etapa sin sistemas intermedios.....	191
3.6.2 Ciclo doble etapa con subcooler	199
Capítulo 4. Conclusiones y trabajos futuros	209
4.1 Conclusiones.....	209
4.2 Trabajos futuros	211
Referencias	215

NOMENCLATURA

a	Ordenada en el origen expresión rendimiento volumétrico e interno
b	Pendiente de la expresión del rendimiento volumétrico e interno
c_p	Calor específico a presión constante ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
COP	Eficiencia energética
h	Entalpía específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
\dot{m}	Caudal másico de refrigerante ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
M	Relación de caudales de refrigerante en condensador y evaporador
N	Velocidad de giro del compresor (r.p.s)
P	Presión (bar)
P_C	Potencia consumida (kW)
\dot{Q}_{amb}	Perdidas de calor del compresor al ambiente (kW)
\dot{Q}_{mot}	Calor absorbido por el refrigerante en el compresor (kW)
\dot{Q}_o	Potencia frigorífica (kW)
q_o	Producción frigorífica específica ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
R	Relación de rendimientos volumétricos en la etapa de alta y baja
RMU	Recalentamiento en línea de aspiración de baja
RU	Recalentamiento útil en evaporador
s	Carrera (m)
t	Tasa de compresión
T	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
V	Relación de volúmenes específicos de aspiración etapa de baja y alta
\dot{V}	Caudal volumétrico ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
\dot{V}_G	Volumen geométrico (m^3)

z	Número de cilindros
Z	Relación de cilindros etapa de alta y etapa de baja

Símbolos griegos

ν	Volumen específico ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)
\mathcal{E}	Eficiencia térmica
η_v	Rendimiento volumétrico
η_i	Rendimiento interno
w	Trabajo específico de compresión ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
ϕ	Diámetro (m)
ρ	Densidad ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

Subíndices

amb	Ambiente
asp	Aspiración
A	Etapa de alta
B	Etapa de baja
$Base$	Referente sistema doble etapa sin subenfriamiento ni desrecalentamiento
$desc$	Descarga
g	Glicol
i	Nivel de presión intermedia
Iny	Referente al sistema doble etapa con inyección directa de líquido
$inMot$	Entrada del refrigerante al compresor a presión intermedia
k	Condensador
ke	Entrada al condensador
ks	Salida del condensador
L	Líquido saturado
me	mecánico-eléctrico

o	Evaporador
oe	Entrada al evaporador
os	Salida del evaporador
P_i	Presión intermedia
P_o	Presión de evaporación
P_k	Presión de condensación
sLs	Salida líquido del subcooler
SUB	Subenfriamiento en condensador
$Subc$	Referente al sistema doble etapa con subcooler
w	Agua
V	Vapor saturado

CAPÍTULO

1

Introducción

Capítulo 1. Introducción

1.1 Preámbulo

La presente tesis doctoral se enmarca dentro de las líneas de investigación del G.I.T. (Grupo de Ingeniería Térmica), formado por profesores de la Universidad Jaume I de Castellón y de la Universidad Politécnica de Valencia.

El G.I.T. lleva trabajando desde el año 1993 en el campo de la refrigeración mediante sistemas de compresión de vapor con compresores alternativos. Hasta el momento, sus esfuerzos se han centrado en el análisis experimental del comportamiento de instalaciones de compresión simple, sobre las cuales se han desarrollado diferentes trabajos científicos como son la evaluación de componentes en el ciclo [1] -[4] , análisis del proceso sustitutivo de los refrigerantes CFC por los HCFC y HFC [5] [6] , y modelización estática y dinámica de los componentes [7] [8] .

En el año 2004, en base a la experiencia adquirida en los trabajos previos realizados, se amplió la línea de investigación, en la cual se incluye la presente tesis doctoral, con el estudio y análisis de los ciclos de compresión multi-etapa para la producción de frío en baja y media temperatura. Esta línea de investigación está encaminada a la minimización o reducción del consumo energético en instalaciones de producción de frío de pequeña o mediana potencia, especialmente dentro del sector de la refrigeración comercial, ya que, como se analiza en el capítulo introductorio, estas instalaciones presentan una serie de ventajas respecto a las de compresión en una sola etapa. Adicionalmente, intentando reducir los principales inconvenientes de las instalaciones de compresión multi-etapa, que son el coste y la dificultad de operación, esta nueva línea se basa en la utilización de compresores de doble etapa tipo compound, que llevan integrados en un único compresor dos etapas de compresión.

En el presente capítulo se da respuesta a la motivación de la presente tesis doctoral. Para ello se comienza con un repaso del estado del arte, los objetivos de la tesis y una introducción a los sistemas de doble etapa de compresión, su campo de aplicación, parámetros de funcionamiento y los fluidos refrigerantes utilizados en la actualidad en este tipo de instalaciones.

1.2 Estado del arte

El funcionamiento y operación de las instalaciones en doble etapa de compresión es un tema tratado con mayor o menor profundidad en las publicaciones de ámbito general dedicadas al tema de la refrigeración industrial. Sin embargo, es difícil encontrar trabajos de índole experimental que no se refieran a la definición de las condiciones intermedias óptimas de funcionamiento de los ciclos.

Los trabajos relacionados con la definición de las condiciones intermedias óptimas de funcionamiento (la mayor parte de ellos realizados desde un punto de vista teórico) se han basado en la optimización energética de la presión intermedia en los ciclos de doble etapa de compresión, y en establecer su relación con las presiones de evaporación y condensación. Ya en 1928, Behringer [9] (descrito por Gosney [10] [11]) analizó las condiciones óptimas de funcionamiento de una instalación de doble etapa trabajando con amoníaco, y posteriormente, Rasi [12] desde un punto de vista teórico, estudió las condiciones intermedias con diferentes fluidos refrigerantes (R-12, R-717 y R-40). Uno de los criterios comúnmente aceptados para la definición de la presión intermedia óptima de funcionamiento en ciclos de doble etapa de compresión corresponde al criterio de la presión media geométrica entre las presiones de condensación y evaporación, criterio que está de acuerdo con los resultados de Banmann & Blass [13] y Ahora & Dhar [14] . En los estudios teóricos de estos autores se muestra que la presión intermedia óptima de trabajo en instalaciones de doble etapa de compresión es muy cercana a este valor, aunque ésta se modifica con la inyección de caudal de refrigerante entre etapas de compresión. De Lepaire [15] para el HCFC-22 y con diferentes configuraciones de trabajo, concluyó que la presión intermedia óptima era igual a la media geométrica más 0.35 bar. Sin embargo, otros científicos han preferido expresar las condiciones intermedias óptimas en función de relaciones entre la temperatura de evaporación y condensación. Czaplinsky [16] concluyó que la temperatura intermedia óptima de funcionamiento coincidía con la temperatura media geométrica entre la temperatura de condensación y evaporación, sin embargo, otros autores como Domanski [17] , Zubair *et al.* [18] , Khan *et al.* [19] y Ouadha *et al.* [20] concluyeron que esta temperatura intermedia óptima coincide con la temperatura media aritmética entre las temperaturas de condensación y evaporación.

Actualmente, las instalaciones de doble etapa de compresión se están estudiando en aplicaciones de producción de frío con dióxido de carbono como refrigerante. Con los ciclos en doble etapa de compresión se posibilita aumentar la eficiencia energética y capacidad frigorífica de las instalaciones, además de limitar las elevadas temperaturas de descarga de los ciclos de compresión en una sola etapa cuando son sometidos a elevadas tasas de compresión. Celik A. [21] y Cavallini A. *et al.* [22] , desde un punto de vista teórico-experimental y utilizando un compresor de doble etapa tipo compound, analizaron la optimización energética en diferentes ciclos de doble etapa de compresión a nivel de producción de frío para aire acondicionado. En sus trabajos concluyeron que el ciclo de inyección parcial con el sistema de

subenfriamiento mediante subcooler presenta un elevado potencial de mejora del rendimiento energético, aunque esta conclusión está basada principalmente en estudios teóricos. Trabajos similares, en este caso aplicados a bombas de calor, han sido desarrollados por Agrawal N. *et al.* [23] [24] desde un punto de vista teórico, en los que se remarca el potencial de estos sistemas para mejorar la eficiencia energética del los ciclos de compresión.

Paralelamente a la utilización en el campo del dióxido de carbono en ciclo transcrito, se están estudiando las ventajas de los sistemas de compresión en doble etapa en aplicaciones de bomba de calor con refrigerantes de la familia HFC para usos residenciales. Dentro de esta línea, Zehnder M. [25] , estudió el ciclo de inyección total con aspiración en saturación y el ciclo de inyección parcial con subenfriamiento de líquido mediante subcooler, concluyendo que con estos ciclos se puede conseguir un aumento de hasta un 20% en eficiencia energética respecto a la alcanzada por los ciclos de compresión en simple etapa.

Sin embargo, no se han encontrado referencias recientes relativas al estudio de instalaciones de compresión en doble etapa aplicadas al campo de media y baja temperatura de evaporación, así como estudios detallados de instalaciones de doble etapa que trabajen con compresores compoound, que es el campo de aplicación que pretende cubrir la presente tesis.

1.3 Objetivos y estructura de la tesis

Esta tesis representa un paso hacia delante en las actividades del grupo de investigación del G.I.T. en el campo de la refrigeración mediante ciclos de compresión de vapor. Motivados por la reducción del impacto medioambiental del sector de la producción de frío, este trabajo de investigación se ha centrado en el estudio y análisis de las instalaciones de producción de frío en doble etapa de compresión, instalaciones que presentan mayores posibilidades desde el punto de vista de eficiencia energética y de capacidad frigorífica. Por otra parte, el desarrollo de la tesis se ha basado en la utilización de compresores tipo 'compound', compresores que llevan integradas en un único componente dos etapas de compresión, y por tanto, constituyen una alternativa relativamente sencilla hacia la implementación de estos sistemas de producción de frío.

Dada la ausencia de trabajos experimentales relacionados con instalaciones de producción de frío en doble etapa de compresión en el campo de media y baja temperatura de evaporación, los aportes principales de este trabajo corresponden al estudio del comportamiento real de estas instalaciones de producción de frío y la evaluación de los dos efectos principales de mejora del funcionamiento: el subenfriamiento del líquido y el desrecalentamiento del vapor. El análisis de estos efectos se ha realizado con la implementación en la instalación de dos sistemas intermedios de funcionamiento: el sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler y el sistema de desrecalentamiento entre etapas mediante inyección directa de líquido. Por otra parte, el análisis experimental se centra en la evaluación del comportamiento experimental de la instalación trabajando con los dos refrigerantes más utilizados actualmente en aplicaciones de media y baja temperatura de evaporación, el HFC-404A y el HFC-507A.

Los principales objetivos que se han planteado en la presente tesis doctoral son los siguientes:

- Construcción de una planta frigorífica de tipo industrial de doble etapa de compresión con un compresor tipo compound semi-hermético, con los sistemas intermedios de subenfriamiento de líquido a través de subcooler y de desrecalentamiento entre etapas mediante el sistema de inyección directa de líquido, capaz de trabajar con los fluidos refrigerantes HFC-404A y HFC-507A en el campo de media y baja temperatura de evaporación, y dotada de un sistema de monitorización que permita el seguimiento y análisis de los principales parámetros energéticos de la instalación.

Esta parte del trabajo viene detallada en el Capítulo 2, en el cual se desarrolla una descripción pormenorizada de las características de la instalación, los elementos que la conforman, equipos de medida utilizados y del sistema de adquisición de datos desarrollado.

La instalación constituirá el banco de ensayos para la realización de diferentes trabajos futuros dentro de la línea de investigación abierta, que se detallan en el último capítulo de la tesis.

- Evaluación, caracterización y análisis experimental de los efectos energéticos del sistema de desrecalentamiento entre etapas mediante inyección directa de líquido.

Este objetivo consiste en la evaluación experimental y análisis de los efectos provocados en los principales parámetros energéticos (potencia frigorífica, potencia consumida y COP) de la instalación de producción de frío en doble etapa de compresión al utilizar el sistema de desrecalentamiento entre etapas mediante el sistema de inyección directa de líquido.

El análisis de este sistema intermedio de desrecalentamiento entre etapas, se evaluó considerando como referencia el funcionamiento de la instalación trabajando sin sistemas intermedios, es decir, sin el sistema de subenfriamiento ni de desrecalentamiento, en base a ensayos de variación de las condiciones de inyección entre etapas con presiones de evaporación y condensación fijas, y con ensayos de variación de presiones de condensación y evaporación en un amplio rango de funcionamiento de la instalación.

El análisis y evaluación experimental de este sistema se desglosa en el Capítulo 3.

- Evaluación, caracterización y análisis experimental de los efectos energéticos del sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler.

Este objetivo se basa en la evaluación experimental y análisis de las modificaciones en los principales parámetros energéticos de funcionamiento de la instalación de doble etapa de compresión con compresor compound al utilizar el sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler.

Este análisis se basó en ensayos de modificación del caudal másico de refrigerante circulante a través del subcooler y/o variación del grado de subenfriamiento del líquido de salida del condensador a presiones de evaporación y condensación fijas, y en ensayos de variación de presión de evaporación y condensación en un amplio rango de trabajo de la instalación.

Este apartado se desglosa en el Capítulo 3.

- Evaluación experimental y análisis comparativo de las diferentes configuraciones de trabajo de la instalación en doble etapa de compresión (inyección parcial con subcooler, inyección directa de líquido y sistema doble etapa sin sistemas intermedios) y análisis experimental del comportamiento

trabajando con los refrigerantes más utilizados en el campo de media y baja temperatura de evaporación, el HFC-404A y el HFC-507A.

Este objetivo se basa en la obtención de conclusiones sobre el funcionamiento de la instalación de doble etapa de compresión con compresor compound en los diferentes ciclos de trabajo, y con los refrigerantes más utilizados en la actualidad para aplicaciones de producción de frío en media y baja temperatura de evaporación.

Este análisis se desglosa en la parte final del Capítulo 3.

La presente tesis doctoral está organizada según la estructura siguiente:

- Capítulo 1: En el presente capítulo se presenta la justificación y motivos que han llevado a desarrollar la presente tesis doctoral, la revisión del estado del arte y una introducción a los sistemas en doble etapa de compresión y los fluidos de trabajo utilizados en este tipo de instalaciones.
- Capítulo 2: En este capítulo se presenta la infraestructura experimental desarrollada para la realización de la presente tesis. Se desglosa el circuito frigorífico en doble etapa de compresión y sus sistemas intermedios de trabajo, el sistema de medida y adquisición de datos, y una descripción de los sistemas intermedios implementados en la instalación experimental.
- Capítulo 3: Este capítulo presenta el análisis, basado en datos experimentales, de los sistemas de desrecalentamiento entre etapas mediante el sistema de inyección directa de líquido y de subenfriamiento de líquido mediante subcooler, la comparativa de la operación de los diferentes sistemas considerando como ciclo de referencia el funcionamiento de la planta sin el sistema de subenfriamiento ni de desrecalentamiento, y su operación con los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A.
- Capítulo 4: En este capítulo se resumen las principales conclusiones obtenidas en la presente tesis doctoral y los posibles futuros desarrollos en base al trabajo realizado.

1.4 Sistemas de compresión en doble etapa

Desde el origen de las primeras máquinas de producción de frío por compresión de vapor en el siglo XIX, la necesidad de producción de frío cada vez a menor temperatura puso al descubierto los problemas de los ciclos de compresión de simple etapa cuando se sometían a saltos de temperatura entre condensación y evaporación elevados. Dichos problemas radicaban en el incremento de la tasa de compresión, lo cual provocaba descensos de la potencia frigorífica conseguida, y por tanto, eran necesarios compresores de tamaños cada vez mayores, además que, con los primeros refrigerantes utilizados este tipo de compresores, los ciclos de una sola etapa eran impracticables debido a las elevadas temperaturas de descarga. Ya en el año 1867 y en el 1885, se concedieron las dos primeras patentes de compresor compound (de doble etapa) al australiano W. G. Lock para su aplicación en instalaciones de compresión de doble etapa de amoníaco, pero debería esperarse hasta el 1889 para encontrar las primeras aplicaciones industriales de este tipo de compresores. En este año, la compañía J. & E. Hall construyó la primera instalación de producción de frío en doble etapa con dióxido de carbono como refrigerante (para un almacén de carne congelada), y la compañía Sulzer la segunda con amoníaco, con un compresor de doble etapa diseñado por Stuart Saint Clair y construido por York en los Estados Unidos. Sin embargo, la producción de frío con los sistemas de compresión en doble etapa no tuvo una fuerte implantación, ya que la obtención de frío en baja temperatura se realizaba hasta ese momento mediante máquinas de absorción, las cuales ofrecían ventajas respecto a los primeros diseños de los compresores de doble etapa. Entre el 1916 y el 1917, debido al desarrollo por parte de la empresa Sulzer de un compresor compound de doble etapa de 4 Mcal/h, de nuevo se volvió a la producción de frío a baja temperatura con compresores de doble etapa.

(Introducción histórica de Thévenot R. [26])

Las principales ventajas de los sistemas de producción de frío en doble etapa de compresión en comparación con los sistemas de simple etapa pueden resumirse en las siguientes:

- La tasa de compresión en cada una de las etapas de un compresor de doble etapa se reduce, con lo cual se incrementa la eficiencia volumétrica, y por tanto, se reduce el tamaño del compresor utilizado. Así mismo, la reducción de la tasa de compresión implica también una mejora en cuanto a pérdidas energéticas en el proceso de compresión.
- El refrigerante líquido procedente del condensador puede subenfriarse hasta la temperatura de líquido saturado a presión intermedia, lo cual incrementa la producción frigorífica específica y reduce el título de vapor a la entrada del evaporador.
- Los vapores procedentes de la descarga de baja pueden desrecalentarse, lo cual resulta en descensos de la temperatura de aspiración de la etapa de alta y en descensos en la temperatura de descarga de alta.

Para analizar las ventajas de los sistemas de compresión en doble etapa de forma real, se presenta a continuación la comparativa experimental del funcionamiento de una instalación de compresión simple (Figura 1. 1; desarrollada por Cabello R. [46]) frente a la instalación de compresión de doble etapa que se analiza en la presente tesis doctoral, cuya descripción se presenta en el Capítulo 2.



Figura 1. 1. Instalación experimental de compresión en simple etapa [46]

La instalación de compresión en simple etapa está constituida por un compresor alternativo abierto de 4kW, un evaporador carcasa-tubos (1-2) con refrigerante circulando por los tubos, un condensador carcasa-tubos (1-2) con condensación en carcasa y una válvula de expansión termostática que controla el proceso de evaporación. La instalación, desarrollada por Cabello R. [46] , fue construida para operar con los refrigerantes HCFC-22, HFC-134a y HFC-407C, con potencias frigoríficas totales que oscilaban entre los 5 y 13 kW.

En la Figura 1. 2 se muestra la comparativa experimental de la eficiencia energética alcanzada por ambas instalaciones operando en temperatura de condensación constante de 40°C para varios niveles de evaporación. En azul se presentan los datos relativos a la instalación de simple etapa trabajando con los refrigerantes HCFC-22 y HFC-407C, mientras que, en el caso de la instalación de compresión en doble etapa, se muestran los resultado experimentales operando con el refrigerante HFC-404A con el sistema de doble etapa sin sistemas intermedios y con el sistema de doble etapa con subenfriamiento de líquido mediante subcooler (Figura 1. 9).

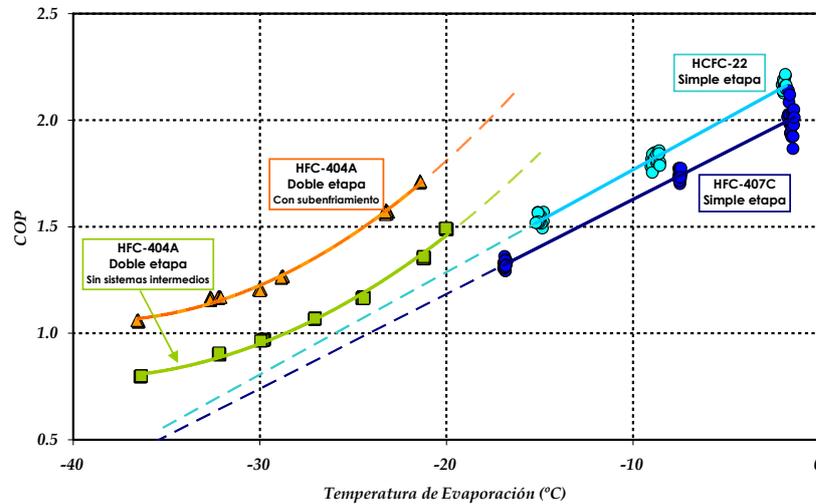


Figura 1. 2. COP vs. T_o.
Instalación de compresión simple e instalación de doble etapa. T_k=40°C

En la representación puede observarse que conforme desciende la temperatura de evaporación la eficiencia energética alcanzada por la instalación de compresión simple disminuye, pero si esta temperatura baja de los -20°C, se empiezan a obtener valores de COP relativamente bajos. Simplemente sustituyendo el compresor de simple etapa por el compresor compound de la instalación de doble etapa de compresión (línea verde), se obtiene un aumento considerable de la eficiencia energética, y más aun, si se utiliza la posibilidad de las instalaciones de compresión en doble etapa de subenfriamiento de líquido (línea naranja), el aumento de eficiencia energética empieza a ser importante.

Pero más que la eficiencia energética alcanzada por las instalaciones de doble etapa, el aspecto que más ventajosa hace su utilización es la potencia frigorífica total. La comparativa de las instalaciones, al operar con compresores de diferente capacidad, se realiza considerando el cociente entre la potencia frigorífica y el volumen geométrico de la etapa de compresión, expresado mediante la relación (1. 1). En el caso de la instalación de compresión de doble etapa el volumen geométrico, rendimiento y volumen específico de aspiración corresponden a los de la etapa de compresión de baja.

$$\frac{\dot{Q}_o}{\dot{V}_G} = \frac{\eta_v}{v_{asp}} \cdot q_o \quad (1. 1)$$

En la Figura 1. 3 se muestra la comparativa de las potencias frigoríficas volumétricas para ambas instalaciones de producción de frío, operando en temperatura de condensación de 40°C para varios niveles de evaporación.

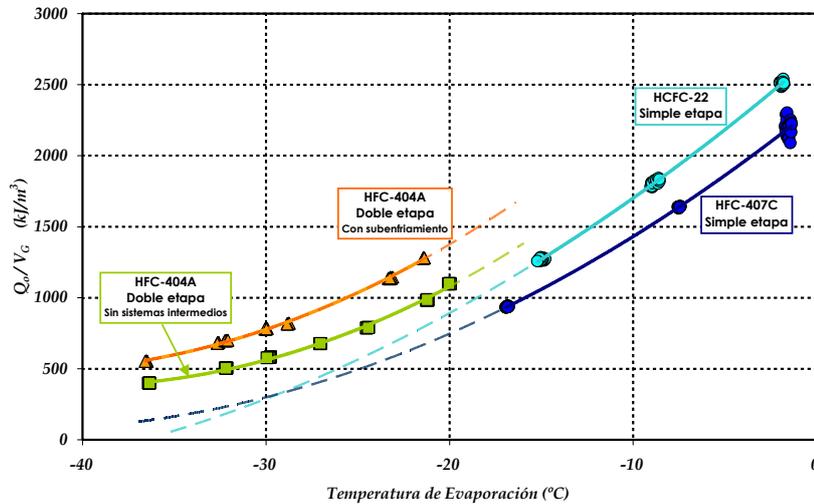


Figura 1. 3. Potencia frigorífica volumétrica vs. T_0 .
 Instalación de compresión simple e instalación de doble etapa. $T_k=40^\circ\text{C}$

Del mismo modo que para la eficiencia energética, la potencia frigorífica proporcionada por la instalación de compresión simple desciende conforme lo hace la temperatura de evaporación, siendo en este caso el descenso más pronunciado que en el caso del COP. Con temperaturas de evaporación por debajo de los -20°C , se empieza a trabajar con valores de potencia bajos, lo cual implica que para una determinada potencia requerida sean necesarios compresores de elevado tamaño. Simplemente trabajando con una instalación de compresión en doble etapa sin sistemas intermedios, es decir, realizando el proceso de compresión en dos etapas (línea verde), se consigue un aumento considerable del valor de potencia frigorífica, que por ejemplo, para la temperatura de evaporación de -30°C es el doble del conseguido con la instalación de compresión simple. Además, utilizando la posibilidad de subenfriamiento de líquido (línea naranja), el aumento de potencia frigorífica es considerable, alcanzando aproximadamente el triple de potencia que la instalación de compresión simple para la temperatura de evaporación de -30°C .

De las comparativas presentadas en la Figura 1. 2 y en la Figura 1. 3, puede decirse que las instalaciones de compresión en doble etapa son bastante atractivas desde el punto de vista energético, ya que consiguen eficiencias energéticas superiores a las de compresión en simple etapa, pero además proporcionan potencias frigoríficas muy superiores, lo cual lleva a instalaciones de tamaño más reducido.

Sin embargo, no todo son ventajas respecto a las instalaciones de compresión simple, ya que la construcción de una instalación de doble etapa de compresión conlleva un aumento de la inversión, además de que su operación es por lo general más complicada, especialmente en cuanto al retorno de aceite al compresor. Las ventajas e inconvenientes de cada ciclo de compresión en doble etapa se analizan en el apartado 1.4.2.

1.4.1 Campo de aplicación de los sistemas de doble etapa

Los sistemas de compresión simple son generalmente utilizados cuando la tasa de compresión entre condensación y evaporación es moderada, pero conforme ésta se incrementa diversos factores reducen la capacidad frigorífica del ciclo y su eficiencia energética o COP. Gosney [10] definió el límite para los sistemas de compresión en simple etapa en 40°C de diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación, aunque realmente, la definición de este límite de operación depende del tipo de sistema utilizado, y sobretodo, de la relación 'incremento de coste de inversión vs. ahorro energético' (o de otra relación diferente si se tienen en cuenta criterios medioambientales) que es la que marcaría el punto a partir del cual es más rentable utilizar un sistema multi-etapa, tal y como analiza Stoecker W. [27]. Lo que si que es cierto, sea cual sea el límite de utilización, es que los sistemas de producción de frío en varias etapas de compresión (tanto sistemas booster, compound o cascada) siempre ofrecen ventajas energéticas respecto los sistemas de compresión simple, ventajas derivadas de la introducción de una presión intermedia en el sistema, que permite por una parte, reducir las tasas de compresión en las etapas, y por otra, aumentar la potencia frigorífica, al ser posible el subenfriamiento de líquido.

La primera de las ventajas, correspondiente a la reducción de las tasas de compresión, lleva implícita una mejora del rendimiento volumétrico, es decir, al disminuir la tasa de compresión se consigue trabajar en valores altos de eficiencia volumétrica en cada una de las etapas de compresión, y por tanto, construir instalaciones con equipos de tamaño más reducido. Pero por otra parte, la reducción de la tasa de compresión lleva asociada una reducción de las pérdidas en el proceso de compresión en cada una de las etapas, cuyo efecto corresponde a la mejora del rendimiento energético del proceso de compresión. Si a esta mejora se le añade la posibilidad de subenfriar el refrigerante líquido que proviene del condensador hasta el límite marcado por la temperatura de saturación del líquido a presión intermedia, se consigue una mejora adicional de la eficiencia energética del ciclo, además de posibilitar la reducción en tamaño de los evaporadores al disminuir el título de vapor a la entrada del evaporador.

Por lo tanto, es evidente que el uso de los sistemas de producción de frío en doble etapa de compresión está justificado desde el punto de vista del ahorro energético y de reducción de emisiones indirectas de gases de efecto invernadero. También desde el punto de vista de optimización de los componentes de las instalaciones, ya que puede reducirse su tamaño. Y por último, desde el punto de vista técnico, ya que los compresores en doble etapa, hablamos en este caso de los compresores tipo 'compound', llevan más de un siglo en funcionamiento y constituyen una de las soluciones para poder simplificar el ciclo de trabajo de estos sistemas de producción de frío.

En cuanto a los campos de utilización de estos sistemas de producción de frío en doble etapa con compresores alternativos tipo 'compound', puede hablarse de todas las aplicaciones en media y pequeña potencia tanto a media como a baja temperatura de evaporación.

Refrigeración comercial

La refrigeración comercial abarca todas aquellas aplicaciones de producción de frío relacionadas con el almacenamiento, distribución y venta de productos alimenticios. En este sector encontramos dos niveles fundamentales de temperatura: media temperatura de evaporación (-15 a 5°C) para la conservación de productos frescos, y baja temperatura de evaporación (-40 a -30°C) para la preservación de productos congelados.

Actualmente, la refrigeración comercial queda representada principalmente por el sector de los supermercados, en los que el 47% de la energía utilizada corresponde a aplicaciones de producción de frío en media y baja temperatura de evaporación [28] , donde un 28% del total aproximadamente es debido al consumo de los compresores [29] .

Según el informe del Instituto Internacional del Frío [30] , en este sector predomina el uso de diferentes refrigerantes según el tipo de sistema de distribución de frío utilizado: En sistemas aislados es predominante el HFC-134a, aunque cada vez más se está implantando el uso del HFC-404A y de los hidrocarburos. Los supermercados con instalaciones centralizadas utilizan en su mayoría el HFC-404A y el HFC-507A como fluidos sustitutos al CFC-502 y al HCFC-22. Los sistemas indirectos utilizan HFCs, amoníaco o HCs como refrigerantes primarios.

Por otra parte, debido a la inclusión de las principales familias de refrigerantes utilizadas en la refrigeración comercial dentro de los gases que contribuyen al efecto invernadero [31] , se está produciendo un desarrollo científico y tecnológico para implantar el dióxido de carbono como refrigerante en este tipo de instalaciones, en las cuales, debido a las elevadas temperaturas de descarga del compresor para temperaturas de evaporación por debajo de los -20°C es necesaria la utilización de sistemas de producción de frío en varias etapas.

Procesado de alimentos

El sector de procesado de alimentos y almacenamiento de productos en frío corresponde a una de las importantes aplicaciones de la refrigeración para mantener los nutrientes de los alimentos intactos. Esta aplicación es muy importante en cuanto a tamaño y magnitud económica, dado que el consumo de alimento congelado a lo largo del mundo está en torno a unos 30 millones

de toneladas al año, además de que el consumo de productos congelados ha aumentado un 50% en la última década y continúa creciendo.

Temperaturas típicas de congelación de alimentos están en torno a los -35 a -30°C, la comida congelada que se almacena durante largos períodos de tiempo es generalmente mantenida a temperaturas entre -30 y -15°C, mientras que el almacenamiento de productos en fresco varía de -1 a 10°C.

La mayoría de los sistemas de refrigeración para el procesado y almacenamiento congelado de productos están basados en compresores alternativos y compresores de tornillo, siendo el refrigerante con mayor implantación el amoníaco, sobretodo en instalaciones de elevada potencia. Sin embargo, en aplicaciones de mediana y pequeña potencia es predominante el uso de los refrigerantes HFC-134a, HFC-404A, HFC-507A, HFC-410A e instalaciones en cascada de amoníaco/dióxido de carbono.

Refrigeración industrial

Dentro de la refrigeración industrial pueden incluirse multitud de aplicaciones de la producción de frío dentro de muy diferentes rangos de temperaturas de evaporación: procesos de congelación, liquefacción de gases, fabricación industrial de hielo, etc. Con temperaturas de evaporación que varían de los -70 hasta los 15°C, y potencias desde los 25kW hasta los 30MW.

En este campo de aplicación, el refrigerante predominante es el amoníaco con compresores de tornillo, aunque para aplicaciones de pequeña y mediana potencia se utilizan los refrigerantes HFC-134a, HFC-404A, HFC-507A y el HFC-410A.

Transporte

El transporte refrigerado constituye el último sector de aplicación de las dobles etapas de compresión, especialmente con compresores compound de tipo abierto, sobre todo en el campo del transporte de producto congelado (-30 a -15°C). Este sector incluye el transporte ferroviario, transporte por carretera y transporte marítimo, aunque son los dos primeros en los que debido a las pequeñas o medias potencias requeridas (de 5 a 10 kW de potencia frigorífica) estos sistemas suelen tener mayor implantación.

En el transporte ferroviario y por carretera el HFC-404A es el refrigerante más ampliamente utilizado en Europa, aunque el uso del HFC-410A está creciendo día a día.

1.4.2 Ciclos de compresión en doble etapa

En este apartado se presenta una descripción y análisis teórico de los sistemas de producción de frío por compresión de vapor en doble etapa, centrado en media y baja temperatura de evaporación, por lo que no se tienen en cuenta los sistemas de doble etapa con enfriamiento externo, ya que, por lo general, la temperatura de descarga de la etapa de baja es inferior a la temperatura ambiente, y por tanto, el único mecanismo para conseguir desrecalentamiento entre etapas es mediante el enfriamiento con el propio fluido refrigerante de la instalación.

Existe un poco de confusión en la literatura a la hora de nombrar e identificar los diferentes ciclos de doble etapa de compresión para trabajo a bajas temperaturas de evaporación. Por claridad de la explicación, se ha seguido la nomenclatura del profesor Duminil M. [32], que distingue entre dos tipos de ciclos de compresión en doble etapa en función de la expansión que sufre el refrigerante líquido de salida del condensador hasta la presión intermedia: bien sea expandiendo todo el refrigerante líquido de salida del condensador hasta la presión intermedia (sistemas de inyección total), o expandiendo solo una parte de este refrigerante hasta la presión intermedia (sistemas de inyección parcial).

Por tanto, según la nomenclatura y atendiendo a los sistemas más generales, pueden distinguirse los siguientes tipos de sistemas de compresión en doble etapa, que son aplicables tanto a sistemas booster (2 compresores independientes) como a compresores compound (dos etapas de compresión en un mismo compresor):

- Ciclos de inyección total: Son ciclos de doble etapa de compresión en los que todo el refrigerante líquido de salida del condensador se expande hasta la presión intermedia. Dentro de este tipo de ciclos existen dos modificaciones, dependiendo de las condiciones de aspiración en la etapa de compresión de alta:
 - Ciclo de inyección total con aspiración en saturación (Figura 1. 4): Es el ciclo en que el compresor de la etapa de alta aspira vapor saturado del depósito a presión intermedia.
 - Ciclo de inyección total con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 5): Es el ciclo en que el compresor de la etapa de alta aspira vapor recalentado, resultante de la mezcla de la corriente de descarga de la etapa de baja y de vapor saturado a presión intermedia. La diferencia con el anterior es que se produce menor desrecalentamiento entre etapas.
- Ciclos de inyección parcial: Son ciclos de doble etapa de compresión en los que solo se expande hasta la presión intermedia una cierta cantidad de refrigerante líquido de salida del condensador, y éste se utiliza para conseguir el subenfriamiento en la corriente principal de líquido, que es

expandida hasta la presión de evaporación. Existen diferentes sistemas de inyección parcial en función de las condiciones de aspiración del compresor de la etapa de alta y de los sistemas intermedios utilizados:

- Ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 8): En este caso el subenfriamiento del líquido se consigue vía expansión de una parte de refrigerante líquido de salida del condensador hasta la presión intermedia. Se produce un pequeño desrecalentamiento al mezclar la corriente de descarga de la etapa de baja con vapor saturado a presión intermedia procedente del depósito.
- Ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado con intercambiador de superficie o Ciclo de subcooler (Figura 1. 9): En este ciclo el depósito intermedio del ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado se sustituye por un intercambiador de subenfriamiento. El ciclo de funcionamiento es igual que el anterior en cuanto a parámetros energéticos se refiere, pero se utiliza en el caso de refrigerantes zeotrópicos y para evitar problemas de retorno de aceite al compresor.
- Ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor saturado (Figura 1. 7): Es similar al de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado, pero en este caso se produce un fuerte desrecalentamiento entre etapas al aspirar el compresor de la etapa de alta en forma de vapor saturado a presión intermedia.
- Ciclo de inyección directa de líquido (Figura 1. 11): Este ciclo, que no puede agruparse dentro de los anteriores, consigue el desrecalentamiento entre etapas vía expansión de una parte de refrigerante líquido procedente del condensador hasta la presión intermedia, mezclándose con los vapores procedentes de la descarga de la etapa de baja.
- Ciclo doble etapa sin desrecalentamiento (denotado como ciclo Base en el presente documento) (Figura 1. 12): en este ciclo no se produce ni subenfriamiento ni desrecalentamiento, es similar a un sistema de compresión simple en que la etapa de compresión se divide en dos.

La utilización de uno u otro tipo de ciclo de compresión en doble etapa depende fundamentalmente del fluido de trabajo, del rendimiento energético a alcanzar y de las complejidades técnicas del sistema, presentando cada uno de ellos ventajas y desventajas respecto a los demás.

Ciclos de inyección total

El sistema de inyección total con aspiración en saturación (Figura 1. 4) es el sistema que ha sido más utilizado y estudiado a lo largo de la historia, sobre todo con sistemas compound y booster de amoníaco y dióxido de carbono como fluidos de

trabajo. En la literatura aparece referido como sistema doble etapa con economizador o en nomenclatura inglesa como '*economizer flash tank*' [25] , como '*open flash inter-stage cooling*' [33] o como '*flash intercooling*' [23] . Este sistema doble etapa se caracteriza por la presencia de un depósito situado al nivel de presión intermedia, en el que se produce la separación de las fases líquida y vapor vía expansión a presión intermedia de todo el refrigerante procedente del condensador. El vapor saturado de salida de depósito es comprimido por el compresor de la etapa de alta y el líquido saturado alimenta al evaporador de la instalación.

Las ventajas principales de este sistema frente al resto de los sistemas de doble etapa radican en que el salto entálpico conseguido en el evaporador es máximo, es decir, la entalpía de entrada del refrigerante al evaporador coincide con la entalpía del líquido saturado a presión intermedia, y por tanto, es el ciclo de doble etapa de compresión con menor título de vapor a la entrada del evaporador. Además que el salto entálpico en el evaporador sea máximo, también lo es el desrecalentamiento entre etapas, puesto que la condición de aspiración del compresor de la etapa de alta es de vapor saturado a presión intermedia. A nivel teórico, el sistema de inyección total con aspiración en saturación corresponde a uno de los sistemas con mayor rendimiento energético, pero como se analiza posteriormente, esta afirmación no es aplicable a todos los fluidos refrigerantes, sino solo a aquellos, como el HCFC-22 y amoníaco, en los que el ahorro de potencia utilizada en la etapa de alta debido al desrecalentamiento es superior al incremento de potencia necesario para comprimir el caudal de exceso en la etapa de alta. Los inconvenientes del sistema radican en el coste y dificultad de operación del depósito de separación de fases, resultando este sistema muy sensible a las fluctuaciones de la presión intermedia. Dado que la alimentación de la válvula de expansión del evaporador se realiza en forma de líquido saturado, generalmente a una temperatura por debajo de la ambiente (en el rango de temperaturas considerado) el posible recalentamiento del líquido saturado a lo largo de la tubería implica la aparición de la fase vapor antes de la válvula, resultando en un funcionamiento anómalo de la misma. Por otra parte, el depósito intermedio actúa como una trampa de aceite, y pese a que se requiera la disposición de dos separadores de aceite, uno por cada etapa de compresión, es necesaria la disposición de un retorno de aceite adicional en el depósito intermedio. Hablando de refrigerante, este sistema es el que mayor cantidad de refrigerante requiere y no es recomendado o válido para refrigerantes zeotrópicos, puesto que en el depósito intermedio se produce la destilación de estos refrigerantes debido a los diferentes puntos de ebullición de los componentes. Análisis experimentales de Barreau M. *et al.* [34] demostraron que el sistema puede operar, evitando la destilación de los componentes, con mezclas cuasi-azeotrópicas como el HFC-404A.

En cuanto a la aplicación fundamental de este tipo de sistemas, se encuentra confinada a instalaciones de media o larga potencia frigorífica con amoníaco, ya que con este refrigerante se consigue mejorar la eficiencia del ciclo al reducir al máximo el volumen específico de aspiración en la etapa de alta, reduciendo con ello también la temperatura de descarga de alta, parámetro crítico en instalaciones de amoníaco.

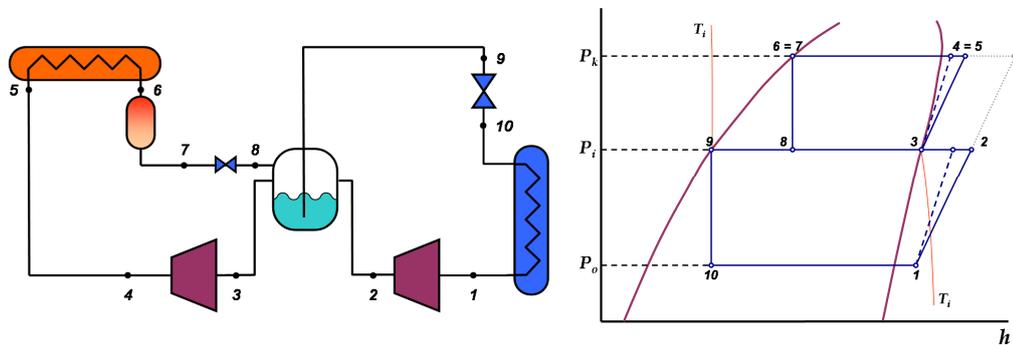


Figura 1. 4. Ciclo de inyección total con aspiración en saturación

La modificación del ciclo de inyección total mostrado en la Figura 1. 4, consiste en extraer únicamente del depósito de separación de fases a presión intermedia una cantidad de vapor para producir un ligero o moderado desrecalentamiento entre etapas. Es el ciclo de doble etapa de compresión denominado ciclo de inyección total con aspiración en vapor recalentado, Figura 1. 5. Las ventajas de este ciclo en doble compresión son similares a las del ciclo de inyección total con aspiración en saturación, es decir, el salto entálpico en el evaporador es máximo, pero sin embargo, el desrecalentamiento entre etapas de compresión no es tan elevado como en el ciclo anterior, y por tanto, la temperatura de descarga de la etapa de alta es superior al ciclo de aspiración en saturación. En cuanto a los inconvenientes del ciclo son idénticos a los del de inyección total con aspiración en saturación, aunque en este caso se tiene la ventaja de que la aspiración del compresor de la etapa de alta se realiza siempre en forma de vapor recalentado.

Este ciclo ha sido analizado en profundidad, desde un punto de vista teórico por Domanski [17] en base a una comparativa con diferentes ciclos de compresión. En sus resultados concluyó que este ciclo consigue siempre una mejora en la eficiencia energética, resultado la mejora más elevada cuanto mayor es el calor específico del refrigerante utilizado.

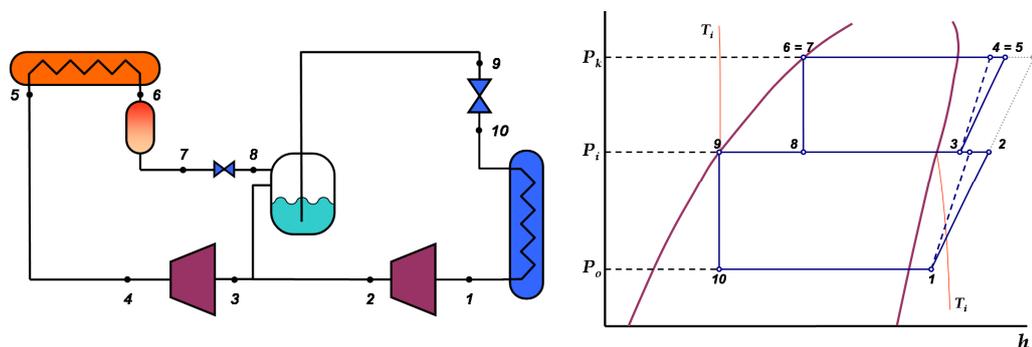


Figura 1. 5. Ciclo de inyección total con aspiración en vapor recalentado

En este apartado no se pretende realizar una comparativa de la mejora de la eficiencia que presentan los ciclos de compresión en doble etapa respecto a ciclos de producción de frío de otra índole, sino que se pretende estudiar la eficiencia de los ciclos de compresión aplicados a diferentes refrigerantes utilizados en aplicaciones de baja temperatura de evaporación. Por tanto, a continuación, se analizan las diferencias entre la operación del ciclo de inyección total con aspiración en vapor saturado (Figura 1. 4) y el ciclo de inyección total con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 5).

La comparativa de los ciclos de doble etapa de compresión de inyección total, en cuanto a comportamiento energético se refiere, desde un punto de vista teórico, asumiendo que la salida de refrigerante del evaporador y condensador se realizan en saturación y que el rendimiento mecánico-eléctrico de ambas etapas de compresión es idéntico, se resume las relaciones de la Tabla 1. 1:

Inyección total aspiración en vapor saturado	
$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_V _{Po} - h_L _{Pi})$	(1. 2)
$P_c = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L _{Pi} - h_{desc,B}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)$	(1. 3)
$COP = \frac{h_V _{Po} - h_L _{Pi}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L _{Pi} - h_{desc,B}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)}$	(1. 4)
$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_L _{Pi} - h_{desc,B}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}}$	(1. 5)
Inyección total aspiración en vapor recalentado	
$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_V _{Po} - h_L _{Pi})$	(1. 6)
$P_c = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L _{Pi} - h_V _{Pi}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)$	(1. 7)
$COP = \frac{h_V _{Po} - h_L _{Pi}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L _{Pi} - h_V _{Pi}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)}$	(1. 8)
$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_L _{Pi} - h_V _{Pi}}{h_L _{Pk} - h_V _{Pi}}$	(1. 9)

Tabla 1. 1. Parámetros energéticos ciclos de doble etapa con inyección total

Desde un punto de vista teórico, considerando que el caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de baja y la presión intermedia del ciclo son idénticas, ambos ciclos de doble etapa de compresión presentan un mismo valor de potencia frigorífica. La potencia total absorbida en el proceso de compresión, el COP y la relación de caudales másicos de los ciclos difieren únicamente en función de la diferencia de entalpías entre el líquido saturado a presión intermedia y la entalpía de descarga de la etapa de baja en el caso del ciclo con aspiración en vapor saturado, y la entalpía de vapor saturado a presión intermedia en el caso del ciclo con aspiración en vapor recalentado.

En realidad las suposiciones del párrafo anterior no son aplicables a la práctica, puesto que si se comparan los ciclos de compresión trabajando en sus presiones intermedias óptimas de funcionamiento resulta que estas presiones intermedias no coinciden, por lo que ni el caudal másico circulante por la etapa de baja, ni los trabajos específicos de compresión, ni los rendimientos internos son iguales. Por tanto, es necesario realizar la comparación de los ciclos trabajando en sus presiones intermedias óptimas de funcionamiento.

La comparativa de la eficiencia de los ciclos de inyección total, mostrada en la Figura 1. 6, ha sido evaluada suponiendo recalentamiento en aspiración de baja y subenfriamiento en condensador nulos, con un rendimiento mecánico-eléctrico para ambas etapas de compresión igual a la unidad, para la temperatura de evaporación de -40°C y condensación de 40°C , y considerando que los rendimientos internos de las dos etapas de compresión para todos los fluidos se comportan según la relación $\eta_i = 1.054 - 0.1757 \cdot t$. Esta expresión del rendimiento interno utilizada en el cálculo teórico de los ciclos de doble etapa se ha supuesto igual al rendimiento volumétrico obtenido de forma experimental en la instalación en la etapa de compresión de baja (Figura 2. 23).

Los resultados de COP presentados en la Figura 1. 6 corresponden a la presión intermedia óptima de funcionamiento de cada ciclo, que se representa en forma de una línea continua para cada fluido y ciclo de trabajo.

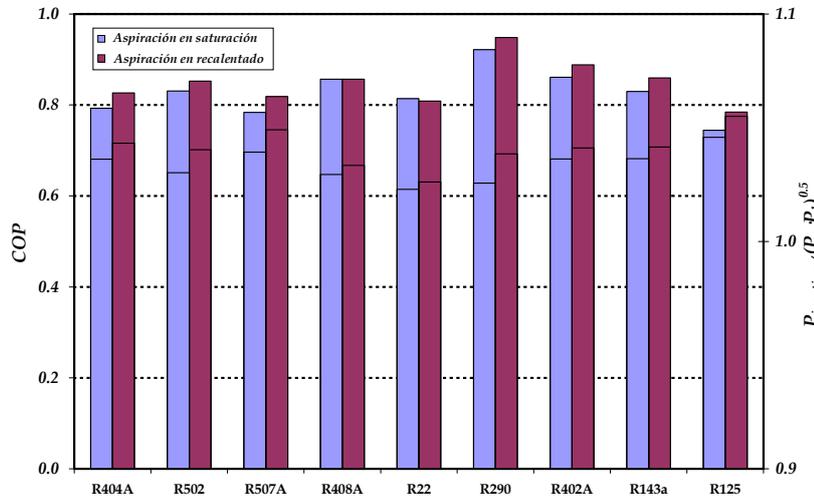


Figura 1. 6. Comparativa de COP y Presión intermedia óptima en sistemas doble etapa inyección total. $T_o = -40^\circ\text{C}$, $T_k = 40^\circ\text{C}$, $RU = RMU = 0$, $SUB = 0$, $\eta_{me} = 1$

En base a los resultados presentados en la Figura 1. 6, donde se presentan los valores de eficiencia energética alcanzada por los dos ciclos de inyección total operando en temperatura de evaporación de -40°C y condensación de 40°C , con recalentamientos y subenfriamientos nulos y en sus presiones óptimas de funcionamiento, puede observarse que la eficiencia del ciclo de doble etapa de compresión con el sistema intermedio de inyección total, bien sea aspirando vapor saturado o vapor recalentado en la segunda etapa de compresión, depende del fluido de trabajo utilizado. Para el refrigerante más utilizado hasta hace unos años en aplicaciones de baja temperatura de evaporación, el CFC-502, sus sustitutos a corto plazo, el HCFC-408A y el HCFC-402A, y para sus sustitutos a largo plazo, el HFC-404A y el HFC-507A, se observa que el rendimiento energético alcanzado de forma teórica es siempre mayor si se utiliza el sistema de doble etapa de compresión con inyección total con aspiración en vapor recalentado. Esto se debe fundamentalmente a que en este tipo de fluidos las líneas isentrópicas de compresión son muy verticales y no se inclinan conforme nos adentramos en la zona de altas temperaturas del vapor recalentado, y por tanto, el descenso en potencia consumida conseguido por la reducción del trabajo isentrópico de compresión al producir un enfriamiento entre etapas muy elevado, no compensa el aumento de potencia de compresión en la etapa de alta debido al caudal de exceso de refrigerante que se debe trasegar. Sin embargo, en fluidos como el HCFC-22, el sistema que más rendimiento energético alcanza corresponde al sistema de inyección total con aspiración en saturación, ya que en este caso, la reducción de potencia conseguida con el desrecalentamiento es superior al incremento de potencia debido a la necesidad de trasegar un caudal de exceso mayor en la etapa de alta.

En cuanto a las presiones óptimas de funcionamiento de ambos ciclos de compresión, que se han representado en la Figura 1. 6 utilizando la relación entre la presión intermedia óptima de trabajo del ciclo dividida entre la presión media geométrica

según la relación (1. 10), se observa que la presión intermedia óptima de funcionamiento para todos los fluidos es mayor en el ciclo de inyección total con aspiración en vapor saturado. El incremento de la presión óptima de funcionamiento depende, como se analiza en el Capítulo 3, del valor de caudal de exceso entre etapas, es decir, del caudal utilizado para producir el subenfriamiento y desrecalentamiento, aumentando el nivel de presión intermedia conforme lo hace este valor.

$$\frac{P_{i_optima}}{\sqrt{P_o \cdot P_k}} \quad (1. 10)$$

Por otra parte, otra diferencia fundamental entre la operación de ambos ciclos, es la temperatura de descarga de la etapa de compresión de alta. En el caso del sistema con aspiración en vapor saturado, debido al fuerte desrecalentamiento conseguido entre etapas, la temperatura de descarga es muy inferior a la resultante con el sistema con aspiración en forma de vapor recalentado.

Sin embargo, estos resultados a nivel teórico difieren bastante al aplicarlos a sistemas reales y menos aún en sistemas de doble etapa con compresor compound, ya que la presión intermedia no es un parámetro seleccionable, sino que viene impuesta por las características del compresor, y por tanto, además de considerar los rendimientos internos, es necesario considerar los rendimientos volumétricos y volúmenes geoméricamente disponibles en ambas etapas de compresión. Adicionalmente, como se analiza en el Capítulo 3, la aspiración en saturación en el caso de compresores compound semi-herméticos presenta una penalización muy elevada, energéticamente hablando, debido a las bajas temperaturas de entrada al compresor de los vapores a presión intermedia y el consecuente recalentamiento del refrigerante durante el proceso de refrigeración del compresor.

Ciclos de inyección parcial

En los ciclos de inyección parcial, que constituyen una modificación del ciclo de trabajo de los anteriores sistemas solo se expande hasta la presión intermedia una parte del refrigerante líquido procedente del condensador. Sin embargo, puede conseguirse el mismo rendimiento energético, desde un punto de vista teórico, al alcanzado con los sistemas de inyección total.

En este caso podemos distinguir entre tres tipos de ciclos de doble etapa con inyección parcial: El ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor saturado (Figura 1. 7), el ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 8) y el ciclo de inyección parcial con intercambiador de superficie o subcooler (Figura 1. 9).

Los dos primeros ciclos de inyección parcial se caracterizan por la presencia de un depósito intermedio en el que se produce expansión de una parte del refrigerante

líquido procedente del condensador para subenfriar el resto de refrigerante, vía evaporación del refrigerante expandido, siendo en uno de ellos la aspiración en forma de vapor saturado y en el otro en forma de vapor recalentado. Por otra parte, en el ciclo de inyección total con intercambiador de superficie o subcooler se busca el mismo efecto de subenfriamiento que en los anteriores, pero en este caso, se evitan los problemas derivados de la presencia del depósito intermedio: destilación parcial del refrigerante, en el caso de mezclas, y problemas de retorno de aceite. La ventaja principal de los ciclos de inyección parcial corresponde a la forma en que se realiza la expansión del refrigerante de entrada al evaporador. En ellos el refrigerante es expandido desde la presión de condensación y no desde la presión intermedia, y además, en forma de líquido subenfriado y no en forma de líquido saturado como en los de inyección total, por lo que el proceso de expansión es más fácil de controlar que en los anteriores.

En la actualidad, la mayor parte de los ciclos de doble etapa con inyección parcial están implementados con el sistema de subenfriamiento a través de subcooler [33] debido a las ventajas que ofrece este sistema. También, dependiendo de la posición del bulbo de regulación de la válvula de expansión del subcooler, este ciclo puede operar con la aspiración de la segunda etapa en forma de vapor recalentado (bulbo a la salida del subcooler) o en forma de vapor cercano a saturación (bulbo en aspiración de la segunda etapa), permitiendo con ello la regulación de la temperatura de descarga de la etapa de alta.

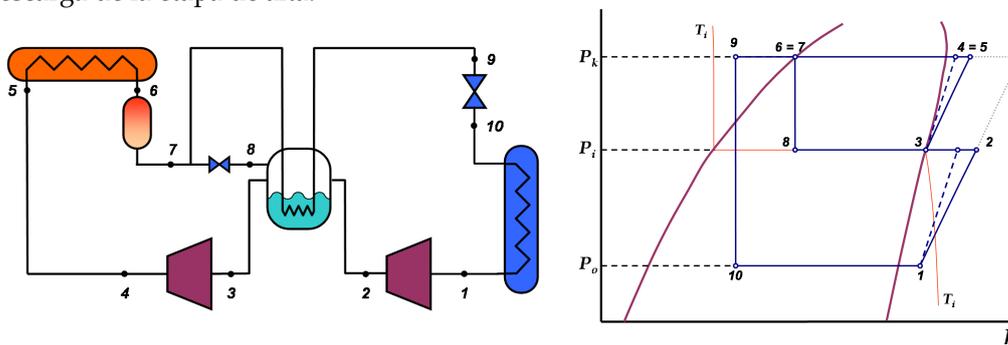


Figura 1. 7. Ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor saturado

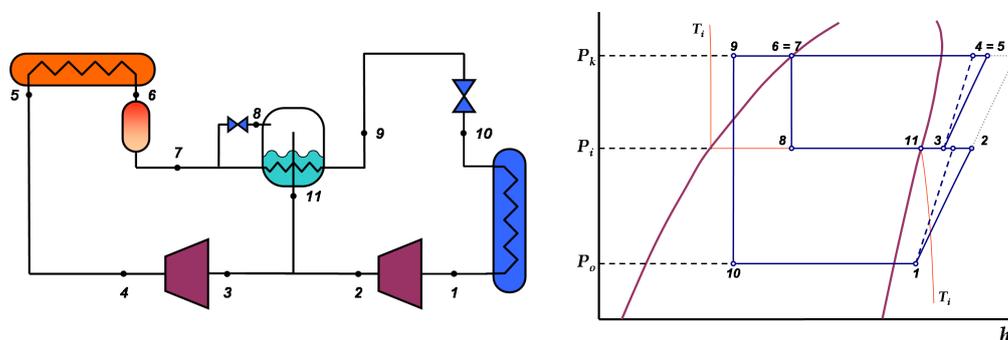


Figura 1. 8. Ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado

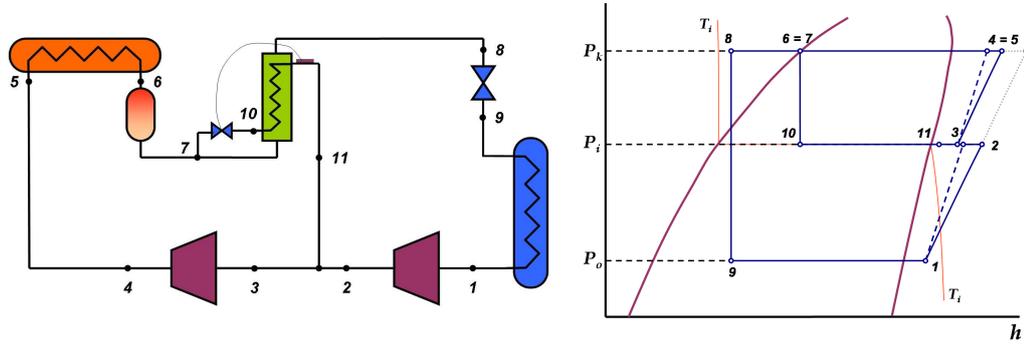


Figura 1. 9. Ciclo de Subcooler o inyección parcial con intercambiador de superficie

En los ciclos de inyección parcial, considerando las mismas suposiciones que en el caso de los ciclos de inyección total (aspiración etapa de baja en saturación, salida de condensador en forma de líquido saturado y rendimiento mecánico-eléctrico idéntico para ambas etapas), los parámetros energéticos que caracterizan su funcionamiento se resumen en la Tabla 1. 2, donde en este caso, es necesario incluir el valor de la eficiencia térmica del intercambiador donde se produce el subenfriamiento del líquido (1. 15), que como se observa influye en todos los parámetros energéticos del ciclo. En el caso del ciclo con subcooler se ha considerado la salida del vapor a media presión en forma de vapor saturado.

Inyección parcial aspiración en vapor saturado

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot [h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i} + h_V|_{P_o}] \quad (1. 11)$$

$$P_c = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B} + \frac{h_{desc,B} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \cdot w_{S,A}}{\eta_{i,B}} \right) \quad (1. 12)$$

$$COP = \frac{h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i} + h_V|_{P_o}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B} + \frac{h_{desc,B} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \cdot w_{S,A}}{\eta_{i,B}} \right)} \quad (1. 13)$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_{desc,B} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \quad (1. 14)$$

$$\varepsilon = \frac{h_L|_{P_k} - h_9}{h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}} \quad (1. 15)$$

Inyección parcial aspiración en vapor recalentado y ciclo de subcooler

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot [h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i} + h_V|_{P_o}] \quad (1. 16)$$

$$P_c = \frac{m_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_V|_{P_i} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right) \quad (1.17)$$

$$COP = \frac{h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i} + h_V|_{P_o}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_V|_{P_i} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)} \quad (1.18)$$

$$\frac{m_A}{m_B} = \frac{h_V|_{P_i} + h_L|_{P_k} \cdot (\varepsilon - 1) - \varepsilon \cdot h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \quad (1.19)$$

$$\varepsilon = \frac{h_L|_{P_k} - h_9}{h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}} \quad (1.20)$$

Tabla 1. 2. Parámetros energéticos ciclos de doble etapa con inyección parcial

Desde un punto de vista teórico y considerando igualdad en el caudal másico circulante por la etapa de baja, el ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado y el ciclo de inyección parcial con subcooler coinciden en todos los parámetros, y tan solo se diferencian del sistema de inyección parcial en aspiración en vapor saturado en la relación de caudales másicos, que influye en la potencia total absorbida por el ciclo y el COP.

La comparativa entre la eficiencia de los ciclos de inyección parcial, mostrada en la Figura 1. 10, se ha evaluado suponiendo recalentamiento en aspiración de baja y subenfriamiento en condensador nulos, con un rendimiento mecánico-eléctrico para ambas etapas de compresión igual a la unidad, para la temperatura de evaporación de -40°C y condensación de 40°C , y considerando que los rendimientos internos de las dos etapas de compresión para todos los fluidos se comportan según la relación $\eta_i = 1.054 - 0.1757 \cdot t$. Además, se incluye la comparativa para dos valores de eficiencia térmica del intercambiador de subenfriamiento.

Los resultados presentados en la Figura 1. 10 se han evaluado para la presión intermedia óptima de funcionamiento de cada ciclo, que se representa en forma de una línea continua para cada fluido y ciclo de trabajo, según la relación (1. 10). Solo se representan los valores correspondientes al sistema doble etapa con subcooler, ya que son idénticos a los obtenidos con el sistema de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado.

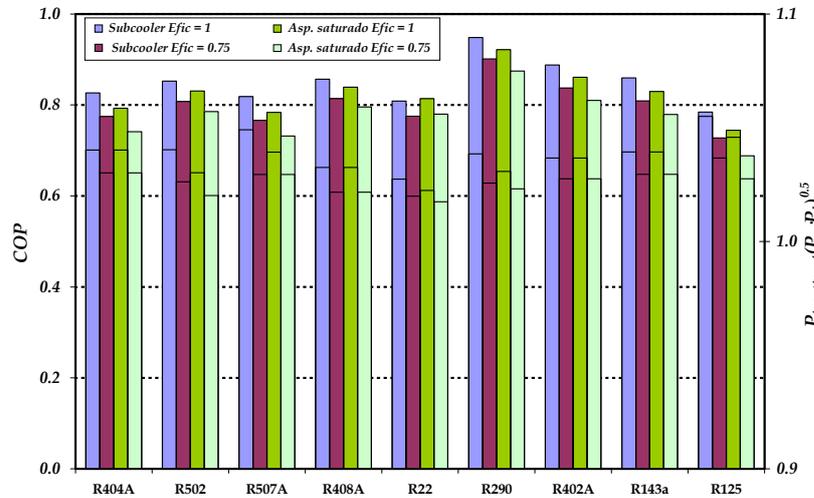


Figura 1. 10. Comparativa de COP y Presión intermedia óptima en sistemas doble etapa de inyección parcial. Resultados de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado idénticos al de subcooler. $T_o = -40^{\circ}\text{C}$, $T_k = 40^{\circ}\text{C}$, $RU = RMU = 0$, $SUB = 0$, $\eta_{me} = 1$

En base a los resultados de la simulación teórica de los ciclos de inyección parcial presentada en la Figura 1. 10, pueden extraerse diferentes conclusiones: En primer lugar, tal como ocurre en los sistemas de inyección total, el único fluido de los analizados que muestra una mejora en el rendimiento energético alcanzado por el ciclo cuando la aspiración se realiza en forma de vapor saturado corresponde al HCFC-22, ya que como se ha comentado anteriormente, en este fluido la reducción del trabajo específico de compresión debido al enfriamiento entre etapas compensa el incremento de potencia consumida en la etapa de alta al trasegar el caudal de refrigerante de exceso utilizado para producir el desrecalentamiento. Por otra parte, el rendimiento energético de los sistemas de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 8 y Figura 1. 9) y con eficiencia igual a la unidad coinciden con el rendimiento energético del sistema de inyección total con aspiración en vapor recalentado (Figura 1. 5), así como el sistema de inyección parcial con aspiración en saturación (Figura 1. 8) con eficiencia unitaria con el sistema de inyección total con aspiración en saturación (Figura 1. 4). Pero a diferencia de los ciclos de inyección total, en estos ciclos se produce un descenso del COP cuando se disminuye la eficiencia térmica del intercambiador utilizado para producir el subenfriamiento del líquido. Además, se observa que la presión intermedia óptima en los sistemas de inyección parcial está siempre por encima de la presión media geométrica y que esta se reduce conforme desciende la eficiencia térmica del intercambiador de subenfriamiento.

Por tanto, el parámetro que va a condicionar el COP y la potencia frigorífica de estos ciclos va a ser la eficiencia térmica del intercambiador utilizado para conseguir el subenfriamiento del líquido.

Otras configuraciones de doble etapa

Existen otros ciclos de doble etapa de compresión, que si bien no pueden incluirse en la clasificación anterior, tienen su importancia y por tanto, es necesario incluirlos en el presente capítulo.

El primero de ellos es el denominado sistema de doble etapa con inyección directa de líquido (Figura 1. 11), o conocido en literatura inglesa como *'injection inter-stage cooling'* [33] . Dicho ciclo se caracteriza por la presencia de un sistema intermedio para conseguir el desrecalentamiento del refrigerante entre las etapas de compresión, vía expansión de una parte del refrigerante líquido procedente del condensador. Este sistema permite el desrecalentamiento entre etapas de una manera simple y económica, ya que solo se requiere un único separador de aceite en la descarga de alta, y además, no es necesario el filtro en la etapa de aspiración de alta. El sistema de desrecalentamiento está constituido por una única válvula de expansión que expande el refrigerante desde la presión de condensación hasta la presión intermedia, y cuyo bulbo térmico se coloca generalmente en la aspiración de la etapa de alta. Además, este sistema de desrecalentamiento es válido para todo tipo de refrigerantes, siendo el objetivo fundamental del sistema la reducción de la temperatura de descarga en la etapa de alta.

En cuanto a los inconvenientes principales del ciclo de doble etapa, cabe destacar que es el ciclo menos eficiente de los vistos hasta el momento, sobretodo en su utilización con refrigerantes en los que el enfriamiento entre etapas no compensa el incremento de potencia debido al caudal de refrigerante de exceso que debe de trasegar la etapa de alta. Sea por ello que su campo de utilización se encuentra limitado a instalaciones de mediana o pequeña potencia en las que se quiere reducir la temperatura de descarga en la etapa de alta.

El último ciclo de doble etapa de compresión al que se quiere hacer referencia en este capítulo no corresponde a una configuración que se utilice en la industria ni aparezca en la bibliografía como un ciclo clásico de doble etapa de compresión. Nos referimos al ciclo de doble etapa de compresión sin sistemas de subenfriamiento o desrecalentamiento entre etapas (Figura 1. 12), es decir, un ciclo de compresión en el que el proceso total de compresión se divide en dos etapas, pero en el que no se utiliza ningún tipo de sistema intermedio para conseguir desrecalentamiento ni subenfriamiento. Por similitud, puede aproximarse al sistema de doble etapa de compresión con intercooler, en el cual se produce el enfriamiento del refrigerante procedente de la descarga de la etapa de baja con un agente externo, y que es utilizado en aplicaciones de alta temperatura de evaporación, pero que no es aplicable al rango de la media y baja temperatura de evaporación, puesto que la temperatura de descarga de la etapa de baja suele ser inferior a la temperatura ambiente, y por tanto, no es posible el desrecalentamiento entre etapas con aire.

Sin embargo, es necesario incluirlo en la discusión porque es el ciclo que se considera como referencia en esta tesis para analizar el efecto de los sistemas intermedios de desrecalentamiento y subenfriamiento.

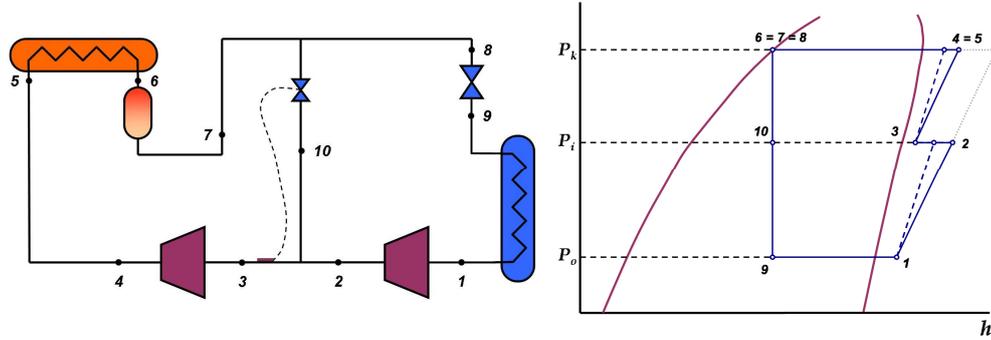


Figura 1. 11. Ciclo de doble etapa con inyección directa de líquido

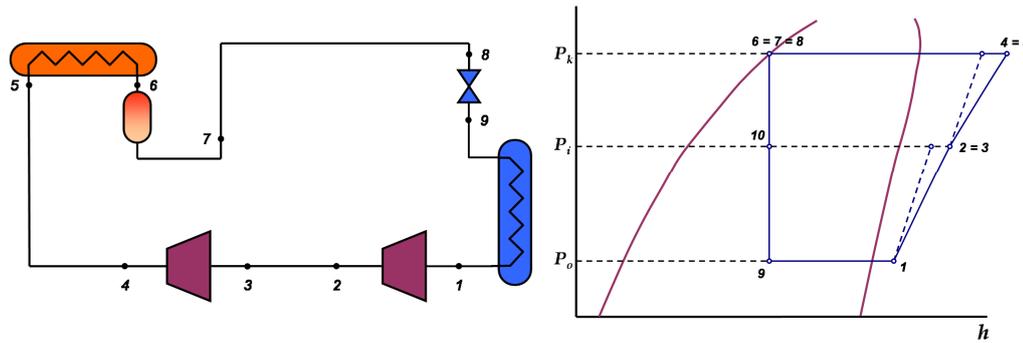


Figura 1. 12. Ciclo Base. Doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento

Los principales parámetros de operación de los ciclos, asumiendo que la aspiración de baja y la salida del condensador están en saturación, que el rendimiento mecánico-eléctrico es igual en ambas etapas y que en el sistema de doble etapa con inyección directa de líquido la aspiración de la segunda etapa de compresión se realiza en condiciones de saturación a la presión intermedia, se muestran en la Tabla 1. 3.

Ciclo doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) \quad (1.21)$$

$$P_c = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right) \quad (1.22)$$

$$COP = \frac{h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L|_{P_k} - h_{desc,B}}{h_L|_{P_k} - h_V|_{P_i}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)} \quad (1.23)$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_L|_{P_k} - h_{desc,B}}{h_L|_{P_k} - h_V|_{P_i}} \quad (1.24)$$

Ciclo doble etapa con inyección directa de líquido

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) \quad (1.25)$$

$$P_c = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{me}} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{h_L|_{P_k} - h_{desc,B}}{h_L|_{P_k} - h_V|_{P_i}} \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right) \quad (1.26)$$

$$COP = \frac{h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}}{\eta_{me} \cdot \left(\frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} + \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \right)} \quad (1.27)$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = 1 \quad (1.28)$$

Tabla 1. 3. Parámetros energéticos del ciclo de inyección directa de líquido y sistema de doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento.

Pese a que ambos ciclos de doble etapa de compresión presentan un mismo valor de potencia frigorífica, el resto de parámetros energéticos como son la potencia consumida y la eficiencia energética del ciclo difieren en función del sistema utilizado. Esta diferencia es debida a la presencia de un caudal de exceso entre etapas en el caso del sistema de inyección directa de líquido (1. 24), utilizado para conseguir el desrecalentamiento entre etapas, lo cual provoca la variación de estos parámetros.

En la Figura 1. 13 se muestra la comparativa entre la eficiencia energética alcanzada por ambos ciclos de doble etapa de compresión para la temperatura de evaporación de -40°C y condensación de 40°C , suponiendo recalentamiento en aspiración de baja y subenfriamiento en condensador nulos, rendimiento mecánico-eléctrico unitario, con la aspiración en la segunda etapa de compresión en forma de vapor saturado a la presión intermedia del ciclo en el caso del sistema de inyección directa de líquido, y considerando que los rendimientos internos de las dos etapas de compresión para todos los fluidos se comportan según la relación $\eta_i = 1.054 - 0.1757 \cdot t$. Los resultados corresponden a las presiones intermedias óptimas de operación.

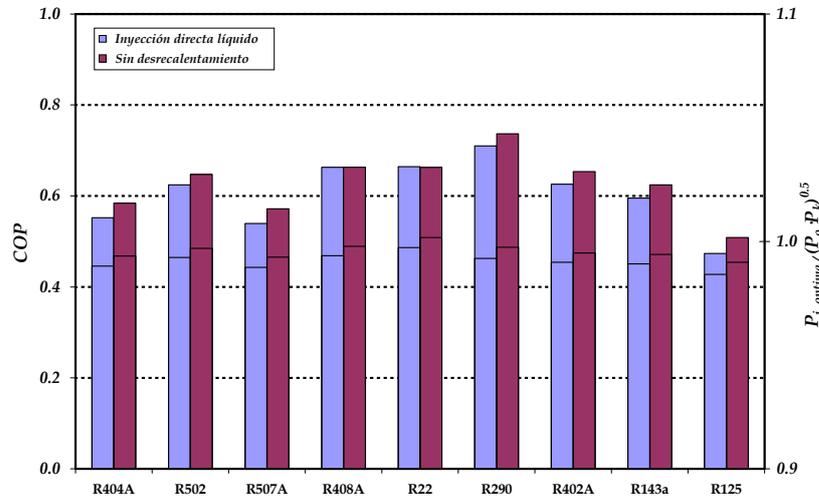


Figura 1. 13. Comparativa de COP y Presión intermedia óptima en sistema de inyección directa de líquido y en sistema sin desrecalentamiento ni subenfriamiento
 $T_o = -40^\circ\text{C}$, $T_k = 40^\circ\text{C}$, $RU = RMU = 0$, $SUB = 0$, $\eta_{me} = 1$

En base a los resultados presentados en la Figura 1. 13, puede observarse que estos ciclos de doble etapa de compresión presentan un valor de COP por debajo del resto de ciclos de doble etapa presentados anteriormente (Figura 1. 6, Figura 1. 10). Esta disminución de COP se debe a que no se realiza el subenfriamiento del líquido procedente del condensador. Por otra parte, se observa que para la mayor parte de los fluidos analizados, excepto el HCFC-22, el sistema de inyección directa de líquido presenta una importante reducción en el COP respecto del sistema BASE, efecto que se ha discutido en las comparativas anteriores. Sin embargo, con la utilización del sistema de desrecalentamiento se consigue una fuerte reducción en la temperatura de descarga en la etapa de alta.

Además, se observa una diferencia en cuanto a la presión óptima de trabajo de los ciclos, que en este caso está por debajo de la presión media geométrica, en contraste con los ciclos vistos anteriormente, en los cuales este valor estaba ligeramente por encima.

Presiones intermedias óptimas

Como se ha visto en los análisis teóricos de los diferentes ciclos de compresión en doble etapa presentados en los apartados anteriores, existen diferencias en cuanto a las presiones intermedias óptimas de trabajo de cada ciclo, siendo los valores para los sistemas de inyección total y parcial superiores a los de los ciclos de inyección directa de líquido y sistema sin desrecalentamiento ni subenfriamiento.

Esta diferencia en presiones intermedias óptimas de trabajo puede observarse gráficamente en el análisis teórico de los diferentes ciclos en doble etapa de

compresión trabajando con el refrigerante HFC-404A presentados en la Figura 1. 14 y en la Figura 1. 15. En la Figura 1. 14, se presenta la variación del COP en función de la presión intermedia, y en la Figura 1. 15, la variación del COP en función de la temperatura intermedia reducida. Estos resultados han sido evaluados para los ciclos de doble etapa de compresión con temperatura de evaporación de -40°C , de condensación de 40°C , con recalentamientos y subenfriamiento nulos, rendimiento mecánico-eléctrico unitario y rendimiento interno para cada una de las etapas de compresión calculado según la relación $\eta_i = 1.054 - 0.1757 \cdot t$.

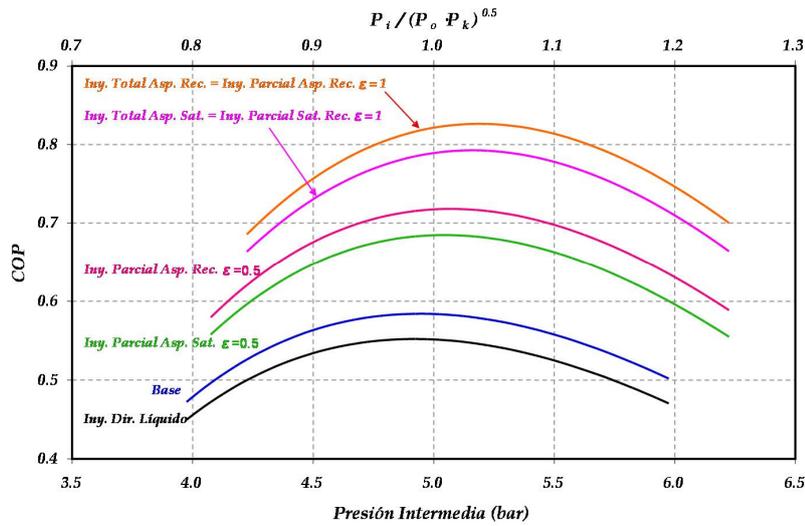


Figura 1. 14. COP vs. Presión intermedia de los diferentes sistemas de producción de frío en doble etapa de compresión para el HFC-404A. $T_o = -40^{\circ}\text{C}$, $T_k = 40^{\circ}\text{C}$, $RU = RMU = 0$, $SUB = 0$, $\eta_{me} = 1$

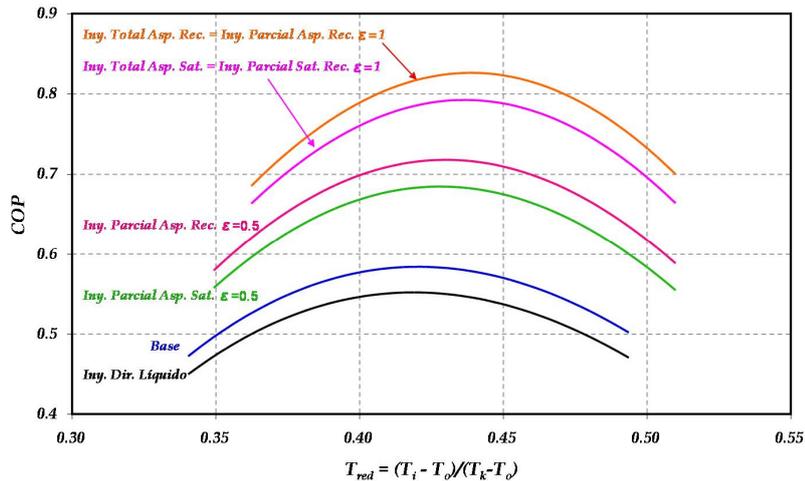


Figura 1. 15. COP vs. Temperatura reducida de los diferentes sistemas de producción de frío en doble etapa de compresión para el HFC-404A. $T_o = -40^{\circ}\text{C}$, $T_k = 40^{\circ}\text{C}$, $RU = RMU = 0$, $SUB = 0$, $\eta_{me} = 1$

En base a los resultados presentados en las figuras anteriores pueden extraerse diferentes conclusiones: En primer lugar, cabe destacar que cada ciclo de doble etapa de compresión presenta una temperatura o presión intermedia óptima, que difiere de la alcanzada por el resto de ciclos. En segundo lugar, como se observa para los ciclos de inyección parcial, en los que el rendimiento energético del ciclo depende del valor de la eficiencia del intercambiador de subenfriamiento, la presión intermedia óptima aumenta conforme lo hace la eficiencia del intercambiador de subenfriamiento, lo que es equivalente a decir, conforme aumenta el caudal de refrigerante introducido entre las etapas de compresión. Y finalmente, que ninguno de los criterios parece ser un criterio mejor que otro para definir las condiciones intermedias óptimas de funcionamiento del ciclo en doble etapa de compresión, si bien los valores óptimos se aproximan más al criterio de la presión media geométrica.

En instalaciones reales, sin embargo, la presión o temperatura intermedia óptima no solo depende del ciclo de trabajo utilizado, sino también de muchos otros parámetros como son el refrigerante, los recalentamientos útiles y en líneas, del desrecalentamiento entre etapas, de los rendimientos internos en cada etapa, etc..., y de un parámetro más importante que no suele considerarse en este tipo de análisis, del rendimiento volumétrico de cada una de las etapas de compresión. En realidad, y considerando compresores de doble etapa reales, esta cuestión suele presentarse en forma de volúmenes geoméricamente disponibles en cada una de las etapas de compresión conocidos y presiones intermedias desconocidas, que son definidas por las propias condiciones de trabajo de la instalación. Lo que si bien es cierto, a raíz de los resultados presentados en la Figura 1. 14, que una ligera variación en la presión intermedia respecto de su valor óptimo no representa una reducción importante del rendimiento de la instalación.

Compresores tipo 'compound'

Los compresores tipo 'compound' corresponden a la solución más sencilla para la implementación de instalaciones de compresión en doble etapa, ya que este tipo de compresores llevan integradas en un mismo elemento las dos etapas de compresión, y por tanto, la operación de los mismos es similar a la de compresores en una sola etapa. La cuestión de la presión intermedia real de trabajo de los ciclos de doble etapa de compresión tiene especial importancia en instalaciones de compresión en doble etapa que trabajan con este tipo de compresores, ya que la velocidad de giro de ambas etapas es idéntica, y por tanto, la relación de volúmenes geoméricamente disponibles viene marcada únicamente por la relación de cilindros (solo en el caso que los cilindros de ambas etapas de compresión tengan la misma carrera y diámetro, que suele ser lo general).

En un compresor compound de dos etapas de compresión, los volúmenes geoméricamente disponibles en las etapas de compresión vienen determinados por la relación geométrica (1. 29) en el caso de la etapa de baja, y por la relación (1. 30) en el caso de la etapa de alta.

$$\dot{V}_{G,B} = \frac{\pi \cdot \phi_B^2}{4} \cdot s_B \cdot z_B \cdot N \quad (1.29)$$

$$\dot{V}_{G,A} = \frac{\pi \cdot \phi_A^2}{4} \cdot s_A \cdot z_A \cdot N \quad (1.30)$$

Asumiendo que el diámetro y carrera de todos los cilindros en ambas etapas de compresión son idénticos, la relación de volúmenes geoméricamente disponibles se reduce a una relación entre los cilindros de la etapa de baja y de la etapa de alta (1.31).

$$\frac{\dot{V}_{G,B}}{\dot{V}_{G,A}} = \frac{z_B}{z_A} \quad (1.31)$$

Por otra parte, si se expresan los volúmenes geoméricamente disponibles utilizando la definición del rendimiento volumétrico en cada una de las etapas de compresión, se obtiene la relación (1.32) para el volumen geométrico en la etapa de baja y la relación (1.33) para el volumen geométrico en la etapa de alta.

$$\dot{V}_{G,B} = \frac{m_B \cdot v_{asp,B}}{\eta_{v,B}} \quad (1.32)$$

$$\dot{V}_{G,A} = \frac{m_A \cdot v_{asp,A}}{\eta_{v,A}} \quad (1.33)$$

Sustituyendo las expresiones (1.32) y (1.33) en la ecuación (1.31), se obtiene la igualdad de funcionamiento del compresor compound, definida por la relación (1.34).

$$\frac{z_B}{z_A} = \frac{m_B}{m_A} \cdot \frac{v_{asp,B}}{v_{asp,A}} \cdot \frac{\eta_{v,A}}{\eta_{v,B}} \quad (1.34)$$

La relación (1.34) definirá el punto de equilibrio de funcionamiento del compresor compound en la instalación frigorífica, es decir, sean cuales sean los niveles de presión de evaporación y condensación, recalentamientos útiles y en líneas, desrecalentamientos, etc..., la presión intermedia de trabajo del compresor se adaptará al valor de trabajo que cumpla la relación anterior, que generalmente difiere del valor óptimo para el ciclo de doble etapa.

Esta ecuación es la que condiciona la operación del compresor compound en la instalación, independientemente de las condiciones de operación y del sistema intermedio de desrecalentamiento o subenfriamiento empleado, por tanto constituye la base o ecuación fundamental para el análisis experimental que se presenta en el Capítulo 3.

1.4.3 Refrigerantes HFC-404A y HFC-507A

Aspectos medioambientales relacionados con la destrucción de la capa de ozono estratosférico y el calentamiento global, han afectado considerablemente el sector de la refrigeración y aire acondicionado en los últimos años. El Protocolo de Montreal, relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono (firmado en el marco de las Naciones Unidas en 1987) [35], constituyó el inicio del proceso de eliminación progresiva de los refrigerantes de la familia CFC, proceso que ha finalizado en países industrializados y que está en curso en naciones en vía de desarrollo. Este acuerdo, obligó al sector de la producción de frío a realizar la sustitución progresiva de los refrigerantes de la familia CFC por sustancias menos agresivas hacia el medioambiente.

En primer lugar, éste proceso de sustitución, propició la utilización de los fluidos refrigerantes de la familia HCFC, **fluidos alternativos** a corto plazo que, pese a presentar en sus moléculas constitutivas átomos de cloro, su efecto dañino hacia la capa de ozono era mucho menor. Sin embargo, al no estar exentos de átomos de cloro, posteriores enmiendas al Protocolo de Montreal, como son las de Copenhague (1992) y Viena (1995), ampliaron el control sobre esta familia de refrigerantes. La Unión Europea, mediante su Reglamento 2037/2000 del Parlamento Europeo y del Consejo sobre sustancias que agotan la capa de ozono, establece la prohibición total del uso de los HCFC para el año 2015. En la Figura 1. 16 se presentan, de forma esquemática, los hitos para la progresiva eliminación de los fluidos HCFC.

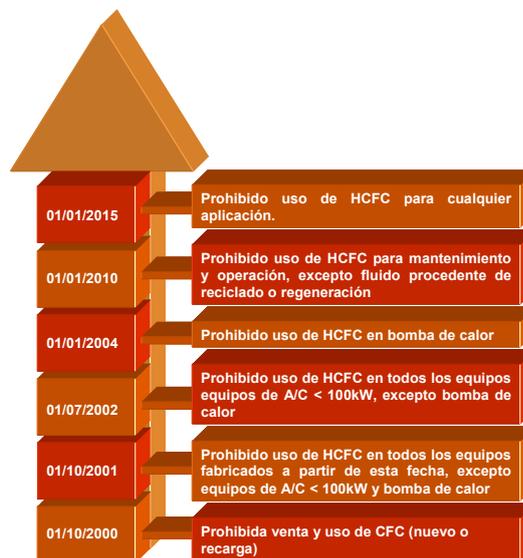


Figura 1. 16. Resumen del calendario del Reglamento Europeo 2037/2000.

En segundo lugar, dadas las restricciones en el uso de los refrigerantes de la familia HCFC, se está implantando la familia de **fluidos sustitutivos** a largo plazo tipo HFC:

fluidos libres de cloro, y por tanto, inofensivos con la capa de ozono ($ODP=0$). Sin embargo, estos fluidos refrigerantes no están exentos de afecciones medioambientales, ya que constituyen una de las familias de gases que potencian el efecto invernadero [31], siendo en algún caso los valores de GWP superiores a los de los antiguos refrigerantes CFC (Figura 1. 17).

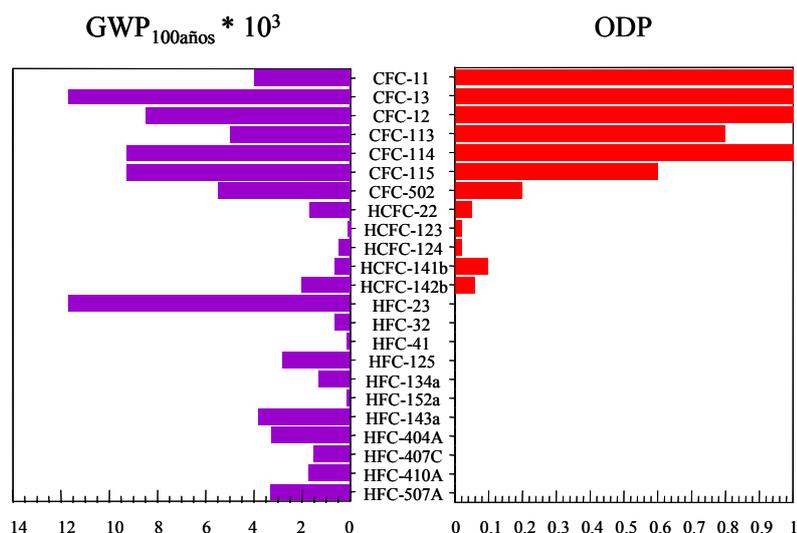


Figura 1. 17. Acción de algunos fluidos sobre el ozono y el efecto invernadero

El fluido refrigerante CFC-502 (HCFC-22/CFC-115, 48.5/51.2%) fue el refrigerante más utilizado en las últimas décadas en aplicaciones de producción de frío en baja temperatura de evaporación y en aplicaciones de transporte, pero a raíz del Protocolo de Montreal [35] se limitó progresivamente su utilización. En un primer momento empezaron a evaluarse una serie de fluidos alternativos a corto plazo del CFC-502: HCFC-402A, HCFC-402B, HCFC-403B, HFC-404A, HFC-407A y HCFC-408A [36], siendo los que mayor implantación tuvieron el HFC-404A y el HCFC-408A. Sin embargo, a raíz de las enmiendas al Protocolo, el uso del HCFC-408A dejó de ser atractivo. En 1997 aparecieron las primeras medidas experimentales de las propiedades termodinámicas de la mezcla azeótropa HFC-507A [37] como fluido sustitutivo al CFC-502.

El panorama actual en el campo de la producción de frío a media y baja temperatura está centrado en la utilización de los refrigerantes alternativos a largo plazo HFC-404A y HFC-507A, que constituyen sustitutos directos (*'retrofitting'*) del CFC-502 (a excepción del tipo de aceite lubricante) y sustitutos alternativos en las aplicaciones en media temperatura del HCFC-22. Actualmente el HFC-404A y el HFC-507A, cuyas propiedades principales se resumen en la Tabla 1. 4, son los refrigerantes más utilizados en supermercados con sistemas centralizados, en centrales de conservación de productos en frío, en aplicaciones de transporte y en sistemas en cascada [30] [38]

Fluido	Composición (%)	GWP	Glide* (°C)	T ^a ebullición (°C)	Presión crítica (bar)	T ^a crítica (°C)	Masa molecular (g/mol)
HFC-404A	R125/R143a/R134a (44/52/4)	3800	0.5	-46.6	37.4	72.1	97.60
HFC-507A	R125/R143a (50/50)	3900	0	-47.1	37.9	70.9	98.86

Tabla 1. 4. Características principales de los fluidos HFC-404A y HFC-507A. [39]

* Glide máximo para el rango de trabajo

Ambos refrigerantes, el HFC-404A y el HFC-507A, están siendo utilizados como fluidos refrigerantes en aplicaciones de media y baja temperatura de evaporación en las mismas instalaciones, ya que, por su similitud en cuanto a propiedades, son totalmente compatibles. Sin embargo, no existe un criterio definido por el cual es más conveniente la utilización de uno u otro en este tipo de instalaciones. El fabricante de compresores Bitzer [40], en base a evaluaciones experimentales con compresores semi-herméticos en ciclos de simple etapa para una temperatura de condensación de 40°C y de evaporación de -35°C, obtuvo que la eficiencia energética alcanzada por ambos refrigerantes era muy similar, pero el HFC-507A ofrecía un ligero aumento en cuanto a potencia frigorífica respecto del HFC-404A.

En cuanto a la diferencia de propiedades entre ambos fluidos, evaluadas según las propiedades termodinámicas calculadas con la base de datos Refprop v.7.0 [41], cabe destacar las siguientes: En primer lugar, ambos fluidos son similares en cuanto a las presiones de saturación, tal y como se presenta en la Figura 1. 18, para el rango de temperaturas de evaporación, y en la Figura 1. 19, para el rango de temperaturas de condensación. Se observa que el fluido HFC-507A presenta siempre una presión de saturación ligeramente superior a la del HFC-404A, sin embargo, esta propiedad traducida a tasas totales de compresión no se corresponde con una diferencia significativa, ya que la máxima diferencia en cuanto a tasa total entre ambos fluidos está en torno al 0.3% en el rango de funcionamiento normal de la instalación considerado en la presente tesis, siendo la tasa del HFC-404A superior.

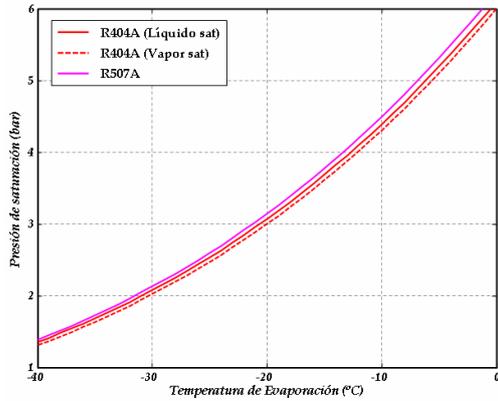


Figura 1. 18. Presión de saturación vs. Tª de evaporación. HFC-507A y HFC-404A

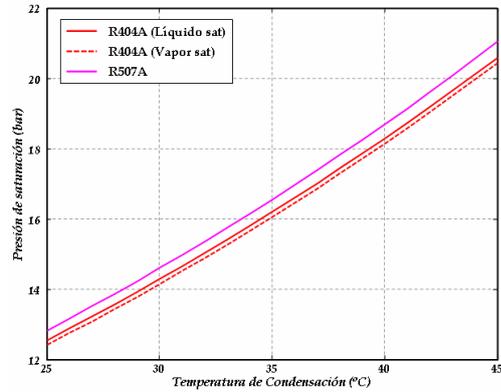


Figura 1. 19. Presión de saturación vs. Tª de condensación. HFC-507A y HFC-404A

La diferencia más significativa en cuanto a propiedades entre ambos fluidos, se encuentra en el volumen específico a presión de evaporación. En este caso, el HFC-507A presenta un volumen específico inferior al del HFC-404A (Figura 1. 20), aunque su variación en función del recalentamiento total es similar (Figura 1. 21). Esta diferencia implicará diferencias en cuanto al caudal másico de refrigerante trasegado por los compresores.

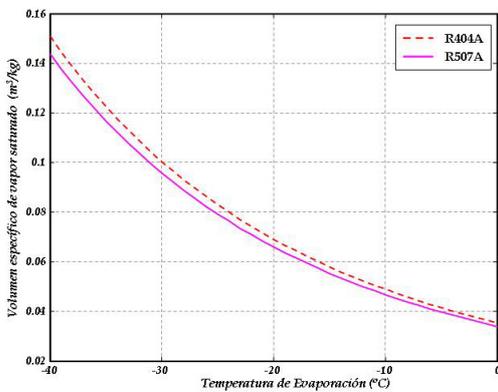


Figura 1. 20. Volumen específico de vapor saturado vs. T_o. Rec.=15°C. HFC-507A y HFC-404A

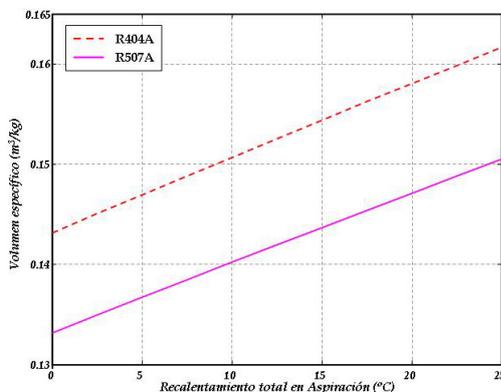


Figura 1. 21 Volumen específico vs. Recalentamiento. T_o=-40°C. HFC-507A y HFC-404A

Por otra parte, es necesario analizar la influencia de la variación del volumen específico en función de los parámetros energéticos ideales de los ciclos. En la Figura 1. 22 se presenta la comparativa de la potencia frigorífica específica que alcanzaría teóricamente un ciclo de simple etapa de compresión para diferentes temperaturas de evaporación, con temperatura de condensación de 40°C y un recalentamiento de 15°C en aspiración. Si bien el salto entálpico total del fluido HFC-404A es ligeramente

superior al del HFC-507A, también lo es el volumen específico a nivel de evaporación, y por tanto, estas variaciones se compensan al expresar el salto entálpico de forma específica. Por tanto, desde un punto de vista teórico, no cabe esperar diferencias en cuanto a potencia frigorífica en la operación en instalaciones reales. Sin embargo, si se analiza la potencia de compresión isentrópica (Figura 1. 23) para las mismas condiciones de funcionamiento, se observa que el HFC-404A presenta una ligera disminución en este parámetro respecto del HFC-507A, por lo que cabe esperar una ligera reducción en cuanto a la potencia consumida total en funcionamiento real.

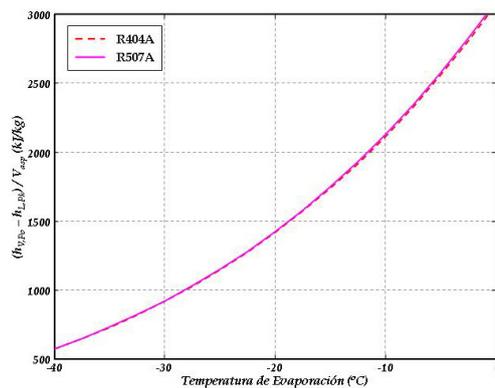


Figura 1. 22. Diferencia entalpías específicas vapor sat. a T_o menos líquido sat. a T_k . $T_k=40^\circ\text{C}$. Rec.= 15°C . HFC-507A y HFC-404A

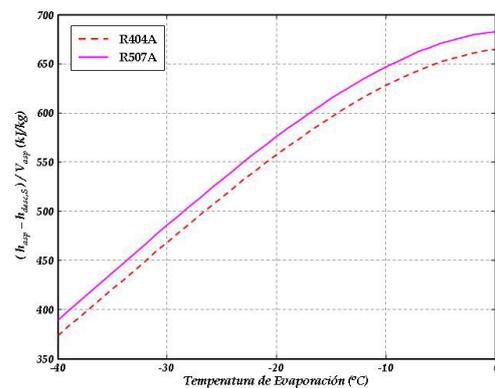


Figura 1. 23. Trabajo específico compresión. $P_{asp} = P_o$, $P_{desc} = P_k$. $T_k=40^\circ\text{C}$. Rec.= 15°C . HFC-507A y HFC-404A

Por otro lado, la eliminación del fluido HFC-134a en la mezcla HFC-507A, provocará una ligera reducción en cuanto a las temperaturas de descarga respecto al HFC-404A, ya que el HFC-134a presenta elevados valores de calor específico en la región de vapor sobrecalentado.

Samuel M. *et al.* [42] y Greco A. *et al.* [43], analizaron los coeficientes de transmisión de calor para ambos fluidos en condensación y evaporación respectivamente, obteniendo resultados similares para ambos fluidos.

Si bien es cierto que la comparativa desde un punto de vista teórico de ambos fluidos no revela diferencias significativas, se ha creído conveniente realizar la evaluación experimental de ambos fluidos en la instalación de doble etapa de compresión con compresor compound. Esta comparativa experimental se desarrolla en el último apartado del Capítulo 3.

**Descripción de la
instalación
experimental de
doble etapa**

Capítulo 2. Descripción de la instalación experimental de doble etapa.

2.1 Aspectos generales

La presente tesis doctoral, basada en el estudio experimental del funcionamiento de un ciclo de compresión en doble etapa trabajando con un compresor compound, ha requerido el desarrollo y monitorización de una planta experimental para ser empleada como banco de ensayos (Figura 2. 1), sobre la que realizar la evaluación experimental, y de la cual extraer los datos empleados en el apartado de cálculos.

La elección de los componentes y diseño del circuito frigorífico se realizó en base a una serie de premisas: En cuanto al elemento motor, se decidió instalar un compresor tipo 'compound' con las dos etapas de compresión integradas en un mismo compresor, dado que es la disposición universalmente utilizada en aplicaciones de producción de frío en media y baja potencia. En cuanto a los sistemas intermedios, se decidió implementar el sistema de subenfriamiento de líquido mediante intercambiador (sistema de subcooler), y el sistema de desrecalentamiento entre etapas basado en inyección de directa líquido (sistema de inyección directa de líquido). El primero de ellos, el sistema de subcooler, corresponde a uno de los sistemas de doble etapa que mayor potencial energético ofrece, siendo además, el más utilizado en aplicaciones de media y baja potencia. El segundo corresponde a la solución más ampliamente utilizada para regular el desrecalentamiento entre etapas. Por otra parte, los fluidos refrigerantes utilizados en la evaluación experimental corresponden al HFC-404A y al HFC-507A, que constituyen los fluidos más utilizados en aplicaciones de media y baja temperatura en Europa [38] .



Figura 2. 1. Vista general instalación de doble etapa

La instalación experimental que se analiza en la presente tesis es fruto de la modificación de una instalación perteneciente al Grupo de Ingeniería Térmica del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universitat Jaume I de Castellón. En dicha instalación se implementaba un ciclo de doble etapa de compresión con un compresor compound con los sistemas intermedios de inyección directa de líquido y subcooler. Estos sistemas intermedios se mantuvieron, sin embargo, los sistemas de aporte de carga frigorífica al evaporador y de extracción de calor en condensador se modificaron, puesto que, éstos realizaban un ciclo cerrado en el cual, a través de un intercambiador de placas, se eliminaba el calor de extracción en condensador mediante intercambio con la corriente de fluido secundario frío procedente del evaporador y con el apoyo de una batería de aerotérmos. Dicha configuración dificultaba mucho la regulación en régimen estacionario de la instalación, por tanto, se decidió realizar la modificación de la instalación y diseño de dos sistemas secundarios de control de la instalación que se detallan en el presente capítulo. Además, se dotó a la instalación de un sistema de monitorización que permite la obtención y análisis en tiempo real del funcionamiento de la misma [45] que también queda desglosado en el presente capítulo.

Las modificaciones realizadas en la instalación y los procedimientos experimentales aplicados para el desarrollo del trabajo, se han basado en la experiencia adquirida previamente por el grupo de investigación en la construcción y análisis experimental de una instalación de compresión simple de vapor [46] .

En este apartado se describe la instalación experimental de compresión en doble etapa con compresor compound, los sistemas intermedios de desrecalentamiento entre etapas y subenfriamiento de líquido, los elementos de medida y sus incertidumbres, el método experimental y la aplicación de adquisición de datos.

2.2 Circuito frigorífico de Compresión en Doble Etapa

2.2.1 Descripción del circuito y ciclos de trabajo

El circuito de producción de frío por doble etapa de compresión, cuyo esquema se presenta en la Figura 2. 2, es accionado por un compresor compound semi-hermético de dos etapas de compresión de la firma Carlyle, que aspira el refrigerante procedente de un depósito anti-golpe de líquido situado a la salida del evaporador. El refrigerante aspirado, es comprimido en la etapa de compresión de baja hasta la presión intermedia, donde se produce la mezcla con las corrientes procedentes del sistema de subcooler o inyección directa de líquido para provocar el enfriamiento del refrigerante entre etapas. Una vez realizada la mezcla de ambas corrientes, ésta entra en la carcasa del compresor semi-hermético, donde se refrigera el motor eléctrico, y por tanto, se produce un recalentamiento en el refrigerante. La razón de la situación del motor eléctrico en la aspiración de la etapa de alta es no someterlo a la baja temperatura correspondiente al nivel de baja presión.

A continuación, el refrigerante es aspirado por la etapa de compresión de alta, que eleva su presión hasta el nivel de condensación. A la salida del compresor no se ha dispuesto separador de aceite, ya que el aceite que se arrastra en la etapa de compresión de baja es devuelto al compresor, siendo el ratio de arrastre de aceite en la etapa de alta muy bajo (hasta 1/3 del de baja) y éste retorna a través de los conductos de los circuitos intermedios [47] . El refrigerante en forma de vapor sobrecalentado procedente de la descarga del compresor cambia de fase en un condensador de placas a contra-flujo, siendo éste enfriado por una corriente de agua procedente del sistema de evacuación de calor. Una vez condensado, el refrigerante en forma de líquido se almacena en el depósito de acumulación, el cual alimenta a las dos corrientes principales de líquido: la que se dirige hacia el evaporador a través del sistema de subenfriamiento o subcooler y la utilizada para producir el subenfriamiento. El sistema del subcooler está regulado por una válvula de expansión termostática sin compensación, cuyo bulbo de regulación se coloca a la salida del intercambiador. El refrigerante líquido, subenfriado en el subcooler, es expandido hasta la presión de evaporación mediante una válvula de expansión termostática con compensación externa, y cambia de fase en un evaporador de placas con circulación a contra-flujo.

Después de su paso por el evaporador, el refrigerante circula a través de un depósito anti-golpe de líquido, para evitar problemas de aspiración de líquido por parte del compresor. Adicionalmente al sistema de subcooler, la instalación dispone de un sistema de inyección directa de líquido, el cual expande refrigerante desde la presión de condensación, a la salida del subcooler, hasta la presión intermedia para controlar el desrecalentamiento entre etapas. Esta función es controlada por otra válvula de expansión termostática sin compensación cuyo bulbo se coloca a la entrada del compresor semi-hermético al nivel de presión intermedia. Tanto la corriente de inyección directa de líquido como la procedente del subcooler se unen en un colector

común, el cual se une a la descarga de baja del compresor antes de la entrada al compresor.

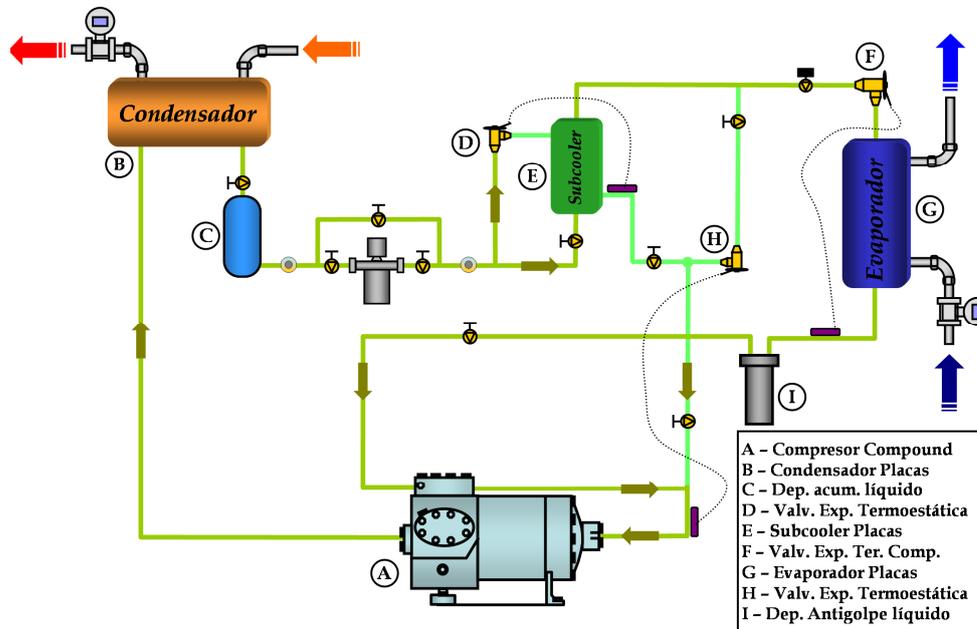


Figura 2. 2. Esquema general de la instalación de doble etapa de compresión

La instalación diseñada, permite controlar de forma independiente los sistemas de desrecalentamiento y subenfriamiento a través de válvulas de bola manuales insertadas en las líneas de refrigerante. De esta forma, es posible analizar la instalación trabajando sin ningún tipo de sistema intermedio (denotado como sistema *BASE*), funcionando con el sistema de desrecalentamiento entre etapas de inyección directa de líquido (denotado como *INY*) y funcionando con el sistema de subenfriamiento de líquido a través del subcooler (denotado como *SUBC*).

Los tres ciclos de funcionamiento de la instalación implementados responden al análisis que se pretendió realizar en la instalación, es decir, analizar el proceso de desrecalentamiento entre etapas y el de subenfriamiento del líquido. El estudio de estos dos fenómenos requiere la comparativa del funcionamiento de la instalación operando con el sistema intermedio, con una instalación idéntica funcionando sin el mismo, por lo que, el primer ciclo que se ensayó corresponde al de refrigeración en doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento (*BASE*), cuyo esquema y diagrama básico aparece en la Figura 2. 3.

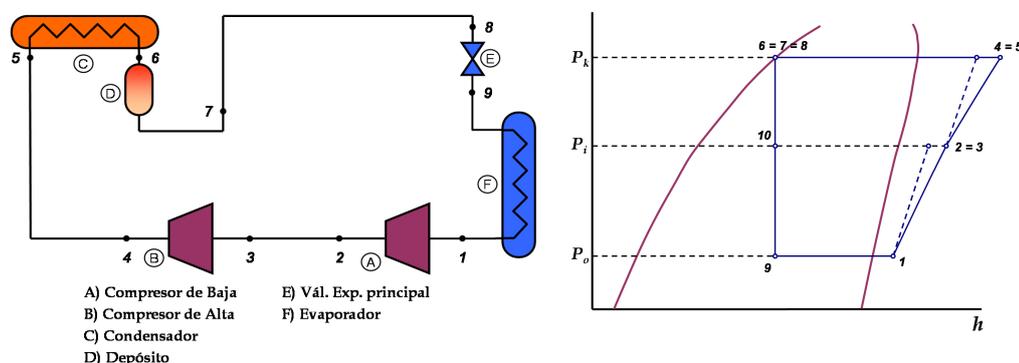


Figura 2. 3. Esquema y ciclo Ph del sistema doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento

El ciclo de funcionamiento y el tratamiento del sistema de doble etapa sin sistemas intermedios (*BASE*) son similares al de un ciclo de compresión en una sola etapa, siendo la diferencia principal que la etapa de compresión total queda dividida en dos (1-2 y 3-4). Además, en el compresor compound semi-hermético utilizado, cuya descripción se presenta más adelante, el enfriamiento del motor lo realiza el propio refrigerante mediante su paso por el compresor al nivel de presión intermedia. Por tanto, hay que tener en cuenta que entre la descarga de baja y la aspiración de alta en la instalación real se produce un recalentamiento adicional en el refrigerante. En cuanto al resto del ciclo frigorífico su principio de operación es idéntico al de una etapa de compresión simple.

El primer sistema intermedio que puede ser evaluado con la instalación experimental corresponde al sistema de desrecalentamiento entre etapas por inyección directa de líquido (Figura 2. 4). Este sistema intermedio consigue el enfriamiento entre etapas vía inyección de refrigerante expandido desde la línea de líquido subenfriado procedente del condensador hasta el nivel de presión intermedia. La función principal del sistema es conseguir la reducción de la temperatura de descarga de la etapa de compresión de alta, siendo este efecto benéfico, energéticamente hablando, solo para algunos de los refrigerantes más habituales (apartado 1.4.2.), en los que se consigue una reducción de la potencia consumida total además de permitir una reducción en la temperatura de descarga. En la instalación, dicho sistema se encuentra implementado mediante una válvula de expansión termostática sin compensación, cuyo bulbo se encuentra colocado en el puerto de entrada del refrigerante al compresor en la segunda etapa de compresión, por tanto, la temperatura controlada por el sistema no es directamente la temperatura de aspiración de la segunda etapa de compresión, sino la temperatura de entrada al motor antes de sufrir el calentamiento en el motor eléctrico del compresor. Este hecho viene condicionado por las características propias del compresor compound, ya que el motor eléctrico está en el interior del compresor, y por tanto, no es accesible el punto de aspiración en la etapa de alta.

2. Descripción de la instalación experimental

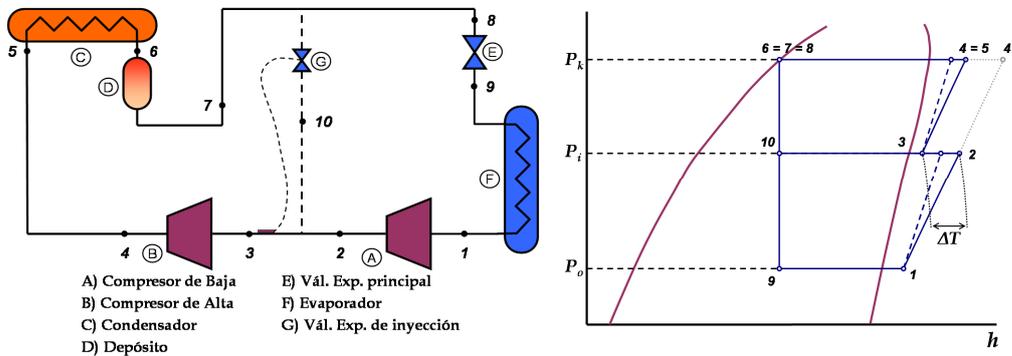


Figura 2. 4. Esquema y ciclo P-h del sistema doble etapa con sistema de desrecalentamiento de inyección directa de líquido

El segundo sistema intermedio que puede analizarse con la instalación corresponde al sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler (Figura 2. 5). Este sistema permite subenfriar la corriente principal de refrigerante líquido que se dirige al evaporador mediante la expansión de una parte del refrigerante procedente del condensador. Esta función se realiza en un intercambiador intermedio, denominado generalmente subcooler o economizador, en el que se subenfía la corriente de líquido con la evaporación de una cantidad de refrigerante previamente expandido hasta la presión intermedia. En la instalación la función del subenfriamiento se consigue con un intercambiador de placas. Este proceso está regulado por una válvula de expansión termostática sin compensación, cuyo bulbo se coloca a la salida del vapor del subcooler, permitiendo con ello controlar el grado de recalentamiento en el mismo. Este sistema intermedio, además de permitir el subenfriamiento de la corriente principal de líquido, ejerce la función de desrecalentamiento parcial entre etapas, ya que, el refrigerante evaporado que sale del subcooler (pto. 11 en Figura 2. 5) se mezcla con los vapores procedentes de la descarga de la etapa de baja produciendo un ligero grado de desrecalentamiento. El grado de desrecalentamiento alcanzado es muy inferior al conseguido con el sistema de inyección directa de líquido, puesto que la corriente que produce el enfriamiento corresponde a una corriente de vapor recalentado.

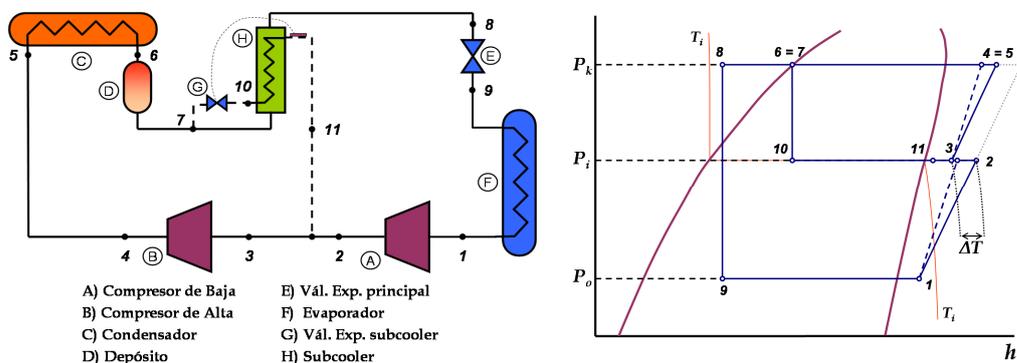


Figura 2. 5. Esquema y ciclo P-h del sistema doble etapa con sistema de subenfriamiento o subcooler

La instalación está preparada para trabajar con los fluidos refrigerantes HFC-404A y HFC-507A, los cuales corresponden a fluidos similares desde el punto de vista de propiedades termodinámicas, tal y como se analiza en el apartado 1.4.3.

A continuación se presenta un resumen de las características principales de los elementos que constituyen el sistema de compresión en doble etapa.

2.2.2 Elementos del circuito frigorífico

El elemento motor de la instalación frigorífica corresponde al compresor tipo compound CARLYLE-06CY de 3.73 kW de potencia nominal que se muestra en la Figura 2. 6. El compresor compound, cuyo rango de trabajo es de -40 a -10 °C en temperatura de evaporación, presenta 4 cilindros en la etapa de baja y 2 en la etapa de alta (Figura 2. 7), siendo todos los cilindros del compresor idénticos en cuanto a diámetro y carrera. Ambas etapas de compresor son accionadas por el mismo motor eléctrico, cuyo enfriamiento lo realiza el refrigerante en su paso al nivel de presión intermedia por el compresor. Otras características técnicas del mismo se encuentran detalladas en la Tabla 2. 1.



Figura 2. 6. Compresor Compound CARLYLE-06CY



Figura 2. 7. Distribución de cilindros

COMPRESOR COMPOUND DOBLE ETAPA		
Fabricante	CARLYLE	
Modelo	06CY-016G-103 (Compresor) 06DD-515-624 (Motor)	
Potencia nominal (kW)	3.73	
Rango operación	-10 a -40 °C (HFC-404A/HFC-507C)	
	Etapa de Baja	Etapa de Alta
Cilindros	4	2
Diámetro (mm)	31.8	31.8
Carrera (mm)	50.8	50.8
Volumen desplazado a 1450 r.p.m. (m ³ /h)	22.43	11.21

Tabla 2. 1. Características técnicas compresor Compound CARLYLE-06CY

En el compresor de la planta fue necesaria la realización de una modificación en las líneas que unen la corriente de descarga de la etapa de baja y la procedente de los sistemas intermedios. La inyección de esta última corriente, se realizaba a través de un colector situado inmediatamente en la descarga de la etapa de baja (Figura 2. 8) en el que se unían los vapores procedentes de los 4 cilindros de la etapa de baja y la corriente de los sistemas intermedios. Dicha configuración afectaba a la medida de la temperatura de descarga de la etapa de baja, por lo cual dicho colector se modificó según se muestra en la Figura 2. 9. Esta modificación realiza la unión de las corrientes en un punto alejado de la descarga de baja, por lo que la medida no se ve afectada por la temperatura de la corriente de refrigerante procedente del sistema intermedio. Adicionalmente, después de la mezcla de ambas corrientes, se dejó un largo recorrido de tubería para homogeneizar la mezcla antes de entrar de nuevo en el compresor.

El tipo de lubricante utilizado en el compresor corresponde a un aceite sintético tipo POE compatible con los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A. El lubricante utilizado es muy higroscópico, por lo que se ha colocado en la instalación un filtro de deshidratación de alta eficiencia.



Figura 2. 8. Detalle del colector de descarga de baja y corriente de sistemas intermedios antes de la modificación.



Figura 2. 9. Detalle del nuevo colector realizado para no interferir en la medida de la temperatura de descarga de baja

Los intercambiadores de la instalación, que corresponden a los intercambiadores que incorporaba la instalación de partida, son intercambiadores de placas soldadas, tanto para el evaporador (Figura 2. 10) como para el condensador (Figura 2. 11). En dichos elementos, el proceso de cambio de fase se realiza a través del intercambio de calor con un fluido secundario: mezcla de etilenglicol-agua (al 50 % en volumen) para el caso del evaporador, y agua de red para el caso del condensador. Ambos intercambiadores se encuentran aislados para minimizar las pérdidas de calor al ambiente.



Figura 2. 10. Evaporador de placas y válvula de expansión principal



Figura 2. 11. Condensador de placas

	EVAPORADOR	CONDENSADOR
Fabricante	GEA	GEA
Modelo	BP M 25/20 LL	BP M 25/10 LL
Flujo	contra flujo	contra flujo
Diseño placa	theta chevron pattern	theta chevron pattern
Número de placas	20	10
Área de intercambio (m ²)	1.239	0.6195
Volumen (m ³)	1.08 (primario) - 1.20 (secundario)	0.48 (primario) - 0.60 (secundario)
Aislamiento	ISOFOAM 454 - 30 mm - (0.035 W/m ·K)	ISOFOAM 454 - 30 mm - (0.035 W/m ·K)

Tabla 2. 2. Características técnicas del Evaporador y Condensador de placas

El proceso de evaporación se controla con una válvula de expansión termostática con compensación externa (Figura 2. 10) cuyo bulbo térmico se encuentra situado inmediatamente a la salida del evaporador. La instalación dispone de un depósito anti-golpe de líquido situado a la salida del evaporador. Este elemento tiene una importancia fundamental en la instalación, ya que por las características del evaporador, en algunos de los rangos en que se ha hecho trabajar la instalación el proceso de evaporación no se realizaba de forma completa, saliendo con ello refrigerante en forma líquida del evaporador, lo cual hubiese podido dañar el compresor. Este problema lo achacamos fundamentalmente al fluido secundario elegido en un primer momento para realizar la evaluación experimental de la instalación, propilen-glicol/agua (al 50% en volumen), que a valores bajos de temperatura presenta incrementos exponenciales de viscosidad y reducciones importantes de la conductividad térmica, lo cual provocaba que el proceso de evaporación no se realizara de forma completa y se obtenía un funcionamiento anómalo de la instalación. Este problema se solucionó con el cambio de fluido secundario a etilen-glicol/agua al 50% en volumen. Con este fluido secundario, el incremento en viscosidad y reducción en conductividad térmica son más moderados, y por tanto, se ha podido trabajar en un rango inferior de temperatura de evaporación.

El siguiente intercambiador de la instalación corresponde al intercambiador utilizado para producir el subenfriamiento de la corriente principal de líquido a la salida del condensador. El subcooler (Figura 2. 12), corresponde a un intercambiador de placas soldadas en configuración a contra flujo, en el que se produce el subenfriamiento de parte del refrigerante líquido procedente del condensador, previa expansión y evaporación de una parte de refrigerante hasta la presión intermedia del sistema. La cantidad de líquido expandido es regulada por una válvula de expansión termostática sin compensación, cuyo bulbo está colocado en la línea de salida del vapor del subcooler. La colocación del bulbo térmico no es casual, generalmente se suele colocar a la entrada del refrigerante al motor semi-hermético en la segunda etapa de compresión para controlar, además del subenfriamiento, el

desrecalentamiento entre etapas. En este trabajo, puesto que el efecto que interesa analizar es el subenfriamiento del líquido, el bulbo térmico se colocó a la salida del subcooler de forma que se controlara el recalentamiento del vapor a la salida del mismo. Las características técnicas del subcooler se detallan en la Tabla 2. 3.



Figura 2. 12. Subcooler de placas y válvula de expansión del subcooler

SUBCOOLER DE PLACAS SOLDADAS	
Fabricante	GEA
Modelo	BP M 18/8 LL
Flujo	contra flujo
Diseño placa	theta chevron pattern
Número de placas	8
Área de intercambio (m ²)	0.2865
Volumen (m ³)	0.17 (primario) - 0.22 (secundario)
Aislamiento	ISOFOAM 454 - 30 mm - (0.035 W/m ·K)

Tabla 2. 3. Características técnicas del subcooler

2.3 Sistema de medida y adquisición de datos

La instalación experimental de compresión en doble etapa está dotada de un sistema de medida y adquisición de datos que se detalla en el presente apartado.

El desarrollo del sistema de medida y el sistema de adquisición de datos son fruto de la experiencia adquirida en el análisis experimental previo realizado en una planta de refrigeración por compresión simple [45] [46] , en la que se aplicaron técnicas similares a las del presente trabajo.

2.3.1 Elementos de medida

Los elementos de medida utilizados y su ubicación en la planta frigorífica aparecen representados en el esquema de la Figura 2. 13.

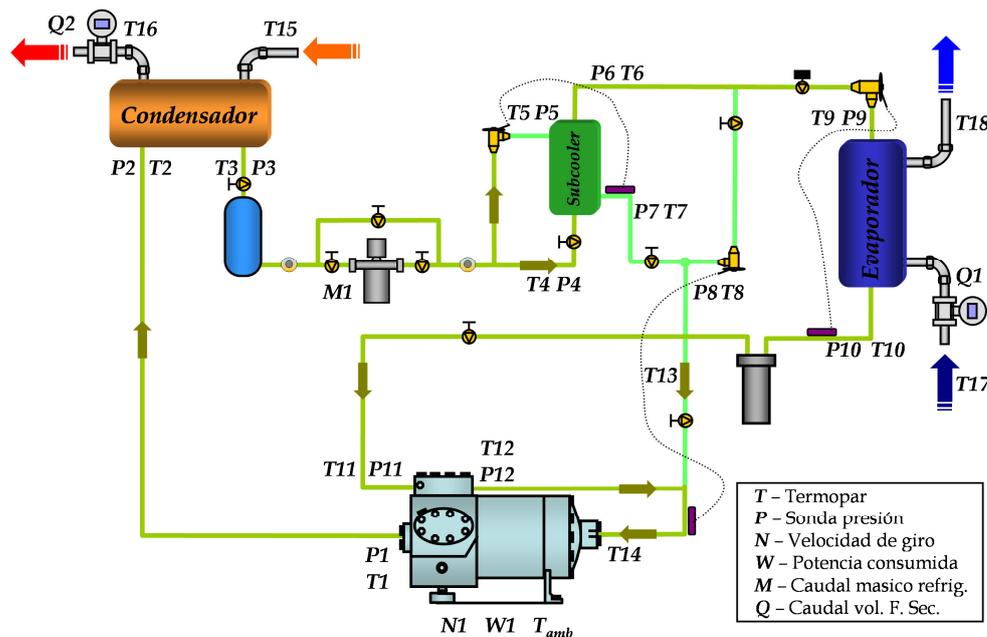


Figura 2. 13. Sensores y ubicación en la instalación experimental

El conjunto de sensores utilizados en la instalación se detalla a continuación:

- 19 termopares tipo T (cobre/cobre-níquel) sin recubrimiento de teflón con unión expuesta para la medición de temperatura. Se ha elegido este tipo de sensor principalmente por su simplicidad y bajo coste, además que, su inercia térmica y el correspondiente tiempo de respuesta es pequeño en comparación con sondas resistivas como las Pt100. Por otra parte, el grado de incertidumbre de los mismos es de un orden de magnitud similar al que se

alcanza con la sonda resistiva anteriormente mencionada. De los 19 termopares, 14 se utilizan para la medida de la temperatura del refrigerante, 4 para la medida de temperatura en los fluidos secundarios y 1 para la medición de la temperatura ambiente. La colocación de todos ellos, a excepción del utilizado para la temperatura ambiente que está al aire, se ha realizado sobre la superficie de las tuberías de la instalación, colocando la unión de medida del termopar sobre una almohadilla térmica de alta conductividad sobre la tubería (Figura 2. 14) y aislando térmicamente el conjunto del ambiente con armaflex de baja conductividad térmica (Figura 2. 15).



Figura 2. 14. Colocación de termopar en superficie de las tuberías

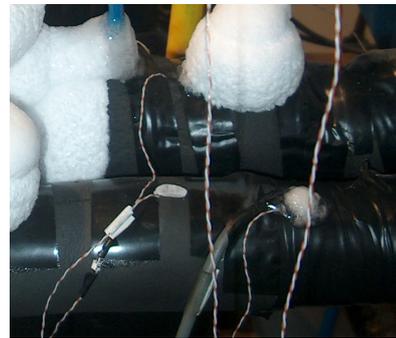


Figura 2. 15. Aislamiento del termopar de superficie

- 12 sensores piezoeléctricos de presión marca PMA, modelo P31. Cinco tienen un rango de medida de 0-40 bar. y se han colocado en la línea de alta presión, que va desde la descarga del compresor en la etapa de alta hasta la entrada a la válvula de expansión del evaporador. Siete con rango de medida 0-10 bar. colocados en las líneas a media y baja presión. La conexión de las sondas de presión a las tuberías por las que circula el refrigerante se ha realizado mediante una T soldada a la tubería y un manguito flexible (Figura 2. 16) que une la T a la sondas colocadas encima de la bancada de la instalación (Figura 2. 17).



Figura 2. 16. Detalle conexión líneas de medida de presión

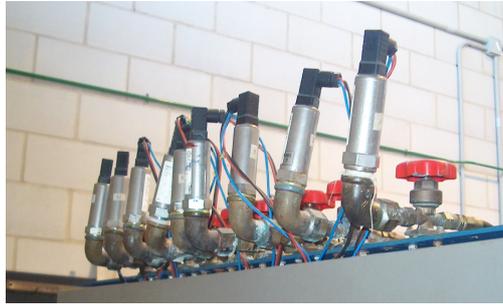


Figura 2. 17. Ubicación de sondas de presión en la instalación

- 1 caudalímetro de efecto Coriolis, marca Rheonik, para la medida del caudal de refrigerante circulante por la instalación (Figura 2. 18). Dicho caudalímetro se ha situado en la línea de líquido de salida del depósito de acumulación de refrigerante a la salida del condensador, de forma que permite medir el caudal circulante por el condensador. La obtención de los caudales de refrigerante circulantes por las derivaciones de los circuitos intermedios se realizan en base al balance energético en subcooler, en el caso del sistema de subenfriamiento de líquido, y en base al balance energético en el punto de mezcla de la corriente de inyección y la de descarga de baja, para el caso del sistema de inyección directa de líquido. En el apartado 2.3.2 se detalla el procedimiento de cálculo de los caudales máscicos de refrigerante secundarios.



Figura 2. 18. Caudalímetro Coriolis



Figura 2. 19. Caudalímetro magnético del circuito del evaporador

- 2 caudalímetros magnéticos, de la marca Yokogawa, para la medida de los caudales volumétricos de fluido secundario circulantes por el evaporador (Figura 2. 19) y condensador. Dichos caudalímetros se han colocado para realizar la validación de los datos medidos en el circuito del refrigerante, siendo ésta realizada comparando las potencias transferidas por el refrigerante y fluido secundario en ambos intercambiadores. Por las

características de los sistemas de regulación y control utilizados en la instalación el caudalímetro del evaporador se sitúa a la entrada y el del condensador a la salida.

- 1 vatímetro digital, marca Camille Bauer A-2000, para la medida del consumo del compresor (Figura 2. 20). Este dispositivo se ha situado a la salida del variador de frecuencia que alimenta el compresor, para registrar únicamente el consumo eléctrico del compresor, mediante tres transformadores de corriente (Figura 2. 21).



Figura 2. 20. Vatímetro digital



Figura 2. 21. Transformadores de intensidad para medida del consumo

- La medida de la velocidad de giro del compresor, al tratarse de un compresor semi-hermético, no se puede realizar directamente puesto que no existen partes móviles accesibles sobre las que medir la velocidad de giro del compresor. El método seguido para la obtención de la velocidad de giro del compresor ha consistido en la calibración de una de las señales de salida del variador de frecuencia que alimenta el compresor de la planta. Una de las señales que dispone el variador de frecuencia es la velocidad estimada de giro del compresor. Se ha tomado dicha señal y se ha calibrado utilizando un sistema de análisis de vibraciones que obtiene la frecuencia fundamental de embolada del compresor con un acelerómetro colocado perpendicularmente a la culata de uno de los pistones, y a partir esta vibración se ha obtenido la frecuencia fundamental. Con esta frecuencia se obtiene la velocidad de giro del compresor y con ello la calibración de la señal de salida del variador de frecuencia.

Todos los elementos de medida anteriormente mencionados han sido calibrados, bien en nuestro laboratorio, bien por laboratorios externos. En el caso de los termopares tipo T, la calibración ha sido realizada por el fabricante en un rango de temperaturas de -40 a 120 °C. Las sondas de presión se han calibrado utilizando una bomba hidráulica de aceite, comparando la medida en presión del sensor con una sonda patrón digital de la marca BETA (Figura 2. 22) en dos rangos de presión (0-10 bar. para baja y media presión y 0-40 bar. par alta presión). El resto de elementos: el caudalímetro Coriolis, los caudalímetros magnéticos y el vatímetro digital, han sido calibrados por el fabricante o por laboratorios externos.

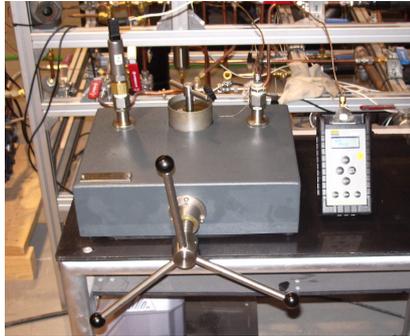


Figura 2. 22. Sistema de calibración sondas de presión

Los rangos de medida de cada uno de los sensores y las incertidumbres de medida asociadas se muestran en la Tabla 2. 4.

2. Descripción de la instalación experimental

SENSOR	TIPO	RANGO	UBICACIÓN	CALIBRACIÓN	ERROR
<i>SENSORES DE TEMPERATURA</i>					
T1	Termopar-T	-40 - 120 °C	Descarga alta	Fabricante	0.5 °C
T2	Termopar-T	-40 - 120 °C	Entrada condensador	Fabricante	0.5 °C
T3	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida condensador	Fabricante	0.5 °C
T4	Termopar-T	-40 - 120 °C	Entrada Subcooler	Fabricante	0.5 °C
T5	Termopar-T	-40 - 120 °C	Después expansión entrada subcooler	Fabricante	0.5 °C
T6	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida Subcooler	Fabricante	0.5 °C
T7	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida Subcooler	Fabricante	0.5 °C
T8	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida V. Exp. Inyección	Fabricante	0.5 °C
T9	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida V. Exp. Evaporador	Fabricante	0.5 °C
T10	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida Evaporador	Fabricante	0.5 °C
T11	Termopar-T	-40 - 120 °C	Aspiración Baja	Fabricante	0.5 °C
T12	Termopar-T	-40 - 120 °C	Descarga Baja	Fabricante	0.5 °C
T13	Termopar-T	-40 - 120 °C	Corriente inyección etapas	Fabricante	0.5 °C
T14	Termopar-T	-40 - 120 °C	Entrada Motor (Pres. Intermedia)	Fabricante	0.5 °C
T15	Termopar-T	-40 - 120 °C	Entrada F. Sec. Condensador	Fabricante	0.5 °C
T16	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida F. Sec. Condensador	Fabricante	0.5 °C
T17	Termopar-T	-40 - 120 °C	Entrada F. Sec. Evaporador	Fabricante	0.5 °C
T18	Termopar-T	-40 - 120 °C	Salida F. Sec. Evaporador	Fabricante	0.5 °C
Tamb	Termopar-T	-40 - 120 °C	Ambiente (aire)	Fabricante	0.5 °C
<i>SENSORES DE PRESIÓN</i>					
P1	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 40 bar	Descarga alta presión	P = 4.03903 V+0.63866	0.04 bar
P2	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 40 bar	Entrada Condensador	P = 4.03583 V+0.76021	0.04 bar
P3	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 40 bar	Salida Condensador	P = 4.03989 V+0.72308	0.04 bar
P4	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 40 bar	Después caudal. / Entrada Sub.	P = 4.0375 V+0.88004	0.04 bar
P5	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Salida V. Exp. Subc.	P = 4.03368 V+0.85457	0.01 bar
P6	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 40 bar	Salida Líq. Subcooler	P = 3.97229 V+1.01971	0.04 bar
P7	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Salida Vapor Subc.	P = 3.97679 V+0.90051	0.01 bar
P8	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Salida V. Exp. Iny.	P = 3.97229 V+1.03379	0.01 bar
P9	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Salida V. Exp. Evap.	P = 3.96744 V+1.03154	0.01 bar
P10	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Salida Evaporador	P = 3.97501 V+0.92494	0.01 bar
P11	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Aspiración Baja	P = 3.97348 V+1.02075	0.01 bar
P12	Trans. Pres. 0-10 V	0 - 10 bar	Descarga Baja	P = 3.98042 V+1.15344	0.01 bar
<i>CAUDALÍMETROS</i>					
M1	Caudalímetro Coriolis 4-20 mA	0.1 - 5 kg/min	Salida líquido depósito acumulación	M = 312.5 I - 1.25	0.22 % lectura
Q1	Caudalímetro Magnético 4-20 mA	0 - 3.534 m³/h	Entrada F. Sec. al Evaporador	Q = 220.88 I - 0.8835	0.33 % lectura
Q2	Caudalímetro Magnético 4-20 mA	0 - 3.332 m³/h	Retorno de F. Sec. del Condensador	Q = 208.25 I - 0.833	0.33 % lectura
<i>OTROS</i>					
N1	Señal Variador Frec. 4-20 mA	1050 - 1500 rpm	Señal del Variador	N = 174 I	1.3 % lectura
W1	Watímetro digital 4-20 mA	0 - 6 kW	A la entrada del motor del compresor	Pc = 375 I-1.5	0.5% lectura
Q (m³/h) M (kg/min) I (Amperios) V (Voltios) P (bar) Pc (kW) N (rpm)					

Tabla 2. 4. Rangos, rectas de calibración e incertidumbres de medida de los sensores utilizados

2.3.2 Cálculo de propiedades en la instalación

En base a los datos registrados utilizando los sensores detallados en el apartado 2.3.1, se calculan las propiedades y estados termodinámicos de la instalación frigorífica según el procedimiento que se detalla a continuación.

Para la realización del cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante en ningún caso se ha tenido en cuenta el posible arrastre de aceite por el refrigerante en la instalación. Esta simplificación es asumible puesto que la validación de las potencias térmicas intercambiadas entre los fluidos está en torno al 5% de desviación, tal y como se muestra en el Capítulo 3.

Estados termodinámicos del refrigerante

Con valor de presión absoluta y temperatura registradas por los elementos de medida, se evalúan las propiedades del refrigerante utilizando las rutinas de cálculo del REFPROP v7.0 [41] con el estado de referencia del Instituto Internacional del Frío ($h = 200 \text{ kJ/kg}$ y $s = 1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ para líquido saturado a 0 K), los estados termodinámicos siguientes:

- Punto 1: Descarga de la etapa de alta
- Punto 2: Entrada al condensador
- Punto 3: Salida del condensador. La salida de refrigerante del condensador es siempre en líquido subenfriado.
- Punto 4: Entrada de líquido al subcooler: Después del paso por el depósito de acumulación de refrigerante de la instalación, el estado del refrigerante a la entrada del subcooler resulta siempre en líquido subenfriado.
- Punto 6: Salida del líquido del subcooler: Tanto si el sistema de subenfriamiento de líquido se encuentra funcionando como si no, las condiciones de salida del refrigerante del subcooler son siempre en forma de líquido subenfriado, por lo que se evalúa su estado a partir de presión y temperatura.
- Punto 7: Salida de vapor del subcooler: La válvula de expansión del subcooler, cuyo bulbo térmico se encuentra colocado a la salida del subcooler, asegura un grado de recalentamiento mínimo a la salida del intercambiador. Por tanto, a partir de presión y temperatura, pueden evaluarse las propiedades termodinámicas del refrigerante en este punto.
- Punto 10: Salida del refrigerante del evaporador: La válvula termostática del evaporador asegura siempre que la salida de refrigerante del mismo tenga un grado de subenfriamiento mínimo, por lo que su estado se evalúa con presión y temperatura.

- Punto 11: Aspiración de la etapa de baja.
- Punto 12: Descarga de la etapa de baja.
- Punto 13: Punto de unión de los sistemas de inyección directa de líquido y subcooler. En este punto únicamente se evalúa la temperatura para comprobar el correcto funcionamiento de los sistemas.
- Punto 14: Entrada al compresor a media presión: Por las características de la instalación y los tipos de ensayos realizados, se ha asegurado que la entrada de refrigerante al compresor sea siempre en forma de vapor recalentado. Además, en el caso de utilizar el sistema de inyección directa de líquido, debido a las modificaciones realizadas en el colector de desrecalentamiento (Figura 2. 9), se ha asegurado una buena mezcla de las corrientes de descarga de baja y de inyección.

Los puntos correspondientes a la salida de las válvulas de expansión se evalúan considerando una expansión isentálpica:

- Punto 9: Entrada al evaporador: La entalpía de dicho punto se asimila a la entalpía del Punto 6, correspondiente a la entrada del líquido subenfriado a alta presión a la válvula de expansión del evaporador.
- Punto 8: Salida del refrigerante del sistema de inyección directa de líquido. La entalpía de este punto se considera igual a la entalpía del Punto 6.
- Punto 5: Entrada de vapor al subcooler. Se considera una entalpía idéntica a la del Punto 4 de entrada de líquido a la válvula de expansión del subcooler.

El punto de aspiración de la etapa de alta, por las características constructivas del compresor, no puede medirse directamente mediante un termopar de superficie o inmersión. El estado termodinámico de este punto se ha calculado indirectamente a partir de la relación de los caudales máscicos en el compresor compound (1. 34). En el cálculo se ha supuesto que ambas etapas de compresión tienen la misma tendencia en cuanto a rendimiento volumétrico, y éste viene representado por la expresión (2. 1), correspondiente al rendimiento volumétrico de la etapa de baja obtenido por regresión de los datos experimentales (Figura 2. 23). Esta suposición se basa en que todos los cilindros en la etapa de baja y en la etapa de alta son iguales en cuanto a diámetro y carrera, por lo tanto es esperable que presenten una tendencia de rendimiento volumétrico similar. Por lo tanto, a partir de los caudales máscicos circulantes y el volumen de aspiración de la etapa de baja, se obtiene el volumen específico de aspiración en la etapa de alta con la expresión (2. 2).

$$\eta_v = 1.054 - 0.1757 \cdot t \quad (2. 1)$$

$$V_{asp,A} = V_{asp,B} \cdot \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_k} \cdot \frac{\eta_{v,A}}{\eta_{v,B}} \cdot \frac{\dot{V}_{G,B}}{\dot{V}_{G,A}} \quad (2.2)$$

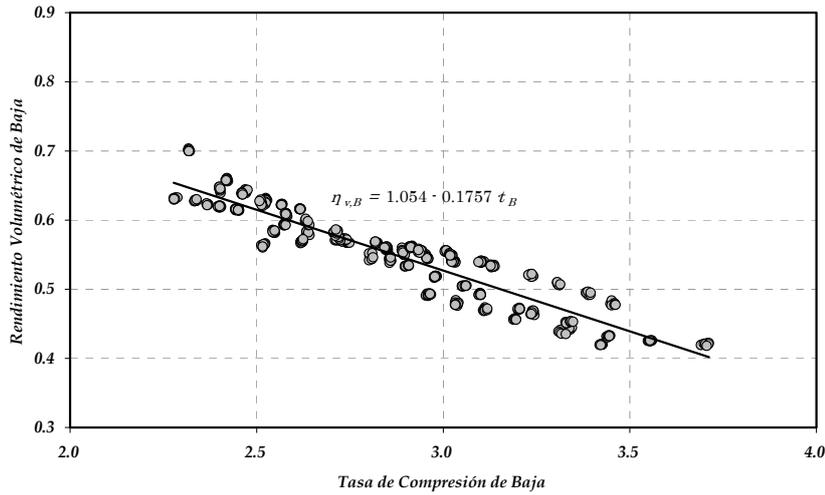


Figura 2. 23. Rendimiento volumétrico de la etapa de baja

Caudales máscos de refrigerante en la instalación

Dado que en la instalación solo se dispone de un caudalímetro de refrigerante, situado en la línea de salida del depósito de acumulación, los caudales restantes circulantes por la instalación se estimaron a partir de balances energéticos.

- Caudal de refrigerante por condensador: Este valor es obtenido directamente a partir de la medida del caudalímetro Coriolis situado a la salida del depósito de acumulación.
- Caudal de refrigerante por evaporador: Este valor se obtiene de forma indirecta a través de balances energéticos en la instalación, dependiendo del tipo de configuración intermedia:
 - o Sistema de subenfriamiento de líquido o subcooler: En este caso el caudal circulante por el evaporador se obtiene a partir del balance energético en el intercambiador de subenfriamiento o subcooler (Figura 2. 24), utilizando la expresión (2. 3), en la que se ha considerado expansión isentálpica para obtener la entalpía del punto 5.

$$\dot{m}_B = \dot{m}_A \cdot \frac{h_7 - h_5}{h_7 - h_6} \quad (2.3)$$

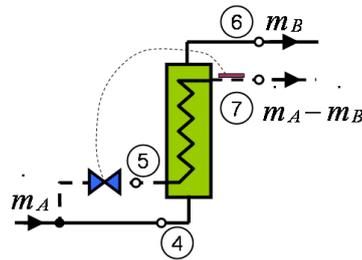


Figura 2. 24. Esquema del subcooler

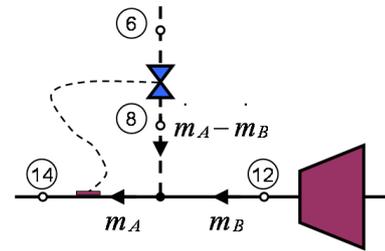


Figura 2. 25. Esquema punto de unión corriente inyección y descarga de baja

- Sistema de de inyección directa de líquido: La obtención del caudal de refrigerante circulante por el evaporador se realiza mediante el balance en el punto de mezcla de las corrientes de inyección directa de líquido y de descarga de baja (Figura 2. 25), según la expresión (2. 4).

$$m_B = m_A \cdot \frac{h_{14} - h_8}{h_{12} - h_8} \quad (2. 4)$$

En el caso del sistema de inyección directa de líquido, para evitar errores en la medida de la temperatura de descarga de la etapa de baja y de la temperatura después del punto de mezcla se realizó la modificación en el colector de descarga mostrada en la Figura 2. 9. La colocación de los sensores de medida en el colector intermedio aparece representada en la Figura 2. 26.

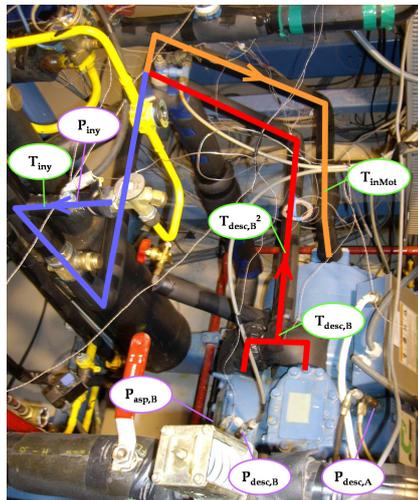


Figura 2. 26. Conexión corriente de inyección directa de líquido y ubicación de sensores en el compresor

- Caudal de refrigerante por subcooler: El valor del caudal circulante a través del subcooler se obtiene por diferencia entre el caudal de refrigerante circulante por el condensador y el circulante por el evaporador calculado con la expresión (2. 3). Adicionalmente, se ha comprobado la dispersión entre el caudal circulante por subcooler obtenido por diferencia, con el obtenido a través del balance en el punto de mezcla de las corrientes de refrigerante en la zona intermedia, obteniendo una diferencia máxima para todos los ensayos del 1.02 %.
- Caudal de refrigerante por sistema de inyección directa de líquido: El caudal inyectado para producir el desrecalentamiento entre etapas es obtenido a partir de la diferencia entre el caudal circulante por el condensador y el caudal circulante por el evaporador evaluado según la expresión (2. 4).

Propiedades de los fluidos secundarios

Según se detalla en el apartado 2.4, el aporte y disipación de carga térmica a la instalación de refrigeración se ha realizado utilizando fluidos secundarios en forma líquida en los intercambiadores, debido fundamentalmente a que la medida con líquidos, en vez de aire, permite medir y controlar con mayor precisión el estado de la instalación, y por tanto, es más precisa la validación de los datos obtenidos en el circuito del refrigerante.

En el caso del circuito del evaporador, que se detalla en el apartado 2.4.2, se ha utilizado como fluido secundario una solución de etilen-glicol/agua al 50% en volumen, cuyo punto de congelación es de aproximadamente -38 °C [48] , y en el caso del circuito del condensador agua de red.

Las propiedades de la solución etilen-glicol/agua, al 50% en volumen, se han evaluado utilizando polinomios interpolados en base al ASHRAE Fundamentals 2005 [48] , resultando la expresión (2. 5) para la densidad y (2. 6) para el calor específico a presión constante, donde la temperatura se expresa en °C.

$$\rho \left(\text{kg/m}^3 \right) = - 2.146 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 + 1.257 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 - 2.432 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 0.3382 \cdot T + 1081 \quad (2. 5)$$

$$c_p \left(\text{kJ/kg} \cdot \text{K} \right) = - 8.735 \cdot 10^{-13} \cdot T^4 - 4.722 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 + 1.941 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 3.861 \cdot 10^{-3} \cdot T + 3.203 \quad (2. 6)$$

En el caso del agua pura se han utilizado las rutinas de cálculo del REFPROP v.7.0 [41] para el agua, considerando una presión constante de 3 bar., que corresponde a la presión de trabajo del sistema de disipación de calor en el condensador.

2.3.3 Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos desarrollado para monitorizar la instalación, está constituido por diferentes grupos en función de los elementos que lo componen (Figura 2. 27). El primer grupo está formado por los elementos de medida de la instalación, es decir, las sondas de temperatura, presión, caudalímetros, etc., que se han sido detalladas en el apartado 2.3.1.

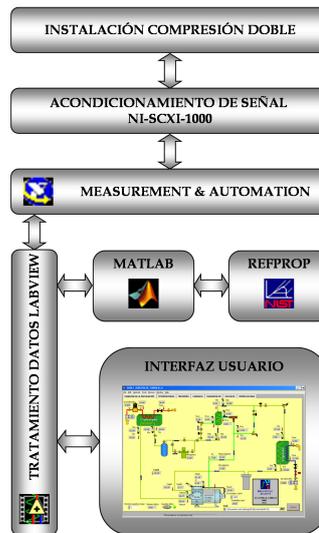


Figura 2. 27. Esquema modular del sistema de adquisición de datos

El segundo grupo está constituido por el equipo de adquisición y tratamiento de señal SCXI-1000 de National Instruments® (Figura 2. 28). Este equipo se encarga de acondicionar las señales procedentes de los sensores eliminando el ruido de alta frecuencia a través de dos módulos de acondicionamiento, el módulo SCXI-1308 para señales de intensidad y el módulo SCXI-1303 para señales de tensión. Una vez acondicionadas las señales, el equipo de adquisición comunica con la tarjeta del ordenador PCI-6221-M.



Figura 2. 28. Unidad de adquisición y tratamiento de datos National Instruments. SCXI-1000

La tarjeta de adquisición de datos del PC conecta con el módulo de tratamiento de la señal, en que el programa Measurement & Automation® transforma la señales de tensión e intensidad, a magnitudes físicas utilizando a las curvas de calibración de los elementos (Tabla 2. 4), y una vez transformadas vuelca los datos al programa de cálculo desarrollado en base a LabView® [44] .

La aplicación de tratamiento de datos (Figura 2. 29) permite la visualización de las variables de estado medidas con el sistema de adquisición, pero además conecta con Matlab®, y éste a su vez con las librerías dinámicas de Refprop v.7.0 [41] para evaluar las propiedades termodinámicas de los fluidos de la instalación. De esta manera, la aplicación de adquisición de datos permite obtener en tiempo real el estado termodinámico de la instalación, evaluando el diagrama P-h (Figura 2. 29), la validación de potencias en el evaporador y condensador, el COP, los recalentamientos y subenfriamiento.

A su vez, la aplicación de adquisición de datos, a través de un módulo de salidas de control, permite regular la velocidad de giro del compresor desde la aplicación. Se han realizado tests de funcionamiento en régimen de giro del compresor variables, aunque no se detallan en la presente tesis por no aportar información relevante.

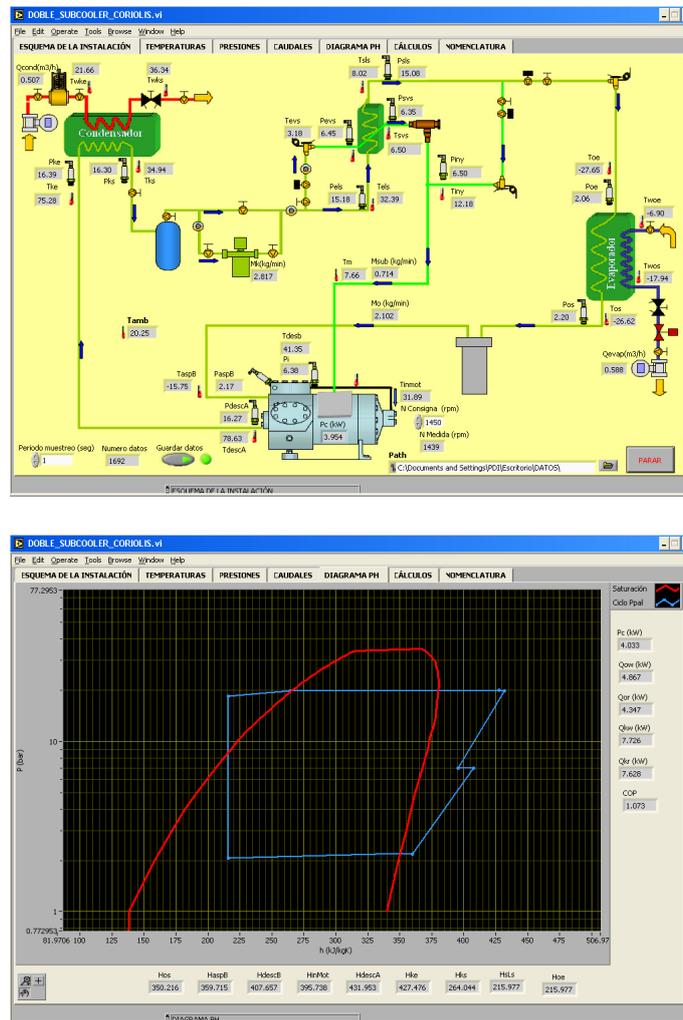


Figura 2. 29. Aplicación de adquisición de datos

Por otra parte es posible controlar desde la propia aplicación el periodo de muestreo, que en el caso de los ensayos realizados en el presente trabajo se ha fijado a 12 segundos. De esta forma, cada uno de los estacionarios de funcionamiento de la instalación se representa por un total de 10 valores, siendo cada uno de ellos el promedio de 10 valores registrados por el sistema de adquisición de datos. De esta forma, cada punto de análisis de la instalación representa el comportamiento de la instalación durante 20 minutos.

Información más detallada del sistema de adquisición de datos de la instalación frigorífica de doble etapa y de otras pertenecientes al grupo de investigación puede encontrarse en diferentes publicaciones del grupo de investigación [45].

2.4 Circuitos de Regulación de la Instalación

Para realizar el análisis en régimen estacionario de la instalación trabajando con los diferentes sistemas intermedios, se han requerido sistemas de regulación propios y externos a la instalación de producción de frío para poder simular diferentes condiciones de operación, es decir, para simular el funcionamiento en diferentes niveles de temperatura de evaporación y condensación. Entre estos elementos se incluyen los elementos propios de regulación de la propia instalación, el circuito de aporte de carga térmica al evaporador y el circuito de disipación de calor del condensador.

Los circuitos secundarios son circuitos versátiles que se han diseñado para poder trabajar con las diferentes instalaciones que dispone el grupo de investigación. Se han elegido fluidos secundarios en forma líquida, como en otros trabajos del grupo de investigación [7] [46], puesto que permiten un mayor control sobre las condiciones de ensayo en la instalación frigorífica, además de permitir una validación más precisa de los datos obtenidos en el circuito de refrigerante.

Como se detalla en el Capítulo 3 de análisis de datos, el análisis de la instalación y sus diferentes sistemas intermedios de funcionamiento se ha realizado en base a diferentes tipos de ensayos:

- Ensayos de variación de presión de evaporación con condensación constante: En este tipo de ensayos se ha evaluado el comportamiento en régimen permanente de la instalación trabajando en un amplio rango de temperaturas de evaporación con una misma presión de condensación, representado con ello prácticamente todo el rango de operación del compresor (-10 a -40°C).
- Ensayos de variación de presión de condensación con evaporación constante: En este tipo de ensayos se ha evaluado el comportamiento de la instalación, a dos niveles de evaporación (-36 y -30 °C), ante variaciones de la temperatura de condensación (31 a 50°C). En este trabajo únicamente se presentan los datos de evaluación de la instalación correspondientes a temperatura de evaporación fija de -36 °C, puesto que, el comportamiento de la misma a -30°C sigue una misma tendencia.
- Ensayos de variación del grado de subenfriamiento en subcooler con presiones fijas: Se ha evaluado experimentalmente la variación del grado de subenfriamiento en subcooler a presión de condensación y evaporación fijas. La regulación del ensayo se ha realizado regulando el recalentamiento de la válvula de expansión que controla el subcooler.
- Ensayos de variación del desrecalentamiento entre etapas, mediante el sistema de inyección directa de líquido, con presiones fijas: Se ha evaluado experimentalmente la variación de condiciones de desrecalentamiento entre etapas, a presión de condensación y evaporación fijas, con el sistema de inyección directa de líquido. La regulación se ha realizado mediante la

variación del recalentamiento de la válvula que controla dicho sistema intermedio.

- Otros ensayos: Adicionalmente a los anteriores, se ha evaluado el comportamiento de la instalación trabajando con los diferentes sistemas intermedios ante variaciones de velocidad de giro del compresor. La regulación para estos ensayos se ha realizado utilizando el variador de frecuencia que alimenta el compresor. Adicionalmente, se han realizado ensayos de variación del recalentamiento útil en el evaporador, mediante la regulación del mismo con la válvula de expansión que controla el evaporador.

Con estos tipos de ensayos la instalación queda suficientemente analizada, puesto que se obtienen conclusiones del comportamiento experimental de la planta en un amplio rango de temperaturas de evaporación (-10 a -40°C) y de condensación (31 a 50°C), analizándose con detalle el proceso de subenfriamiento y desrecalentamiento entre etapas. Adicionalmente, se ha evaluado el comportamiento de la planta ante variaciones de diferentes parámetros de funcionamiento, como es el recalentamiento útil y variación de velocidad de giro del compresor.

A continuación se detallan los circuitos de regulación del evaporador y condensador de la planta frigorífica.

2.4.1 Circuito de fluido secundario en evaporador

Para poder controlar las condiciones de evaporación en la instalación de doble etapa de compresión se ha desarrollado la instalación de control que se muestra en la Figura 2. 30.

Dicha instalación consiste en un circuito cerrado en que el aporte de calor se realiza en base a resistencias eléctricas controladas por un regulador PID. El sistema permite mantener unas condiciones de impulsión constantes al evaporador de la instalación frigorífica, de forma que se consigue mantener la temperatura y/o presión de evaporación constante durante los ensayos.

La instalación está constituida por un tanque de 500 litros de una mezcla de etilenglicol/agua al 50% en volumen (T^a congelación -38°C aprox.), cuya temperatura se mantiene constante vía regulación de la potencia eléctrica que introducen las resistencias eléctricas de inmersión (17.4 kW) controladas por el regulador, cuya referencia (sonda PT-100) se encuentra en la línea de impulsión a la instalación frigorífica. La instalación dispone de una bomba de recirculación para homogeneizar la temperatura dentro del depósito. Además, dispone de una bomba de impulsión controlada con un variador de velocidad, de forma que, es posible controlar además de la temperatura de impulsión, el caudal de fluido secundario que circula por la instalación frigorífica.

Adicionalmente a los sistemas de regulación propios de la instalación, se ha colocado un caudalímetro magnético para medir el caudal volumétrico de fluido secundario de impulsión a la instalación frigorífica, para poder realizar la validación de los datos experimentales medidos en el circuito de refrigerante. La validación de los datos se muestra en el Capítulo 3.

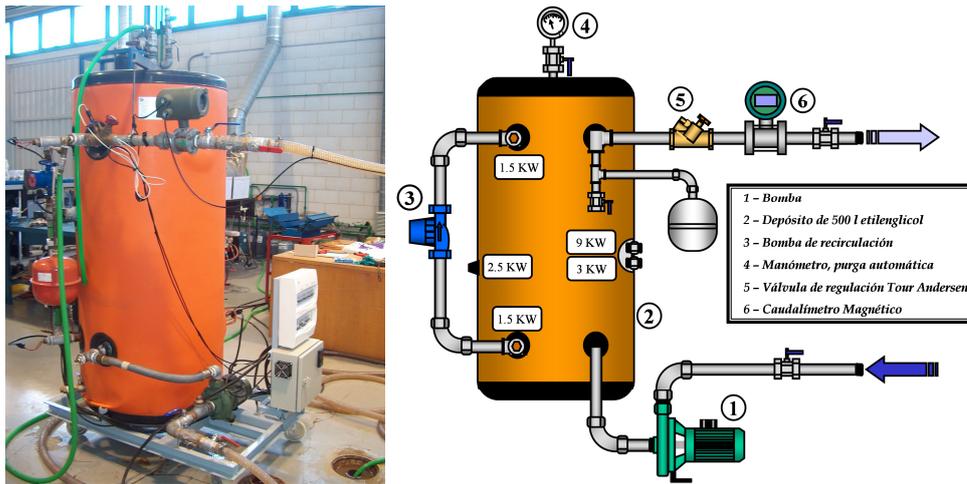


Figura 2. 30. Imagen y esquema del circuito de fluido secundario del evaporador

Las pruebas iniciales con la instalación experimental de doble etapa se realizaron con un fluido secundario formado por propilen-glicol/agua al 50% en volumen, cuyo punto de congelación es aproximadamente de -33°C . Durante estas pruebas, se comprobó que el incremento de viscosidad del propilen-glicol a bajas temperaturas (Figura 2. 31) implicaba una reducción de los coeficientes de transmisión de calor, y por tanto, se llegaban a condiciones de operación de la instalación donde el intercambio térmico con el fluido secundario no conseguía evaporar completamente el refrigerante, y por tanto, se obtenía un funcionamiento anómalo de la instalación. Este funcionamiento anómalo puede observarse en la Figura 2. 32, donde aparecen las culatas de los cilindros de la etapa de baja congelados al trabajar a bajas temperaturas de fluido secundario cuando se utilizaba propilen-glicol/agua al 50% en volumen.

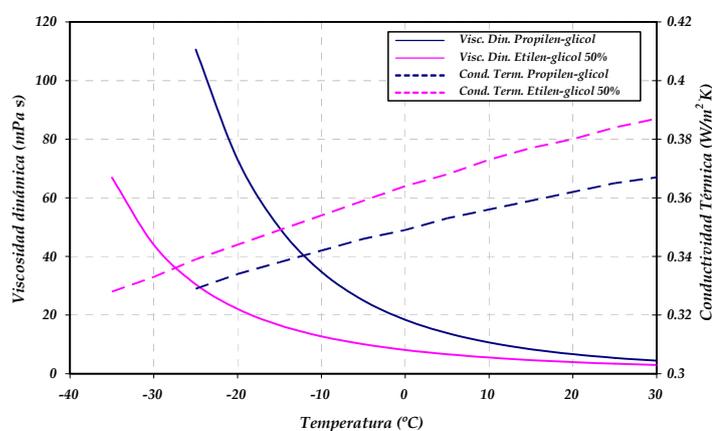


Figura 2. 31. Viscosidad dinámica y conductividad térmica del etileno- y propileno-glicol/agua al 50% en Vol.



Figura 2. 32. Detalle de congelación de los cilindros de la etapa de compresión de baja durante el funcionamiento anómalo con propileno-glicol/agua al 50% en volumen

La solución a este problema consistió en reemplazar el fluido secundario por una mezcla de etileno-glicol/agua al 50% en volumen. Este fluido secundario presenta un incremento moderado de la viscosidad a bajas temperaturas (Figura 2. 31), y por tanto, permite trabajar prácticamente hasta unos 5°C por encima de su límite de congelación.

Las propiedades del fluido secundario se han evaluado utilizando polinomios interpolados en base los datos del ASHRAE [48] , siendo las expresiones utilizadas para evaluar las propiedades de la mezcla etileno-glicol/agua al 50% en volumen la expresión (2. 5) para la densidad y la expresión (2. 6) para el calor específico.

2.4.2 Circuito de disipación del condensador

De forma análoga al circuito de fluido secundario del evaporador, se ha desarrollado una instalación independiente para controlar las condiciones de condensación en la instalación frigorífica.

La instalación o circuito de disipación del condensador (Figura 2. 33), está formada por una máquina enfriadora de 14 kW de potencia frigorífica y dos aerotérmos para disipar el calor absorbido por el fluido secundario en la instalación frigorífica. La bomba de impulsión de fluido de la instalación dispone de un variador de velocidad que permite la regulación de caudal de impulsión al condensador, además, los aerotérmos disponen de un variador de frecuencia monofásico para controlar el régimen de giro, y con ello regular la temperatura de impulsión del fluido secundario al condensador, que en este caso se realiza de forma manual. Se ha dispuesto, al igual que en el circuito del evaporador, un caudalímetro magnético en la línea de retorno de fluido secundario del condensador para realizar la validación de los datos obtenidos en el circuito de refrigerante.

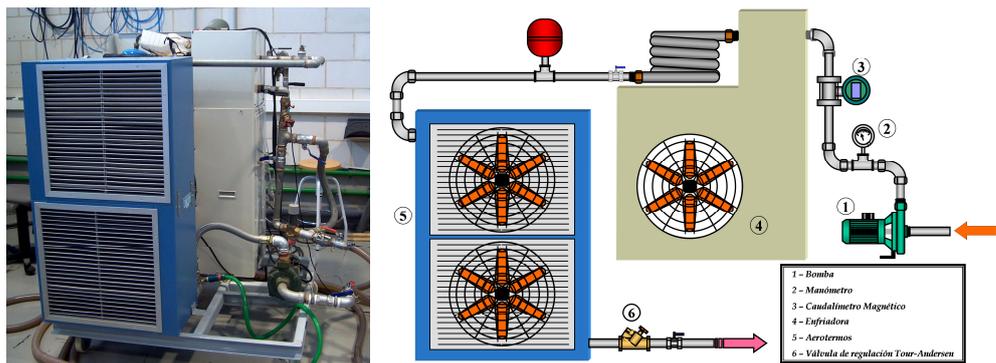


Figura 2. 33. Imagen y esquema del circuito de fluido secundario del condensador

En el caso del condensador, el fluido secundario elegido a sido agua de red, cuyas propiedades se han evaluado con las rutinas de cálculo de REFPROP v.7.0 [41] para el agua, considerando una presión constante de 3 bar., que corresponde a la presión de trabajo de la instalación de fluido secundario.

CAPÍTULO

3

**Análisis
experimental de la
instalación de
doble etapa**

Capítulo 3. Análisis experimental de la instalación de doble etapa.

3.1 Introducción

Descrita la planta frigorífica en el Capítulo 2, con la cual se ha realizado la parte experimental de la presente tesis doctoral, se desarrolla en el presente capítulo el análisis y evaluación de la planta operando con los diferentes sistemas intermedios y con los dos refrigerantes más utilizados en el campo de media y baja temperatura de evaporación en aplicaciones de baja y media potencia.

Los objetivos fundamentales del análisis que en este capítulo se presenta, se basan en la obtención de conclusiones sobre los efectos en los parámetros energéticos de la instalación, al provocar desrecalentamiento entre etapas y subenfriamiento de líquido. Y por tanto, la obtención de conclusiones sobre el funcionamiento de los dos sistemas de doble etapa de compresión más ampliamente utilizados: el sistema de doble etapa con inyección directa de líquido y el sistema de doble etapa con subenfriamiento mediante subcooler.

El análisis de la instalación experimental se presenta en diferentes sub-apartados: En primer lugar se presenta la validación de todos los datos experimentales utilizados en la presente tesis doctoral, a continuación, el análisis del sistema de inyección directa de líquido, posteriormente el análisis y evaluación del sistema de subenfriamiento de líquido y la comparativa de los diferentes ciclos de doble etapa implementados en la instalación, para finalizar el capítulo con la comparativa experimental de la operación de la planta con los fluidos refrigerantes HFC-404A y HFC-507A.

3.2 Validación de datos experimentales

Como se ha detallado en el Capítulo 2, la instalación experimental de producción de frío únicamente dispone de un caudalímetro para obtener el caudal de refrigerante circulante por la instalación, siendo el resto de caudales de refrigerante calculados a partir de balances energéticos. Los balances energéticos se han aplicado en el subcooler en el caso de la configuración de doble etapa con subenfriamiento de líquido (2. 3), y en el punto de mezcla de las corrientes de inyección directa de líquido y de descarga de la etapa de baja en el caso de la configuración de doble etapa con desrecalentamiento entre etapas mediante el sistema de inyección directa de líquido (2. 4).

Puesto que los caudales, a excepción del circulante por el condensador que se obtiene directamente con la medida del caudalímetro, son cálculos basados en balances energéticos, se ha dotado a la instalación de elementos de medida en los circuitos secundarios para realizar la validación de estos cálculos. Dichos elementos de medida corresponden a caudalímetros magnéticos, que miden el caudal volumétrico de fluido secundario circulante, y termopares, que registran la temperatura a la entrada y salida de los intercambiadores. Con estos datos se ha realizado la validación tanto en el condensador, para verificar la medida del caudalímetro Coriolis, como en el evaporador, para verificar el cálculo de los caudales y de las propiedades termodinámicas del refrigerante.

El evaporador de la instalación (Figura 2. 10) está aislado térmicamente del ambiente, por lo que la potencia térmica cedida por el fluido caliente (etilen-glicol/agua al 50% en vol.) es igual a la absorbida por el fluido frío (refrigerante) más las posibles pérdidas al ambiente. La validación de los datos, despreciando las posibles pérdidas al ambiente, se realiza utilizando la expresión de la potencia frigorífica del refrigerante en el evaporador, según la expresión (3. 1), y la potencia térmica cedida por el fluido secundario en el evaporador, según la expresión (3. 2).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_{os} - h_{oe}) \quad (3. 1)$$

$$\dot{Q}_o = \dot{V}_{g,oe} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{g,oe} - T_{g,os}) \quad (3. 2)$$

Donde:

- \dot{Q}_o es la potencia frigorífica intercambiada en el evaporador (kW)
- \dot{m}_B el caudal de refrigerante circulante por la etapa de compresión de baja (kg/s)
- $(h_{os} - h_{oe})$ el salto entálpico del refrigerante en el evaporador (kJ/kg)

- $\dot{V}_{g,oe}$ el caudal volumétrico de etilen-glicol/agua al 50% en volumen circulante por el evaporador (m^3/s)
- ρ la densidad del fluido secundario evaluada a la temperatura de entrada al evaporador y calculada con la ecuación (2. 5) (kg/m^3)
- c_p el calor específico del fluido secundario evaluado a la temperatura media en el evaporador según la ecuación (2. 6) ($\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$)
- $(T_{g,oe} - T_{g,os})$ el salto de temperaturas del fluido secundario en el evaporador ($^{\circ}\text{C}$)

La Figura 3. 1 muestra la comparativa entre las potencias frigoríficas calculadas en ambos fluidos para las diferentes configuraciones de trabajo de la instalación. Puede observarse que la concordancia permanece en un entorno del $\pm 5\%$, independientemente del sistema intermedio utilizado, por lo que se han aceptado como válidas las estimaciones de los caudales realizadas según los balances energéticos anteriormente señalados.

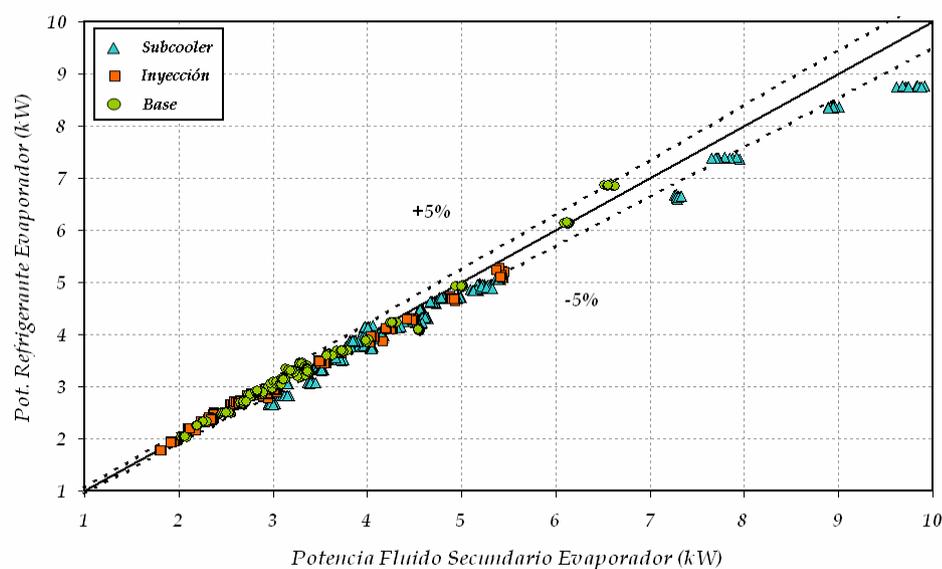


Figura 3. 1. Validación de potencias frigoríficas intercambiadas en el evaporador

En el condensador se ha realizado también la validación de las potencias térmicas intercambiadas por ambos fluidos, en este caso agua de red como fluido secundario y refrigerante. La potencia térmica cedida por el refrigerante en el condensador se evalúa según (3. 3), y la potencia térmica absorbida por el fluido secundario según (3. 4).

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_A \cdot (h_{ke} - h_{ks}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{V}_{w,ks} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{w,ks} - T_{w,ke}) \quad (3.4)$$

Donde:

- \dot{Q}_k es la potencia frigorífica intercambiada en el condensador (kW)
- \dot{m}_A el caudal de refrigerante circulante por la etapa de compresión de alta y obtenido a partir de la medida del caudalímetro (kg/s)
- $(h_{ke} - h_{ks})$ el salto entálpico del refrigerante en el condensador (kJ/kg)
- $\dot{V}_{w,ks}$ el caudal volumétrico de agua circulante por el condensador (m³/s)
- ρ la densidad del agua evaluada a la temperatura de salida del condensador (kg/m³)
- c_p el calor específico del agua evaluado a la temperatura media en el condensador (kJ/kg·K)
- $(T_{w,ks} - T_{w,ke})$ el salto de temperaturas del agua en el condensador (°C)

La Figura 3. 2 muestra la validación de las potencias intercambiadas entre el refrigerante y el agua en el condensador. Se observa que la concordancia entre las potencias está dentro del rango del $\pm 5\%$, independientemente del sistema intermedio utilizado. Se observa que la concordancia es mejor en el caso de la validación en el condensador que en el evaporador, ya que, en el evaporador la potencia calculada en el refrigerante depende de los balances energéticos realizados para estimar los caudales circulantes, y por tanto, el grado de incertidumbre es ligeramente superior.

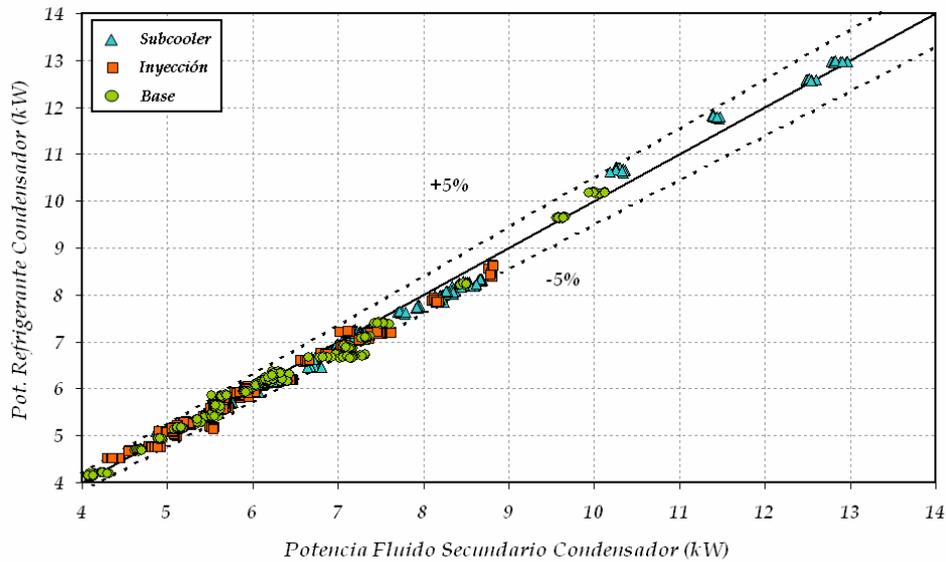


Figura 3. 2. Validación de potencias intercambiadas en el condensador

Dado que las discrepancias entre las potencias intercambiadas por los fluidos secundarios en el evaporador y condensador están dentro de márgenes aceptables, se han aceptado como válidas las medidas realizadas.

Cabe destacar que en el caso del cálculo de las propiedades del refrigerante, en ningún momento se ha considerado la presencia de aceite en los intercambiadores, ya que, según diversos autores [46], éste tiene una influencia relativamente pequeña en el cómputo global de potencias transmitidas en instalaciones frigoríficas de este tipo, cuyo régimen de arrastre de aceite es por lo general bastante pequeño, y por tanto, las concentraciones de aceite pueden despreciarse en cuanto a potencia total transmitida.

3.3 Doble etapa con desrecalentamiento mediante inyección directa de líquido

En sistemas de producción de frío en los que el salto de temperaturas entre evaporación y condensación es elevado, los rendimientos de las máquinas de compresión simple alternativas se reducen debido al acusado descenso del rendimiento volumétrico e interno de la etapa de compresión. Además, las temperaturas de descarga alcanzan valores por encima de límites operativos, siendo inapropiado por tanto, el uso de sistemas en compresión simple.

La primera solución adoptada a lo largo de la historia para evitar los problemas derivados de las elevadas tasas de compresión, como muestra Gosney [11], fue la de utilizar sistemas de doble etapa en los que el vapor procedente de la descarga de la etapa de baja se enfría antes de entrar en la etapa de compresión de alta. La opción más sencilla para desrecalentar entre etapas consiste en la utilización de un intercooler, es decir, un intercambiador con agua o aire que enfría el vapor procedente de la descarga de baja disminuyendo, por tanto, la temperatura de descarga de alta. Ejemplos del uso de este sistema lo podemos encontrar en instalaciones de doble etapa que trabajan con el CO₂ en ciclo transcrito [21] [22] Sin embargo, si la temperatura de evaporación requerida en el proceso es baja, la temperatura de descarga de la etapa de baja no suele ser lo suficientemente elevada como para poder realizar un desrecalentamiento entre etapas mediante un agente externo, de manera que no es posible reducir la temperatura de descarga en la etapa de alta.

Una solución a este problema la encontramos en el ciclo de doble etapa de compresión con subenfriamiento por inyección directa de líquido (Figura 3. 3), en que el desrecalentamiento se realiza mediante la inyección directa de refrigerante entre las etapas, que es expandido desde alta a media presión.

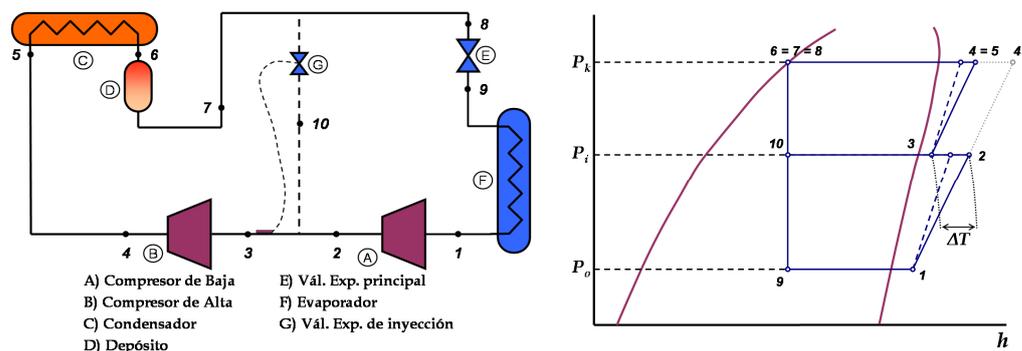


Figura 3. 3. Esquema y ciclo P-h del sistema de Inyección directa de líquido

La cuestión que surgió en el capítulo introductorio al proceder al análisis de este ciclo teórico, es cómo afecta el desrecalentamiento entre etapas al rendimiento energético

total de la instalación, ya que, por una parte se mejora el proceso de compresión de la etapa de alta consiguiendo una reducción en el trabajo de compresión, pero por otra es necesario trasegar el caudal de refrigerante utilizado para conseguir el desrecalentamiento, y que por tanto, no contribuye en el aumento de la potencia frigorífica.

Esta cuestión se puede analizar a partir los ciclos teóricos de doble etapa representados en la Figura 3. 3, el ciclo sin desrecalentamiento (1-2-4'-6-9-1), y el ciclo con desrecalentamiento mediante inyección directa de líquido (1-2-3-4-6-9-1), suponiendo procesos de compresión reversibles, idéntica presión intermedia, y por tanto, idénticos caudales máscicos de refrigerante por evaporador, pero diferentes caudales en el caso de la etapa de alta debido al caudal extra que ésta debe de trasegar. Asumiendo un caudal unitario circulante por la etapa de baja, e 'y' como el ratio de caudal máscico inyectado, del balance de entalpías en el punto de mezcla obtenemos la relación (3. 5).

$$1 + y = \frac{h_6 - h_2}{h_6 - h_3} \quad (3. 5)$$

El caudal volumétrico trasegado en la etapa de alta será proporcional al volumen específico de aspiración, siendo v_2 para el ciclo con desrecalentamiento, y v_3 para el ciclo con desrecalentamiento. Por tanto, el caudal volumétrico trasegado por la etapa de alta en el ciclo con desrecalentamiento será inferior al circulante en el ciclo sin desrecalentamiento si se cumple la condición (3. 6).

$$(1 + y) \cdot v_3 < v_2 \quad (3. 6)$$

Y utilizando (3. 5), y reorganizando, obtenemos (3. 7).

$$\frac{h_6 - h_2}{v_2} < \frac{h_6 - h_3}{v_3} \quad (3. 7)$$

Si se cumple la condición anterior, el ciclo con desrecalentamiento con inyección directa de líquido trasegará un caudal volumétrico inferior que el de sin desrecalentamiento, y por tanto, se conseguirá un descenso en la potencia consumida en la etapa de alta, mejorándose así el rendimiento energético del ciclo. Relación que se cumple en algunos fluidos como el HFCF-22 pero no en otros como el CFC-502, HFC-404A y HFC-507A (Figura 1. 13).

Sin embargo, las suposiciones del análisis de la cuestión anterior implican un alejamiento de la realidad debido a diferentes aspectos: En primer lugar, el análisis no considera los posibles recalentamientos del vapor que se dan en la aspiración de la etapa de alta si el compresor utilizado es semi-hermético, en los cuales el refrigerante

sufre un calentamiento al refrigerar el compresor. Además, tampoco se tiene en cuenta la influencia del recalentamiento en aspiración de alta en el rendimiento volumétrico, ni las posibles modificaciones que pudiesen darse en los rendimientos internos y en la presión intermedia, por lo que es difícil responder a la cuestión anteriormente planteada si no se conoce el funcionamiento real de este sistema de producción de frío.

Este apartado pretende dar respuesta a la cuestión anterior, es decir, se presenta un análisis exhaustivo del comportamiento experimental de un sistema de compresión de vapor de doble etapa, que utiliza un compresor compound y el sistema de inyección directa de líquido para provocar el desrecalentamiento del refrigerante procedente de la descarga de la etapa de baja. En el análisis experimental se muestran cuales son las consecuencias de la utilización de la inyección directa de líquido sobre los principales parámetros energéticos de funcionamiento de la instalación, como son la presión intermedia, potencia consumida, potencia frigorífica y COP. También se presenta la comparativa energética de este sistema, en un amplio rango de funcionamiento, con el sistema que no utiliza desrecalentamiento entre etapas. El análisis se divide en dos apartados: En el primero se analizan las consecuencias de la variación de las condiciones de inyección en el ciclo mediante de ensayos de variación del caudal de inyección entre etapas, a presiones de evaporación y condensación constantes. En segundo lugar, se presenta la comparativa experimental del sistema doble etapa con desrecalentamiento con el sistema sin desrecalentamiento, mediante de ensayos de variación de las presiones de evaporación y condensación.

3.3.1 Efectos de la inyección directa de líquido

La opción elegida para el análisis de la influencia de las modificaciones en el ciclo básico de doble etapa al inyectar un caudal de refrigerante entre etapas, expandido desde alta a media presión, corresponde a un análisis de variación del grado de desrecalentamiento entre etapas en el cual se mantiene la tasa total de compresión, es decir, un análisis con presiones de evaporación y condensación constantes con desrecalentamiento variable, Figura 3. 4.

En este apartado se analiza la evolución de las variables que caracterizan el ciclo de doble etapa ante la variación del caudal inyectado. Para ello, se partió del ciclo sin desrecalentamiento (*configuración Base*), y se fue incrementando el caudal inyectado entre etapas hasta un punto de desrecalentamiento máximo dado por las condiciones de máximo caudal que podía atravesar la válvula de expansión. En este ensayo las presiones de evaporación y condensación se mantuvieron constantes. (Evaporación en 1.8 bar. y condensación en 18.5 bar.).

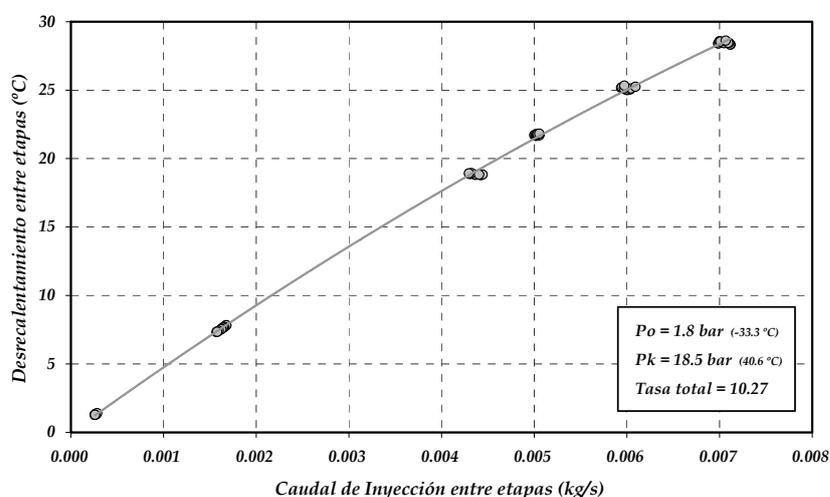


Figura 3. 4. Variación del desrecalentamiento entre etapas vs. caudal de inyección

El comportamiento de la instalación se ve modificado al inyectar caudal entre las etapas de compresión, ya que, atendiendo a la relación de los volúmenes geoméricamente disponibles en las etapas de compresión (3. 8) presentada en el capítulo introductorio, se ve modificado el ratio de caudales máscicos de refrigerante en evaporación y condensación, y el volumen específico de aspiración de alta debido al desrecalentamiento.

$$\frac{\dot{V}_{G,B}}{\dot{V}_{G,A}} = \frac{m_B}{m_A} \cdot \frac{v_{asp,B}}{v_{asp,A}} \cdot \frac{\eta_{v,A}}{\eta_{v,B}} \quad (3. 8)$$

I. Presión intermedia

El primer efecto observado al inyectar el caudal para desrecalentar, es un aumento de la presión intermedia en el ciclo, que se incrementa conforme aumenta el caudal inyectado entre etapas (Figura 3. 5). Este efecto fue observado experimentalmente por Zehnder M. [25] en un análisis de una bomba de calor de doble etapa, donde afirmaba que existe una concordancia entre el caudal inyectado entre etapas y el valor de la presión intermedia, y por Celik A. [21] en el análisis de una doble etapa con CO₂.

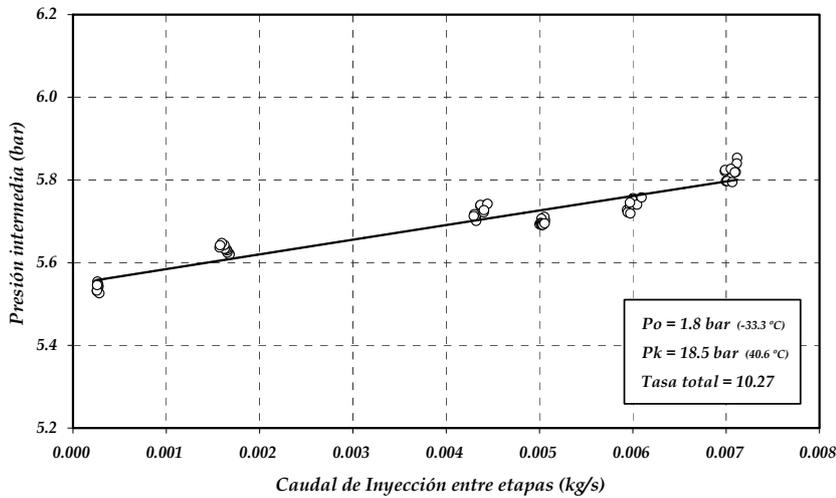


Figura 3. 5. Variación de presión intermedia vs. caudal de inyección

La justificación de este fenómeno, desde un punto de vista intuitivo, puede explicarse al analizar la variación en el caudal de refrigerante que debe de trasegar la etapa de alta. Conforme se inyecta mayor cantidad de caudal, pese a que el volumen específico de aspiración se reduce, la etapa de alta debe de trasegar mayor masa de refrigerante, y por tanto, se reduce la tasa de compresión hasta alcanzar un punto de equilibrio entre el caudal trasegado por la etapa de baja y el caudal trasegado por la de alta, relación que viene definida por la igualdad (3. 8).

Para analizar analíticamente el fenómeno del incremento de presión intermedia conforme aumenta el caudal de inyección, se expresa la relación de los volúmenes geoméricamente disponibles (3. 8) en función de un producto de cocientes (3. 9).

$$M = Z \cdot V \cdot R \tag{3. 9}$$

Siendo 'M' el cociente entre el caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de alta y baja (3. 10); 'Z' el cociente de volúmenes geoméricamente disponibles en la etapa de alta y baja (3. 11), es decir, la relación de cilindros en el caso de un compresor compound con cilindros iguales; 'V' el cociente entre los volúmenes específicos de aspiración de la etapa de baja y alta (3. 12); y 'R' el cociente entre el rendimiento volumétrico de alta y baja (3. 13).

$$M = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} \tag{3. 10}$$

$$Z = \frac{\dot{V}_{G,A}}{\dot{V}_{G,B}} = \frac{z_A}{z_B} \quad (3.11)$$

$$V = \frac{v_{asp,B}}{v_{asp,A}} \quad (3.12)$$

$$R = \frac{\eta_{v,A}}{\eta_{v,B}} \quad (3.13)$$

Diferenciando la expresión (3. 9), y considerando que 'Z' es un parámetro constante del compresor, puesto que la relación de cilindros no se modifica, se obtiene la variación total de 'M' según (3. 14).

$$dM = Z \cdot V \cdot dR + R \cdot Z \cdot dV \quad (3.14)$$

Y utilizando de nuevo la expresión (3. 9):

$$\frac{dM}{M} = \frac{dR}{R} + \frac{dV}{V} \quad (3.15)$$

La conclusión que se extrae de la relación (3. 15), es que los cambios en la relación de caudales circulantes provocan cambios en la relación de los rendimientos volumétricos y en la relación de volúmenes específicos de aspiración. Dado que ambos parámetros dependen de la presión intermedia, analizamos las variaciones de estos cocientes en función de este parámetro.

La variación del cociente de rendimientos volumétricos depende de la variación de los rendimientos volumétricos de alta y baja, según la relación (3. 16).

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\eta_{v,A}}{\eta_{v,A}} - \frac{d\eta_{v,B}}{\eta_{v,B}} \quad (3.16)$$

Dado que en el compresor compound utilizado tanto el diámetro como la carrera de los cilindros son idénticos en ambas etapas de compresión, consideramos una aproximación lineal idéntica del rendimiento volumétrico dependiente de la tasa de compresión, que aplicada a cada etapa resulta en (3. 17) para la etapa de baja y en (3. 18) para la de alta.

$$\eta_{v,B} = a - b \cdot \frac{P_i}{P_o} \quad (3.17)$$

$$\eta_{v,A} = a - b \cdot \frac{P_k}{P_i} \quad (3.18)$$

Diferenciando las aproximaciones lineales de los rendimientos volumétricos, se obtiene la relación de la variación del rendimiento volumétrico en baja (3. 19) y en alta (3. 20) en función de la presión intermedia en el compresor.

$$d\eta_{v,B} = -\frac{b}{P_o} \cdot dP_i \quad (3. 19)$$

$$d\eta_{v,A} = \frac{b \cdot P_k}{P_i^2} \cdot dP_i \quad (3. 20)$$

Y sustituyendo las expresiones (3. 19) y (3. 18) en la variación total del ratio de rendimientos volumétricos (3. 16), se obtiene la variación total respecto de la presión intermedia según (3. 21).

$$\frac{dR}{R} = b \cdot \left(\frac{P_k/P_i^2}{\eta_{v,A}} + \frac{1/P_o}{\eta_{v,B}} \right) \cdot dP_i \quad (3. 21)$$

Que expresada en función de las tasas de compresión de cada etapa resulta en (3. 22).

$$\frac{dR}{R} = b \cdot \left(\frac{t_A}{\eta_{v,A}} + \frac{t_B}{\eta_{v,B}} \right) \cdot \frac{dP_i}{P_i} \quad (3. 22)$$

Considerando que la variación total del cociente de volúmenes específicos es función de la variación en el volumen específico de aspiración de baja y alta, y que en el análisis la presión de evaporación permanece constante, se deduce que la variación del volumen específico de aspiración de baja es nula, y por tanto, la variación total del cociente se expresa según la relación (3. 23).

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dv_{asp,A}}{v_{asp,A}} \quad (3. 23)$$

Para analizar la variación del volumen específico de aspiración de alta al utilizar el sistema de inyección directa de líquido, deben considerarse las variaciones en función de la presión y temperatura. Aproximando el comportamiento del refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado al de un gas ideal, se tiene que las propiedades vienen definidas por la relación entre presión, temperatura y volumen específico según la ecuación (3. 24).

$$P \cdot v = R \cdot T \quad (3. 24)$$

Diferenciando v en función de presión y temperatura, se obtiene la variación total del volumen específico en función de P y T , según (3. 25).

$$dv = R \cdot \left(\frac{1}{P} \cdot dT - \frac{T}{P^2} \cdot dP \right) \quad (3. 25)$$

Y por tanto, se deduce que el volumen específico disminuye con incrementos negativos de la temperatura y con incrementos positivos de la presión, tal y como se observa en la Figura 3. 6.

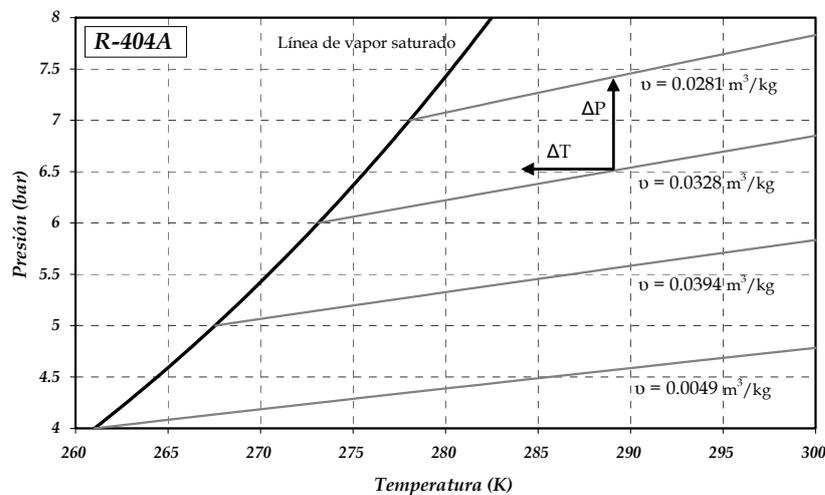


Figura 3. 6. Diagrama P-T en zona de vapor sobrecalentado para HFC-404A

A partir de los datos de variación del volumen específico del refrigerante en la zona de vapor recalentado, puede observarse que la variación provocada por cambios de temperatura es de un orden de magnitud muy inferior a la variación provocada por cambios en presión, y por tanto, puede despreciarse en un análisis cualitativo la influencia de la temperatura para analizar la variación del volumen específico (3. 26), aunque este razonamiento solo es válido para saltos pequeños de temperatura y en puntos alejados de la línea de saturación de vapor.

$$dv = -R \cdot \frac{T}{P^2} \cdot dP \quad (3. 26)$$

Aplicando la relación (3. 26) a la variación de la relación de volúmenes específicos de aspiración representada por la ecuación (3. 23), se obtiene la variación total del cociente en función de la presión, que aplicada al nivel de presión intermedia resulta en (3. 27).

$$\frac{dV}{V} = -\frac{-R \cdot T/P^2}{R \cdot T/P} \cdot dP = \frac{dP_i}{P_i} \quad (3.27)$$

Es decir, el cociente entre los volúmenes específicos de aspiración de cada etapa, despreciando la influencia de la temperatura, depende únicamente de la presión intermedia.

Obtenida la variación respecto de la presión intermedia del cociente de rendimientos volumétricos (3.21), y del cociente de volúmenes específicos de aspiración (3.27), la variación total de la relación de caudales másicos circulantes por la instalación, en función de la presión intermedia, se expresa según la igualdad (3.28).

$$\frac{dM}{M} = \left\{ b \cdot \left(\frac{t_A}{\eta_{v,A}} + \frac{t_B}{\eta_{v,B}} \right) + 1 \right\} \cdot \frac{dP_i}{P_i} \quad (3.28)$$

Analíticamente, y aplicado a un compresor compound con idéntico comportamiento en ambas etapas de compresión, en cuanto a rendimiento volumétrico se refiere, el término que acompaña a la derivada parcial de la presión es positivo, por tanto, la ecuación anterior implica que ante un incremento positivo de la relación de caudales (3.10), es decir, un incremento positivo del caudal de inyección entre etapas, el resultado es un incremento de la presión intermedia en el compresor. Este incremento se observa en los resultados experimentales presentados en la Figura 3.5, y en la evolución de las tasas de compresión, Figura 3.7. Por tanto, puede concluirse que conforme aumenta el caudal inyectado entre las etapas de compresión aumenta la presión intermedia, y por tanto, se provoca un aumento en la tasa de compresión de baja.

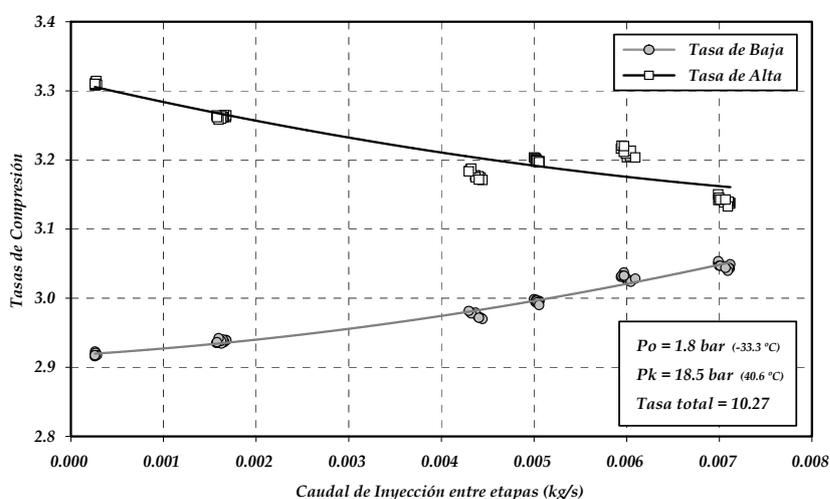


Figura 3. 7. Variación de tasas de compresión vs. caudal de inyección

La conclusión que se extrae del incremento de la presión intermedia al introducir un caudal para desrecalentar los vapores procedentes de la descarga de baja, es que se provoca un incremento de la presión intermedia en el compresor, y por tanto, se modifican las tasas de compresión. Esta modificación provoca una serie de cambios en el comportamiento de la instalación, que son analizados a continuación.

II. Potencia frigorífica

La potencia frigorífica del ciclo es función del caudal másico circulante por la etapa de baja y del salto entálpico total en el evaporador, según (3. 29).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_{os} - h_{oe}) = \dot{m}_B \cdot q_o \quad (3. 29)$$

Utilizando la expresión que relaciona el caudal másico circulante por la etapa de baja con el rendimiento volumétrico:

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{V}_{G,B}}{v_{asp,B}} \cdot q_o \cdot \eta_{v,B} \quad (3. 30)$$

Y, expresando el rendimiento volumétrico utilizando una aproximación lineal en función de la tasa de compresión (3. 17).

$$\dot{Q}_o = \frac{V_{G,B}}{v_{asp,B}} \cdot q_o \cdot \left(a - b \cdot \frac{P_i}{P_o} \right) \quad (3.31)$$

Si se analiza la expresión de la potencia frigorífica (3.31), aplicada al ensayo de variación de condiciones de inyección, resulta que el volumen específico de aspiración en baja, la producción frigorífica específica y la presión de evaporación, permanecen constantes, siendo el único término variable la presión intermedia, que aumenta conforme lo hace el caudal másico inyectado. Y por tanto, la potencia frigorífica total disminuye conforme aumenta este caudal, tal y como se observa en los datos experimentales de la Figura 3.8.

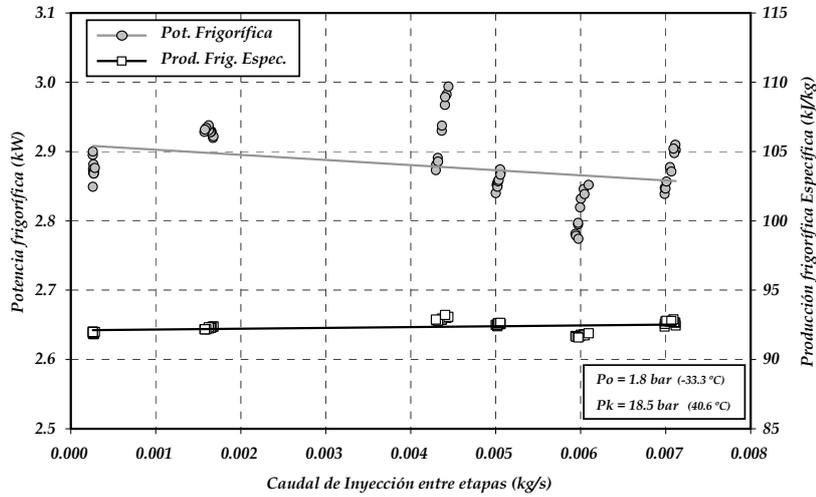


Figura 3.8. Variación de la potencia frigorífica vs. caudal de inyección

La reducción en potencia frigorífica se debe únicamente a la reducción del caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de baja al aumentar la tasa de compresión (Figura 3.7), tal y como se observa en la evolución de los caudales másicos en el ensayo presentados en la Figura 3.9.

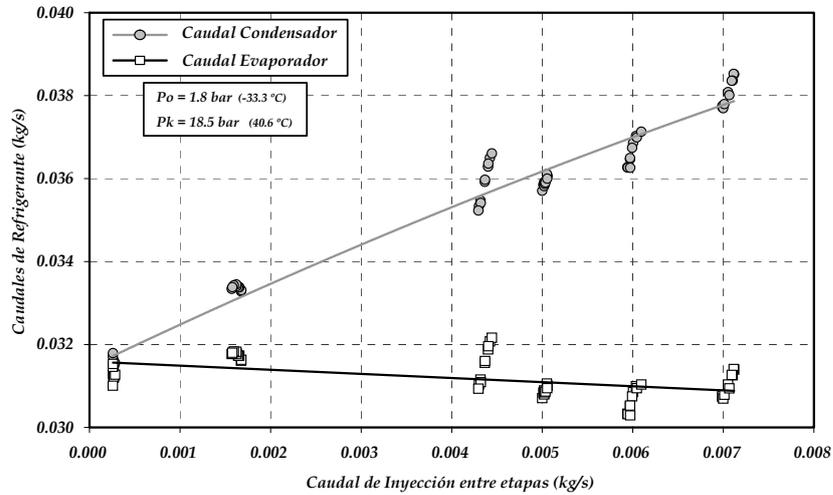


Figura 3. 9. Variación de caudales máscicos vs. caudal de inyección

III. Potencia consumida

La siguiente modificación en el ciclo de trabajo de la instalación que provoca la introducción del caudal de inyección entre etapas es el cambio en la potencia total absorbida por el compresor, que incrementa conforme aumenta el caudal inyectado entre etapas (Figura 3. 10).

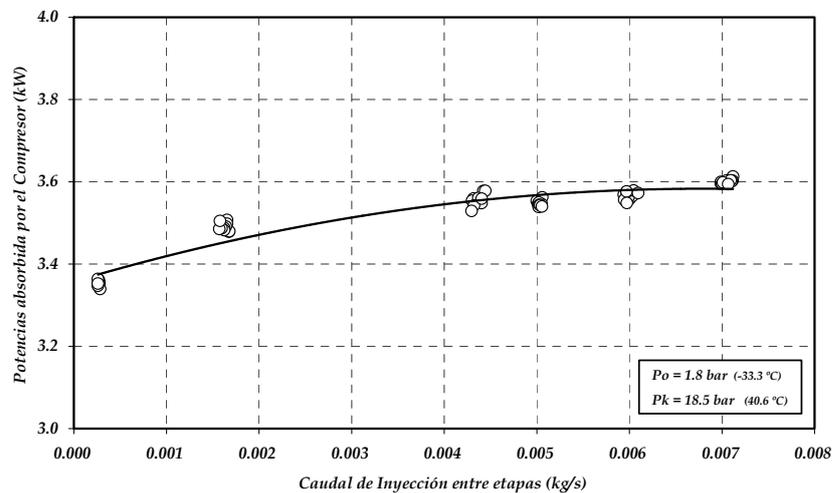


Figura 3. 10. Variación de potencia consumida vs. caudal de inyección

La inyección directa de líquido también provoca modificaciones en los diferentes términos que componen la potencia consumida total (3. 32), es decir, la potencia

utilizada en la etapa de compresión de baja, la utilizada en el proceso de compresión en alta, el calor absorbido por el refrigerante en su paso por el compresor y la potencia térmica cedida al ambiente.

$$P_C = P_{C,B} + P_{C,A} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{amb} \quad (3.32)$$

El análisis de la variación de los diferentes términos de la potencia consumida se realiza a partir de los datos experimentales obtenidos de la instalación. Concretamente, la potencia utilizada en la etapa de compresión de baja se evalúa con el caudal másico de refrigerante circulante por baja, la entalpía de aspiración en baja y la entalpía de descarga de baja, según la expresión (3.33). La potencia utilizada en el proceso de compresión en alta presión se evalúa utilizando el valor del caudal másico circulante por la etapa de alta, la entalpía del punto de aspiración en la etapa de alta y la entalpía en descarga, según la relación (3.34). El calor absorbido por el refrigerante en su paso por el compresor se evalúa utilizando el caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de alta, la entalpía del refrigerante a su entrada al compresor a media presión y la entalpía de aspiración en la etapa de alta, según (3.35). Y por último, la potencia cedida al ambiente se evalúa a partir del balance energético global en el compresor por diferencia del resto de potencias, según la relación (3.36). Siendo la evolución de cada una de ellas en función del caudal inyectado entre etapas, la representada en la Figura 3.11.

$$P_{C,B} = \dot{m}_B \cdot (h_{desc,B} - h_{asp,B}) \quad (3.33)$$

$$P_{C,A} = \dot{m}_A \cdot (h_{desc,A} - h_{asp,A}) \quad (3.34)$$

$$\dot{Q}_{mot} = \dot{m}_A \cdot (h_{asp,A} - h_{inmot}) \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{amb} = P_C - P_{C,B} - P_{C,A} - \dot{Q}_{mot} \quad (3.36)$$

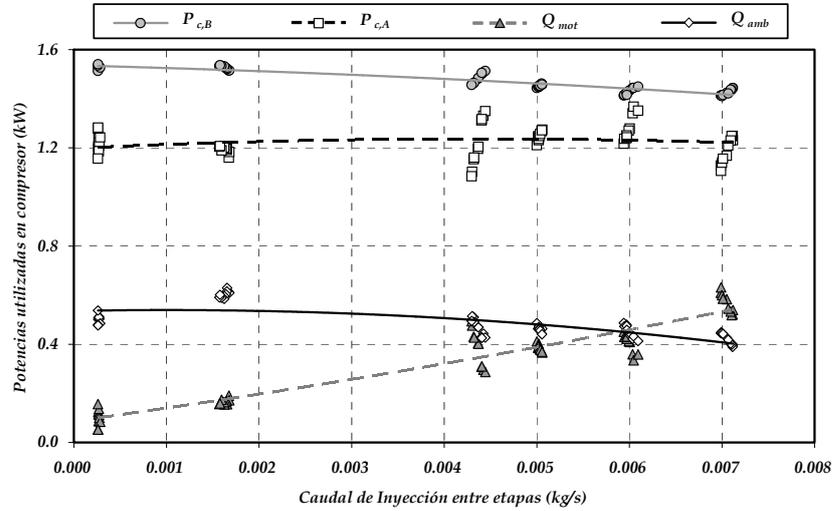


Figura 3. 11. Evolución potencias consumidas parciales vs. caudal de inyección

A continuación se presenta el análisis detallado de cómo influyen las variaciones del caudal de inyección entre etapas a cada una de las componentes de la potencia total absorbida por el compresor.

La potencia utilizada en el proceso de compresión de baja, calculada a partir de los datos experimentales con la relación (3. 33), depende del caudal másico circulante, del trabajo isentrópico de compresión y del rendimiento interno, todos ellos en la etapa de baja, según la expresión (3. 37).

$$P_{C,B} = m_B \cdot \frac{W_{S,B}}{\eta_{i,B}} \quad (3. 37)$$

Como se observa en la Figura 3. 11, la potencia utilizada en la etapa de baja disminuye conforme aumenta el caudal de inyección entre etapas pese a producirse un aumento en la tasa de compresión. Para entender cómo influye cada uno de los términos de la ecuación (3. 37) en esta variación de potencia, se realiza un análisis variacional, con el objetivo de obtener la evolución que tendría la potencia consumida en baja si únicamente variase uno de los parámetros.

Para ello, diferenciamos la expresión de la potencia consumida en baja (3. 37) respecto de cada una de las variables, resultando en la expresión (3. 38). El significado físico de ésta es que la variación total de la potencia consumida en baja corresponde a la suma de la variación de la potencia consumida en baja debido a la variación del caudal másico, más la variación de esta potencia debido a la variación del trabajo isentrópico de compresión en baja, más la variación de ésta debido a la modificación del rendimiento interno en la etapa de baja.

$$dP_{C,B} = \frac{\partial P_{C,B}}{\partial \dot{m}_B} \cdot d\dot{m}_B + \frac{\partial P_{C,B}}{\partial w_{S,B}} \cdot dw_{S,B} + \frac{\partial P_{C,B}}{\partial \eta_{i,B}} \cdot d\eta_{i,B} \quad (3.38)$$

A partir de la ecuación (3.38), si lo que se pretende es obtener la variación total de la potencia consumida en baja se deben considerar los tres términos, sin embargo, en el análisis variacional que se pretende realizar, únicamente se quiere conocer la evolución de la potencia consumida ante la variación de cada una de las variables por separado, por tanto, la ecuación (3.38) puede renombrarse como:

$$dP_{C,B} = dP_{C,B}\Big|_{\dot{m}_B} + dP_{C,B}\Big|_{w_{S,B}} + dP_{C,B}\Big|_{\eta_{i,B}} \quad (3.39)$$

Y dividirla en tres evoluciones parciales:

- La variación de la potencia consumida en baja debido únicamente a la variación del caudal másico en baja, que viene representada por la expresión (3.40).

$$dP_{C,B}\Big|_{\dot{m}_B} = \frac{\partial P_{C,B}}{\partial \dot{m}_B} \cdot d\dot{m}_B = \frac{w_{S,B}}{\eta_{i,B}} \cdot d\dot{m}_B \quad (3.40)$$

- La variación de la potencia consumida en baja debido a la variación del trabajo isentrópico de baja, por (3.41).

$$dP_{C,B}\Big|_{w_{S,B}} = \frac{\partial P_{C,B}}{\partial w_{S,B}} \cdot dw_{S,B} = \frac{\dot{m}_B}{\eta_{i,B}} \cdot dw_{S,B} \quad (3.41)$$

- Y la variación de la potencia consumida en baja debido a la modificación del rendimiento interno de baja, por (3.42).

$$dP_{C,B}\Big|_{\eta_{i,B}} = \frac{\partial P_{C,B}}{\partial \eta_{i,B}} \cdot d\eta_{i,B} = -\frac{\dot{m}_B \cdot w_{S,B}}{\eta_{i,B}^2} \cdot d\eta_{i,B} \quad (3.42)$$

Por lo tanto, para obtener la evolución de la potencia consumida en baja respecto una única fuente de variación, se deberá obtener el valor de ésta discretizando y resolviendo la ecuación (3.40) para la evolución de la potencia en baja debido a la variación del caudal másico, a la ecuación (3.41) para la variación debida al trabajo isentrópico de compresión y a la ecuación (3.42) para la variación debida al rendimiento interno en la etapa de baja.

Para obtener esta evolución se discretizan las ecuaciones utilizando el método de discretización por diferencias atrasadas, es decir, se estima el valor de una función $f(x)$ en el punto $(x+1)$ a partir de su valor en el punto (x) más el incremento que se obtiene con la pendiente de la curva evaluada para el punto (x) . Para aproximar la diferencial se utiliza una aproximación en forma de diferencias finitas lineal, es decir, se aproxima el valor diferencial de una variable dx como $(x_{i+1} - x_i)$, siendo la distancia que separa a los puntos un diferencial de valor Δx .

En el caso de la potencia consumida en baja, la variable que se considera para realizar la discretización de las ecuaciones es el caudal másico inyectado entre etapas, que corresponde a la fuente de variación. Se discretiza el recorrido de la variable m_{iny} , en n tramos, con un incremento del caudal másico de inyección que viene dado por la expresión (3. 43). De esta forma se puede obtener la evolución de la potencia consumida en baja, de forma discreta, para los puntos: $\{(0 \cdot \Delta m_{iny}), (1 \cdot \Delta m_{iny}), \dots, (j \cdot \Delta m_{iny}), \dots, ((j-1) \cdot \Delta m_{iny}), \dots, (n \cdot \Delta m_{iny})\}$, donde $j=\{0,1,2,\dots,n-1,n\}$.

$$\Delta m_{iny} = \frac{m_{iny,max} - 0}{n} \quad (3. 43)$$

Aplicando el método de discretización a la evolución de la potencia consumida en baja provocada por la variación del caudal másico inyectado, representada por la expresión (3. 40), se obtiene la expresión (3. 44).

$$P_{C,B} \left(j \cdot \Delta m_{iny} \right) \Big|_{m_B} = P_{C,B} (0) \Big|_{m_B} + \sum_{k=1}^j \left\{ \left(\frac{\partial P_{C,B}}{\partial m_B} \right) \Big|_{(k-1) \cdot \Delta m_{iny}} \cdot \left[m_B \left(k \cdot \Delta m_{iny} \right) - m_B \left((k-1) \cdot \Delta m_{iny} \right) \right] \right\} \quad (3. 44)$$

Es decir, para obtener el valor de la potencia consumida en baja debido a la variación del caudal másico inyectado en un punto de ordenada $(j \cdot \Delta m_{iny})$, se parte del valor inicial de la función en $(m_{iny}=0)$ y se va añadiendo el incremento de esta variable en cada tramo de discretización (desde $k=1$ hasta $k=j$). Este incremento viene dado por la pendiente de la función, es decir la derivada parcial de la función respecto la variable que se está considerando en el punto $((k-1) \cdot \Delta m_{iny})$, multiplicada por el incremento de la fuente de variación, es decir, del caudal másico en baja. Aplicando a la ecuación (3. 44) la aproximación de la derivada en forma de diferencias lineal, se obtiene la expresión final con la que calcular dicha evolución (3. 45):

$$\begin{aligned}
P_{C,B} \left(j \cdot \Delta m_{iny} \right) \Big|_{m_B} &= P_{C,B}(0) + \\
+ \sum_{k=1}^j &\left\{ \left[\frac{w_{s,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)}{\eta_{i,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)} \right] \cdot \left[m_B \left(k \cdot \Delta m_{iny} \right) - m_B \left((k-1) \Delta m_{iny} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{3.45}$$

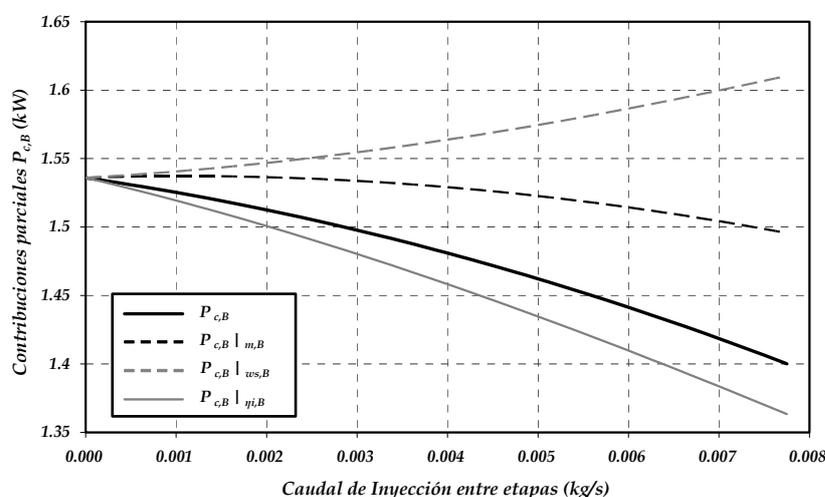
Aplicando el razonamiento a la variación de la potencia consumida en baja en función de la variación del trabajo isentrópico de compresión, se obtiene la relación (3.46).

$$\begin{aligned}
P_{C,B} \left(j \cdot \Delta m_{iny} \right) \Big|_{w_{s,B}} &= P_{C,B}(0) + \\
+ \sum_{k=1}^j &\left\{ \left[\frac{m_B \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)}{\eta_{i,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)} \right] \cdot \left[w_{s,B} \left(k \cdot \Delta m_{iny} \right) - w_{s,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{3.46}$$

Y para la variación de la potencia consumida en baja en función de la variación del rendimiento interno en baja, la relación (3.47).

$$\begin{aligned}
P_{C,B} \left(j \cdot \Delta m_{iny} \right) \Big|_{\eta_{i,B}} &= P_{C,B}(0) + \\
+ \sum_{k=1}^j &\left\{ \left[- \frac{m_B \left((k-1) \Delta m_{iny} \right) \cdot w_{s,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)}{\eta_{i,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right)^2} \right] \cdot \left[\eta_{i,B} \left(k \cdot \Delta m_{iny} \right) - \eta_{i,B} \left((k-1) \Delta m_{iny} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{3.47}$$

Con estas expresiones, y considerando como punto inicial de cálculo el punto en que el caudal inyectado entre etapas es nulo, se calcula la evolución de la variable para los puntos: $\{(0 \cdot \Delta m_{iny}), (1 \cdot \Delta m_{iny}), \dots, (j \cdot \Delta m_{iny}), \dots, ((j-1) \cdot \Delta m_{iny}), \dots, (n \cdot \Delta m_{iny})\}$ para cada valor j . Siendo la representación la mostrada en la Figura 3.12.

Figura 3. 12. Modificación de la $P_{c,B}$ vs. caudal de inyección

Con línea negra gruesa se ha representado la variación real de la potencia utilizada en baja al incrementar el caudal de inyección (Figura 3. 11), con línea negra a trazos la evolución de la potencia utilizada en baja si únicamente variase el caudal másico de refrigerante en baja (3. 45), con línea gris a trazos la evolución provocada por la modificación del trabajo isentrópico de baja (3. 46) y con línea gris la provocada por el rendimiento interno en la etapa de baja (3. 47).

La discusión de cada uno de los efectos parciales:

- Caudal másico de baja: Al incrementar el caudal de inyección entre etapas, con el resultante aumento de la tasa de compresión, se produce una disminución del caudal circulante por baja, lo que tiende a provocar la reducción de la potencia utilizada.
- Trabajo específico de compresión: El incremento de la presión intermedia como consecuencia del aumento del caudal inyectado entre etapas, provoca un aumento de potencia a causa del incremento en el trabajo específico de compresión, efecto que se representa con línea gris a trazos.
- Rendimiento interno: Al contrario de lo que se deduce del comportamiento del rendimiento interno en función de la tasa de compresión en instalaciones de compresión simple para tasas de compresión normales, donde el rendimiento interno se reduce conforme aumenta la tasa de compresión [46], el efecto de la inyección de caudal entre etapas provoca un aumento del rendimiento interno, tal y como se observa en la Figura 3. 13, mejorándose por tanto la eficiencia del proceso de compresión y consiguiendo una disminución de la potencia utilizada en baja (Figura 3. 12). Esta mejora puede estar causada por el enfriamiento que provoca el sistema de inyección directa de líquido en la línea de descarga del compresor de baja, y por tanto, que se

transfiera al refrigerante menos cantidad de calor desde la culata y línea de descarga de baja del compresor.

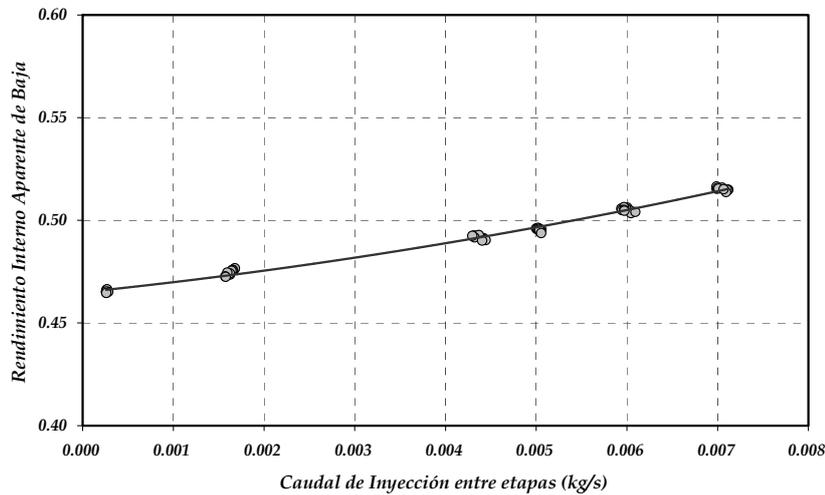


Figura 3. 13. Evolución del $R_{i,B}$ vs. caudal de inyección

La conclusión que se extrae del análisis anterior es que si aumenta el caudal de inyección entre etapas se produce una disminución en la potencia utilizada en el proceso de compresión de baja, principalmente provocada por una mejora del rendimiento interno. Este resultado no es extensible a todo el rango de funcionamiento del compresor ya que debe de ser analizado para diferentes tasas de compresión, puesto que para tasas de compresión bajas el rendimiento interno sufre un aumento con la tasa de compresión [49] [50].

La potencia utilizada en la etapa de compresión de alta (3. 34), se expresa como función del caudal másico circulante (caudal por etapa de baja más caudal de inyección entre etapas), del trabajo isentrópico y del rendimiento interno, según la expresión (3. 48).

$$P_{C,A} = m_A \cdot \frac{w_{S,A}}{\eta_{i,A}} \quad (3. 48)$$

Realizando el análisis análogo al realizado para la etapa de baja, y considerando de nuevo como punto de partida para el estudio de la evolución de las contribuciones parciales el punto de inyección nulo de caudal, se obtienen las evoluciones en la potencia consumida, que aparecen representadas en la Figura 3. 14.

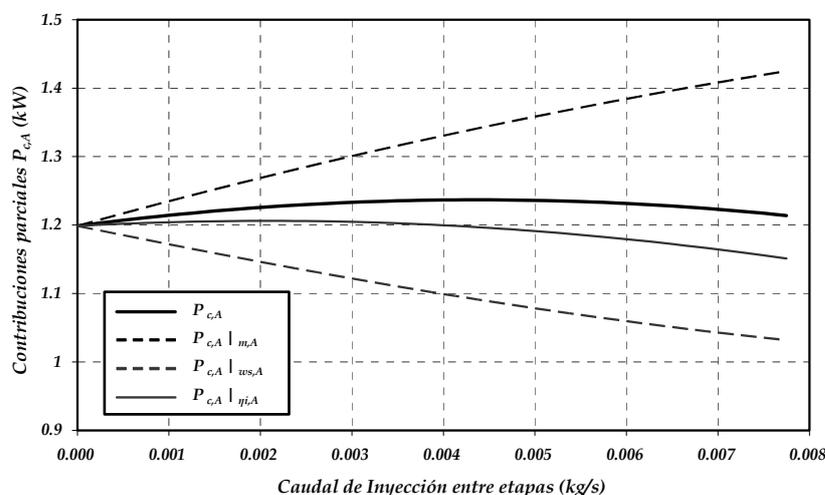


Figura 3. 14. Modificación de la $P_{c,A}$ vs. caudal de inyección

A partir de la Figura 3. 14, las conclusiones que se extraen son las siguientes:

- Pese a inyectar un caudal adicional entre etapas, y por tanto, tener que trasegar mayor cantidad de refrigerante en la etapa de alta, la potencia utilizada no sufre una fuerte variación (Figura 3. 11).
- La potencia utilizada debido al aumento del caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de alta tiende a aumentar la potencia utilizada (Figura 3. 14).
- La variación del rendimiento interno (Figura 3. 15), provocada por la variación de la tasa de compresión y el enfriamiento entre etapas, tiende a disminuir la potencia utilizada, aunque en menor proporción que el aumento provocado por el caudal másico. Es de destacar que el rendimiento interno aparente en la etapa de alta es más elevado que el medido en la etapa de baja. Este resultado coincide con los resultados obtenidos por Cavallini *et al.* [22] en un compresor compound de dos etapas trabajando con dióxido de carbono.
- La evolución de la potencia utilizada al incrementar el caudal de inyección entre etapas debido a la variación del trabajo específico de compresión disminuye, puesto que, con la inyección directa de líquido se reduce la temperatura de aspiración, y con ello se desplaza el punto de aspiración de alta hacia la izquierda en el diagrama P-h donde las líneas isentrópicas para el HFC-404A son más verticales y además porque se reduce la tasa de compresión en alta.

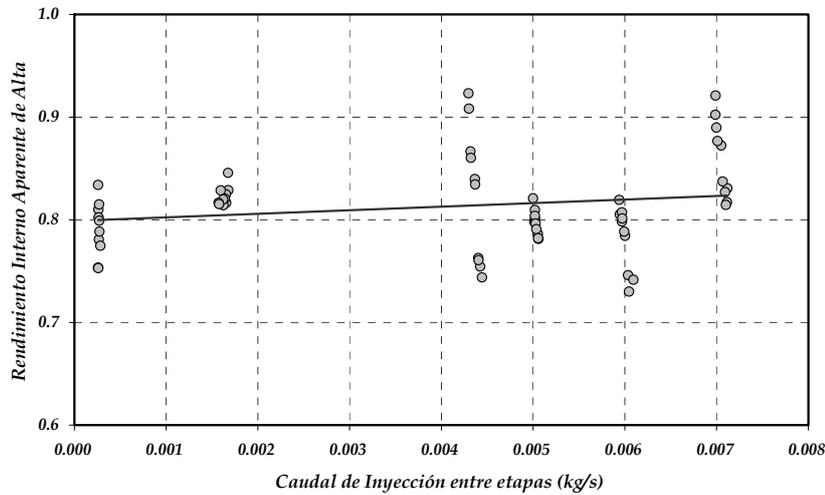


Figura 3. 15. Evolución del $R_{i,A}$ vs. caudal de inyección

Como conclusión del análisis de la potencia utilizada en la etapa de alta, se puede puntualizar que este término prácticamente no varía con el caudal de inyección entre etapas. Si bien, el incremento de caudal másico necesario para producir el desrecalentamiento entre etapas tiende a aumentar la potencia (Figura 3. 14), éste se ve compensado por una mejora en el proceso de compresión debido a la disminución del trabajo de compresión isentrópico.

El siguiente término de la potencia consumida que debe analizarse es el calor absorbido por el refrigerante en su paso por la carcasa del compresor a nivel de media presión (3. 35). Este término incluye el calor absorbido del motor eléctrico en el proceso de refrigeración y una parte de las pérdidas mecánicas que se producen en el compresor, que pasan al refrigerante en forma de calor. Este término se analiza conjuntamente con las pérdidas de calor del compresor al ambiente (3. 36).

Realizando el análisis variacional del calor absorbido por el refrigerante a partir de la expresión (3. 35), se obtienen las contribuciones parciales de cada uno de los términos variables. En este caso los términos variables considerados corresponden a la variación del caudal másico circulante por la etapa de alta (3. 50) y a la variación del salto entálpico o de temperaturas total del refrigerante en su paso por el compresor (3. 51), expresado en forma de salto entálpico.

$$\dot{d}Q_{mot} = \dot{d}Q_{mot} \Big|_{m,A} + \dot{d}Q_{mot} \Big|_{\Delta h} \quad (3. 49)$$

$$d\dot{Q}_{mot} \Big|_{m_A} = \frac{\partial \dot{Q}_{mot}}{\partial m_A} \cdot d m_A = \Delta h \cdot d m_A \quad (3.50)$$

$$d\dot{Q}_{mot} \Big|_{\Delta h} = \frac{\partial \dot{Q}_{mot}}{\partial (\Delta h)} \cdot d\Delta h = m_A \cdot d(\Delta h) \quad (3.51)$$

La representación de la evolución de las contribuciones parciales al calor absorbido por el refrigerante en el compresor semi-hermético se presenta en la Figura 3. 16.

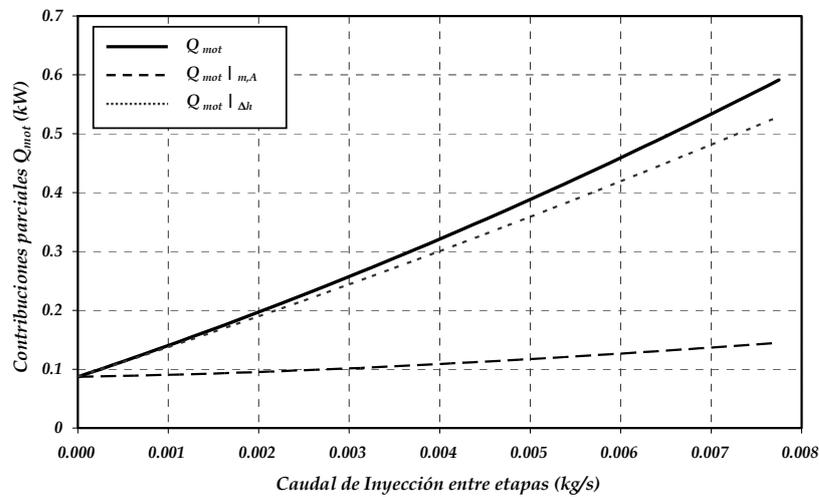


Figura 3. 16. Modificación del calor absorbido en el compresor vs. caudal de inyección

De la representación pueden extraerse las siguientes conclusiones:

- El aumento del caudal másico circulante por la etapa de alta al inyectar caudal de refrigerante entre etapas no modifica apenas el calor absorbido por el refrigerante en la refrigeración del compresor.
- El aumento del calor absorbido por el refrigerante en el compresor, depende principalmente del salto entálpico del refrigerante en el compresor. Es decir, conforme se aumenta el caudal de inyección entre etapas, la temperatura de entrada del refrigerante al compresor disminuye (Figura 3. 17), y por tanto, tiene más capacidad para refrigerar el motor eléctrico.

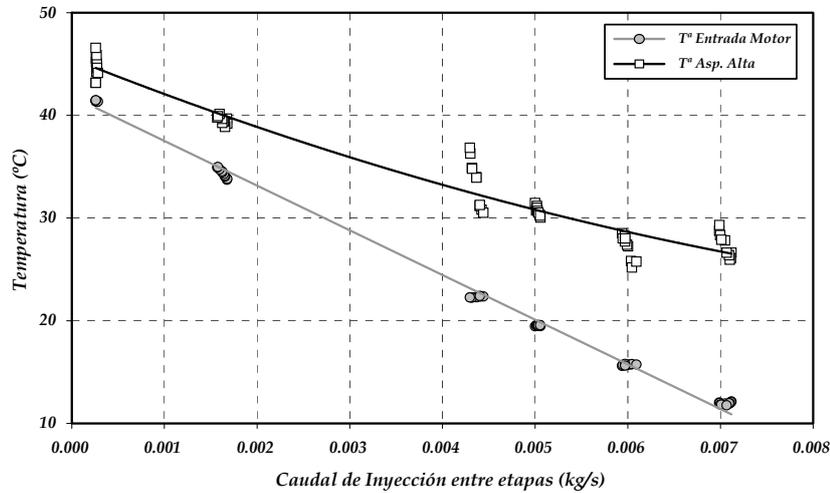


Figura 3. 17. Modificación de temperaturas en el compresor vs. caudal de inyección

Por lo tanto, lo que se consigue con el incremento del caudal de inyección es disminuir la temperatura de entrada del refrigerante al compresor en la segunda etapa de compresión, lo que resulta en un decremento de la temperatura de aspiración de alta (Figura 3. 17). Dado que el descenso de la temperatura en la aspiración de la etapa de alta es inferior al conseguido en la entrada del motor, el resultado es un aumento de calor absorbido por el refrigerante en la refrigeración del compresor.

En cuanto al calor de pérdidas al ambiente, obtenido por balance energético en el compresor con la expresión (3. 36), su evolución es contraria a la del calor absorbido en el compresor (Figura 3. 18). Evidentemente, si al aumentar el caudal de inyección se mantiene el compresor a una temperatura inferior, las pérdidas de calor al ambiente se reducen.

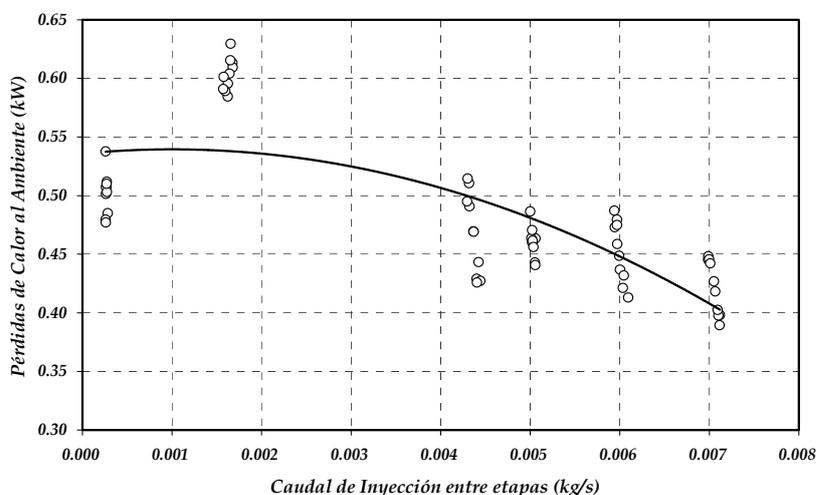


Figura 3. 18. Modificación de pérdidas de calor al ambiente vs. caudal de inyección.
 $T_{amb} = 25 \pm 0.7^{\circ}\text{C}$

A modo de resumen del análisis de la potencia consumida por el compresor, se puede concluir que el incremento de la potencia consumida por el compresor al inyectar un caudal entre etapas para desrecalentar la corriente de refrigerante procedente de la descarga de la etapa de baja, depende principalmente del aumento del calor absorbido por el refrigerante en su paso por el compresor. La potencia utilizada en la etapa de baja disminuye ligeramente debido a la mejora del rendimiento interno. La potencia utilizada en la etapa de alta prácticamente permanece constante. Y por último, las pérdidas de calor al ambiente disminuyen debido a que este calor es absorbido por el refrigerante en su paso por el compresor, que lo mantiene a temperatura inferior.

IV. COP

El siguiente parámetro que se estudia corresponde a la eficiencia energética de la instalación o COP, que se analiza a partir de la relación (3. 52).

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{P_C} \quad (3. 52)$$

En el análisis de la potencia frigorífica (Figura 3. 8) se ha observado que ésta descende conforme aumenta el caudal de inyección entre etapas, y en el análisis de la potencia consumida (Figura 3. 10) que ésta aumenta, por tanto el COP de funcionamiento de la instalación frigorífica descende, tal y como se observa en los datos experimentales presentados en la Figura 3. 19.

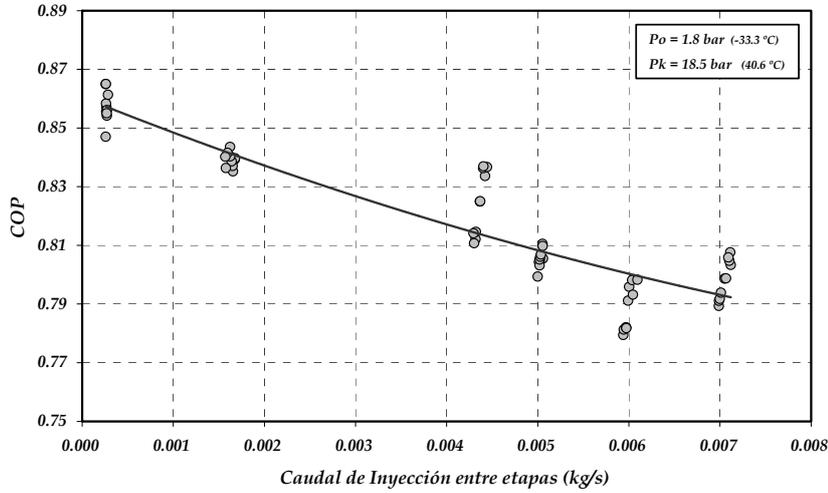


Figura 3. 19. Evolución del COP vs. caudal de inyección entre etapas

A partir de la expresión del COP puede deducirse que ambos parámetros, tanto la potencia frigorífica como la potencia consumida, tienden a disminuir el COP de la instalación, pero es necesario realizar un análisis variacional para determinar cual de los dos términos tiene mayor influencia en el descenso del COP. La variación total del COP en función de las variaciones parciales de la potencia frigorífica y de la potencia consumida se obtiene de la relación (3. 53), mientras que la evolución del COP debido a cada efecto por separado: por (3. 54) para la variación debida a la potencia frigorífica, y por (3. 55) para la variación debida a la potencia consumida.

$$dCOP = dCOP|_{\dot{Q}_o} + dCOP|_{P_C} \quad (3. 53)$$

$$dCOP|_{\dot{Q}_o} = \frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_o} \cdot d\dot{Q}_o = \frac{1}{P_C} \cdot d\dot{Q}_o \quad (3. 54)$$

$$dCOP|_{P_C} = \frac{\partial COP}{\partial P_C} \cdot dP_C = -\frac{\dot{Q}_o}{P_C^2} \cdot dP_C \quad (3. 55)$$

Las evoluciones parciales del COP se muestran en la Figura 3. 20.

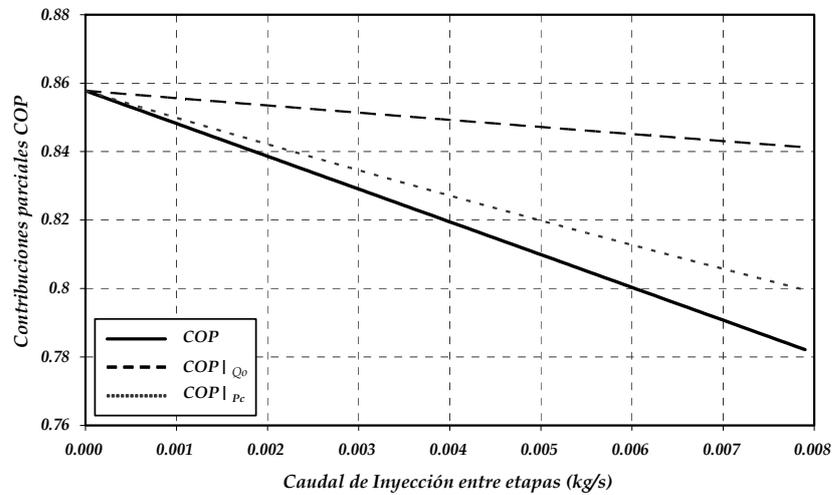


Figura 3. 20. Modificaciones parciales del COP vs. caudal de inyección

A partir de las evoluciones representadas en la Figura 3. 20, la conclusión que se extrae es que la variable de funcionamiento que condiciona la disminución del COP corresponde a la potencia consumida, debido principalmente al incremento del calor absorbido por el refrigerante en el compresor. También la potencia frigorífica tiende a disminuirlo, aunque en menor medida.

V. Temperaturas en el compresor

Analizado el descenso del COP en la instalación al aumentar el caudal de inyección entre etapas, se analiza en este apartado la evolución de las temperaturas en el compresor, cuya tendencia se presenta en la Figura 3. 21.

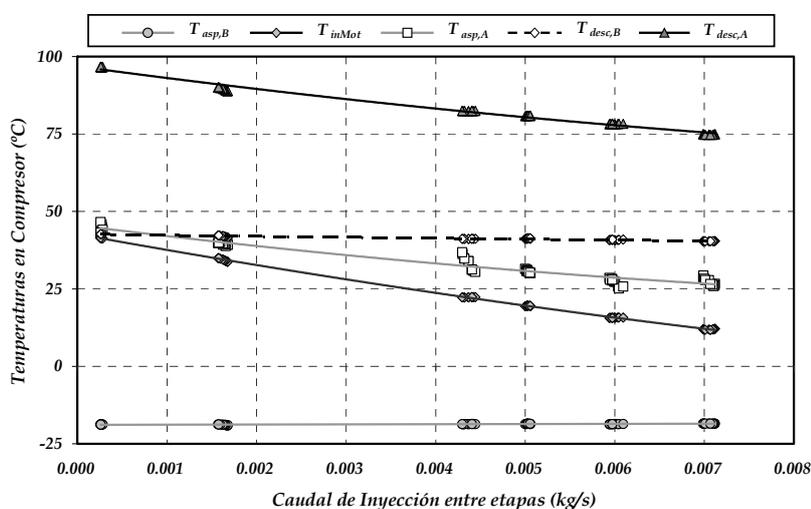


Figura 3. 21. Modificaciones de temperaturas vs. caudal de inyección

En la Figura 3. 21 puede observarse el efecto de la inyección de caudal de refrigerante entre etapas en las temperaturas del ciclo. La temperatura de aspiración en la etapa de baja se mantiene constante, ya que lo es la presión de evaporación y los recalentamientos en baja. Sin embargo, aunque no pueda apreciarse claramente, se produce un ligero descenso en la temperatura de descarga de la etapa de baja. Esta temperatura debería incrementarse, puesto que, la tasa de compresión en baja crece al aumentar el caudal másico de inyección entre etapas. La disminución de temperatura, asociada a la mejora del rendimiento interno aparente en la etapa de compresión, suponemos que es debida al enfriamiento de la línea de baja que provoca la inyección de refrigerante frío entre etapas. Tanto la temperatura de entrada del refrigerante a la carcasa del compresor como la temperatura de aspiración de alta disminuyen conforme aumenta el caudal inyectado entre etapas, siendo el decremento de la temperatura en aspiración de alta inferior al que sufre el refrigerante a la entrada del motor. Este efecto, como se ha comentado en el apartado anterior, se debe al aumento del calor absorbido por el refrigerante en el motor. Por último, la temperatura de descarga disminuye con el caudal de inyección.

Por tanto, la conclusión que puede extraerse del análisis de la eficiencia energética de la instalación (Figura 3. 19) y de la evolución de las temperaturas en el ciclo (Figura 3. 21) es que el único efecto positivo en una instalación de doble etapa que trabaja con un compresor compound con el sistema de inyección directa de líquido y con el HFC-404A como fluido de trabajo, corresponde al descenso de la temperatura de descarga y al aumento de la refrigeración en el compresor, pero por el contrario el rendimiento de la instalación se ve penalizado por el incremento de un caudal másico entre etapas.

3.3.2 Comportamiento energético del sistema de inyección directa de líquido.

En este apartado se analiza el comportamiento, en base a datos experimentales, de la instalación de doble etapa de compresión con compresor compound utilizando el sistema de inyección directa de líquido, en comparativa con el sistema de doble etapa sin utilizar este sistema intermedio. Ambos sistemas se evalúan trabajando con el fluido refrigerante HFC-404A. El objetivo fundamental es analizar el comportamiento y los parámetros energéticos de la instalación operando con este sistema de desrecalentamiento entre etapas, en un amplio rango de funcionamiento de la misma, y considerando como referencia la misma instalación sin la utilización del sistema para producir el desrecalentamiento del vapor procedente de la descarga de baja presión. Se pretende con ello, hacer extensibles los resultados y conclusiones del apartado 3.3.1 a todo el rango de funcionamiento de la instalación.

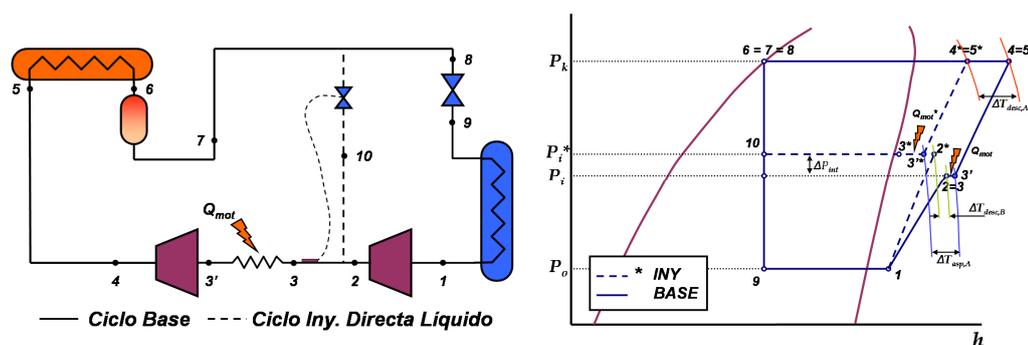


Figura 3. 22. Comparación sistema real de Inyección directa de líquido con sistema Base.

El análisis se basa en los resultados experimentales obtenidos del funcionamiento de la instalación, a régimen de giro constante del compresor (1450 r.p.m.), en un ensayo de variación de presión de condensación en el que se mantuvo constante la de evaporación (1.6 bar. ≈ -36 °C), y en un ensayo de variación de presión de evaporación en el que se mantuvo constante la presión de condensación (18.3 bar. ≈ 40 °C). Estos ensayos, con los mismos niveles de presión en condensación y evaporación, se realizaron para la instalación de doble etapa funcionando con el sistema de inyección directa de líquido con una posición fija de la válvula de expansión del sistema de inyección, y para la instalación de doble etapa sin desrecalentamiento, que se consideró como referencia para la realización del análisis.

En base al análisis realizado en el apartado 3.3.1, donde se ha estudiado la influencia del caudal de inyección entre etapas en el funcionamiento de la instalación, las principales diferencias entre el ciclo sin inyección directa de líquido (de ahora en adelante denotado como *BASE*) y el ciclo con inyección directa de líquido (de ahora en adelante denotado como *INY* y sus parámetros con asterisco *), se encuentran

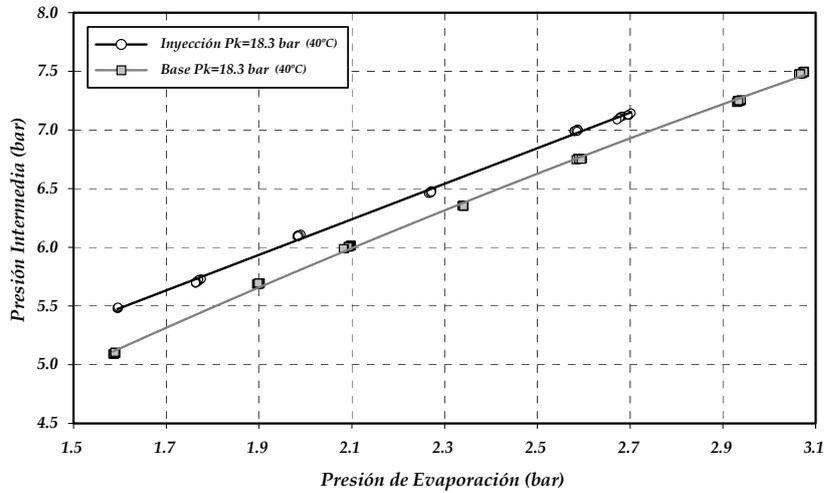
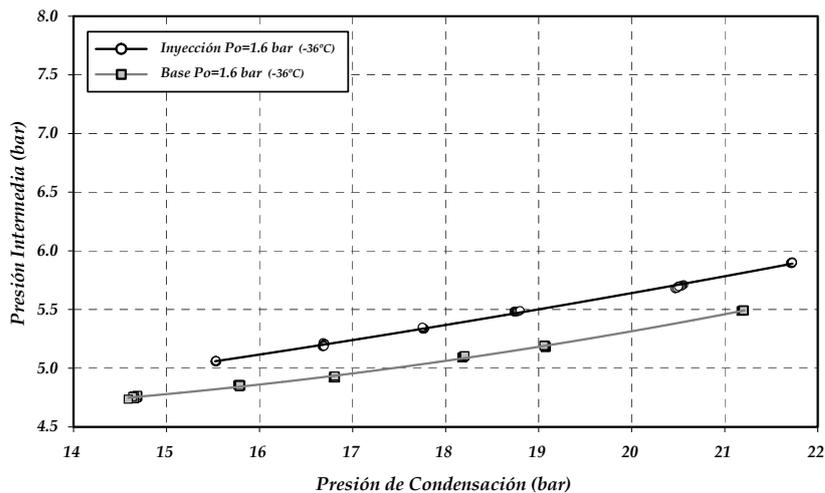
representadas en el diagrama Presión-Entalpía de la Figura 3. 22, y pueden resumirse en las siguientes:

- Incremento de la presión intermedia: A raíz de la relación diferencial (3. 28), en la que se observa una dependencia de la presión intermedia con el caudal inyectado entre etapas, el paso del sistema BASE al sistema INY supondrá un incremento de la presión intermedia.
- Disminución de la temperatura de descarga de la etapa de baja: Dado que el rendimiento interno de la etapa de baja aumenta con el caudal de inyección entre etapas (Figura 3. 13), la temperatura de descarga del ciclo INY será ligeramente inferior a la del ciclo BASE.
- Disminución de la temperatura de aspiración en la etapa de alta: Puesto que en el sistema de INY se introduce refrigerante expandido entre etapas para enfriar la corriente de refrigerante procedente de la etapa de baja, la temperatura de aspiración de la etapa de alta será inferior en el caso de INY.
- Aumento del calor absorbido en el compresor: En referencia a los resultados presentados en la Figura 3. 11, el paso de la configuración BASE a INY se verá penalizado por el aumento del calor absorbido por el refrigerante en la refrigeración del compresor.
- Disminución de la temperatura de descarga de alta: Debido, por una parte, al descenso de la temperatura de aspiración de alta, y por otra, a la ligera mejora del rendimiento interno de la etapa de alta, la temperatura de descarga de alta será inferior en el caso de la configuración INY.

En este apartado se analizan las diferencias entre los sistemas BASE e INY en un amplio rango de funcionamiento de la instalación para poder hacer extensibles los resultados obtenidos en el apartado 3.3.1 a todo el rango de funcionamiento de la instalación, y por otra parte, para cuantificar las diferencias en cuanto a comportamiento energético de los dos sistemas de compresión en doble etapa.

I. Presión intermedia

En la Figura 3. 23 se presenta la comparativa de las presiones intermedias de trabajo en los sistemas BASE e INY para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 24 para el ensayo de variación de presión de condensación.

Figura 3. 23. Presión intermedia. Var. P_o con $P_k=18.3$ barFigura 3. 24. Presión intermedia. Var. P_k con $P_o=1.6$ bar

En ambos ensayos la presión intermedia de trabajo del sistema INY es siempre superior a la del sistema BASE, siendo esta diferencia causada por la inyección de un caudal de refrigerante para conseguir el desrecalentamiento entre etapas, según se obtiene de la expresión (3. 28). Por otra parte, y a tenor de los resultados presentados en la Figura 3. 23 y en la Figura 3. 24, se observa que ambos sistemas de doble etapa presentan tendencias similares, en cuanto a evolución de la presión intermedia frente a variaciones de la presión de condensación y evaporación, siendo el efecto de variación de presión intermedia más importante ante variaciones de presión de evaporación que frente a variaciones de presión de condensación.

La diferencia en la presión intermedia de trabajo en los ciclos de compresión en doble etapa tiene como consecuencia la modificación del comportamiento energético de la instalación, que al igual que en el apartado 3.3.1, se analiza por separado.

II. Potencia Frigorífica

La comparativa entre las potencias frigoríficas y las producciones frigoríficas específicas proporcionadas por el sistema BASE y por el sistema de INY se presentan en la Figura 3. 25, para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 26, para el ensayo de variación de presión de condensación.

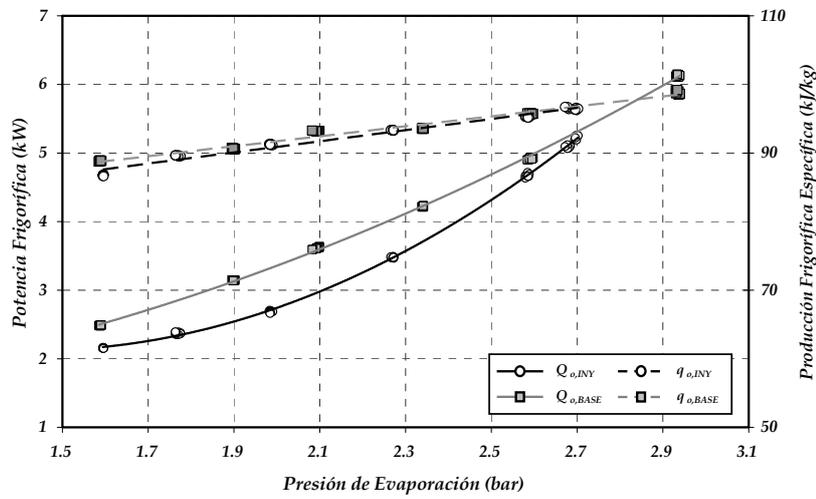


Figura 3. 25 Potencia Frigorífica. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

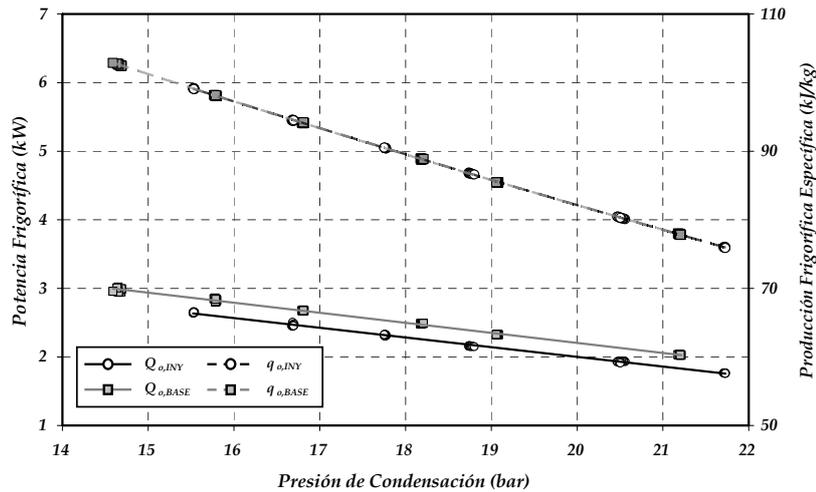


Figura 3. 26 Potencia Frigorífica. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Debido al incremento de presión intermedia causado por la inyección de un caudal de refrigerante entre etapas, se produce una disminución del rendimiento volumétrico en la etapa de baja, generándose con ello un descenso en el caudal másico circulante por la etapa de baja, y por tanto, la reducción de la potencia frigorífica de la instalación. Diferencia que se mantiene con la variación de la presión de condensación a presión de evaporación fija (Figura 3. 26), pero que aumenta conforme disminuye la presión de evaporación para una misma presión de condensación (Figura 3. 25). Sin embargo, no se observan diferencias en cuanto a las producciones frigoríficas específicas entre ambos ciclos de trabajo.

Atendiendo a la definición de potencia frigorífica en el evaporador, expresada por la igualdad (3. 56), donde q_o corresponde a la producción frigorífica específica, y utilizando la relación del rendimiento volumétrico en la etapa de baja con el caudal másico circulante, se expresa la potencia frigorífica del sistema de doble etapa sin desrecalentamiento con la relación (3. 57), y la correspondiente al sistema de inyección directa de líquido con la expresión (3. 58).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot q_o \quad (3. 56)$$

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{V}_{G,B} \cdot \eta_{V,B}}{v_{asp,B}} \cdot q_o \quad (3. 57)$$

$$\dot{Q}_o^* = \frac{\dot{V}_{G,B} \cdot \eta_{V,B}^*}{v_{asp,B}} \cdot q_o \quad (3. 58)$$

La comparativa entre los sistemas BASE e INY, se realiza bajo la suposición de idénticas presiones de evaporación y condensación, lo cual implica que tanto el volumen específico de aspiración de la etapa de baja, como la producción frigorífica específica, se mantengan constantes en ambos sistemas, y por tanto, se obtiene la diferencia de potencias frigoríficas alcanzadas por los sistemas BASE e INY como función de la diferencia de rendimientos volumétricos en la etapa de baja, que es expresada con la relación (3. 59)

$$\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o = \frac{\dot{V}_{G,B}}{v_{asp,B}} \cdot q_o \cdot (\eta_{V,B}^* - \eta_{V,B}) \quad (3. 59)$$

Considerando en el análisis la aproximación lineal del rendimiento volumétrico de la etapa de baja con la tasa de compresión (3. 17), la variación de la potencia frigorífica entre ambos sistemas se expresa según la relación (3. 60), como una función de la variación de la presión intermedia del ciclo.

$$\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o = \frac{\dot{V}_{G,B}}{v_{asp,B}} \cdot q_o \cdot b \cdot \left(\frac{P_i^* - P_i}{P_o} \right) \quad (3.60)$$

Es decir, que la potencia frigorífica alcanzada por el sistema INY es siempre menor que la proporcionada por el sistema BASE, dado que su presión intermedia es siempre superior, y además, esta diferencia aumenta conforme disminuye la presión de evaporación. Contrastando la expresión (3.60) con los datos experimentales, se observa en la Figura 3.25, correspondiente al ensayo de variación de presión de evaporación, que la diferencia de potencias frigoríficas totales aumenta conforme desciende el valor de la presión de evaporación, por el contrario, esta diferencia se mantiene si la presión de evaporación permanece fija, como se muestra en la Figura 3.26 correspondiente al ensayo de variación de presión de condensación.

III. Potencia consumida

En este apartado se muestra la comparativa de la potencia total consumida por el sistema BASE y por el sistema de INY en el ensayo de variación de presión de evaporación (Figura 3.27), y en el ensayo de variación de presión de condensación (Figura 3.28).

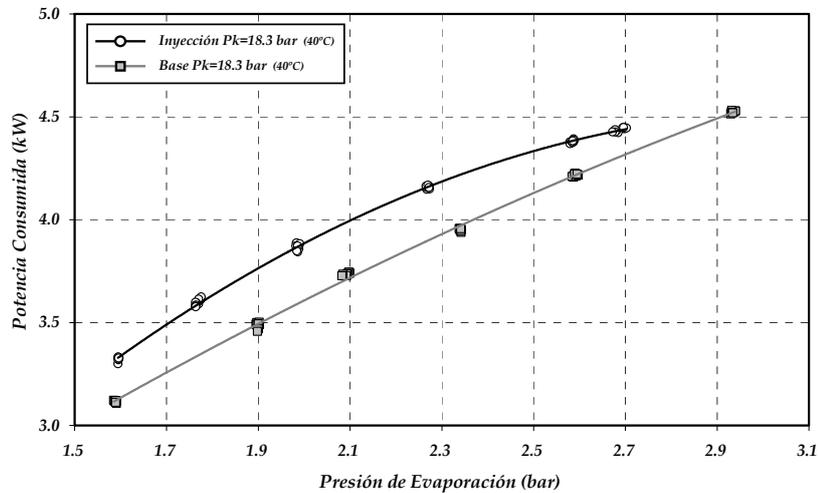


Figura 3.27 Potencia Consumida. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

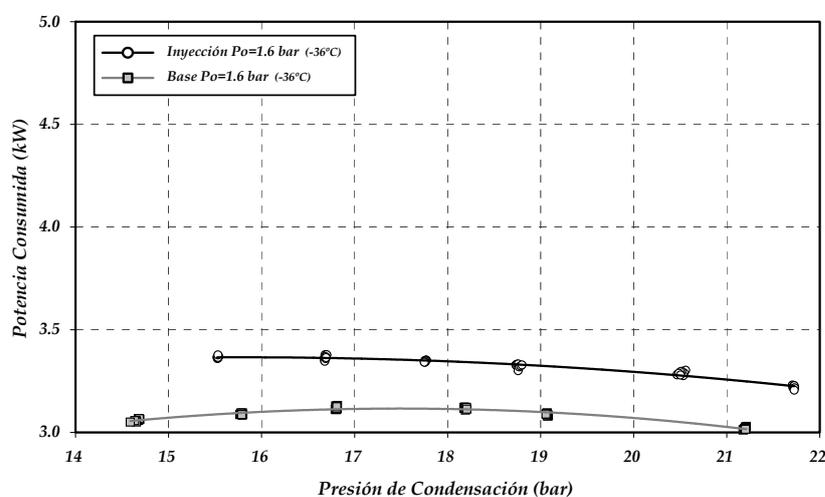


Figura 3. 28 Potencia Consumida. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Tomando como referencia los resultados presentados en la Figura 3. 27 y en la Figura 3. 28, se hace extensible el razonamiento del aumento de la potencia consumida conforme aumenta el caudal de inyección entre etapas presentado en el apartado 3.3.1. De igual forma que en el anterior apartado, se realiza un análisis pormenorizado de las contribuciones parciales en la potencia consumida.

III.A Potencia utilizada en etapa de baja

El principal efecto de la introducción de un caudal de refrigerante entre etapas para conseguir el desrecalentamiento de los vapores de la descarga de baja, consiste en la mejora del rendimiento interno en el proceso de compresión de baja, tal como se muestra en la Figura 3. 13. Este efecto provoca la reducción de la potencia utilizada en esta etapa (Figura 3. 11).

Al realizar la comparativa de los sistemas INY y BASE, debe esperarse un aumento de potencia en la etapa de baja debido al incremento de la presión intermedia, y también una reducción de la misma por la disminución del caudal circulante. Estas dos tendencias son opuestas y de valor similar, tal como se muestra en el análisis variacional de la Figura 3. 12, por lo que la mayor diferencia en cuanto a la potencia utilizada en baja entre el sistema INY y el sistema BASE radicará en una variación del rendimiento interno de la etapa de baja.

A continuación se muestra la evolución de las potencias utilizadas en el proceso de compresión de baja, en el ensayo de variación de presión de evaporación (Figura 3. 29), y en el de variación de presión de condensación (Figura 3. 30). En ambas se observa una disminución de la potencia en el sistema INY respecto al BASE, cuya

causa principal corresponde a la mejora del rendimiento interno en la etapa de baja al desrecalentar entre etapas, según se observa en la Figura 3. 31 y en la Figura 3. 32.

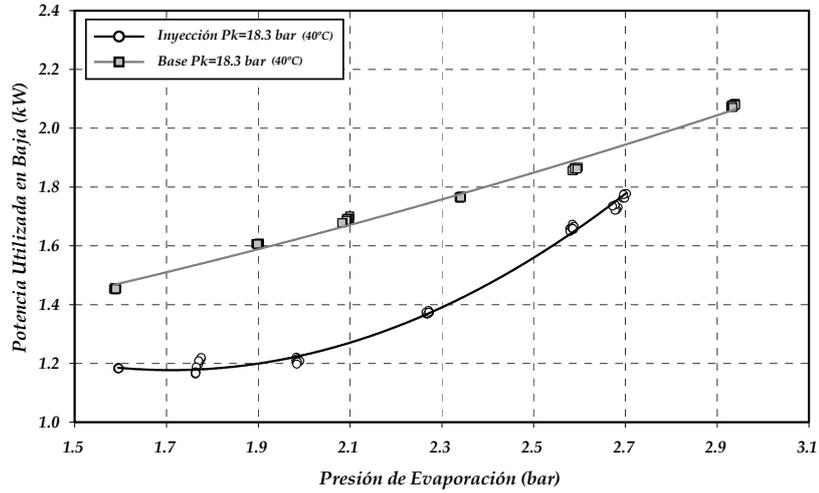


Figura 3. 29. $P_{C,B}$ Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

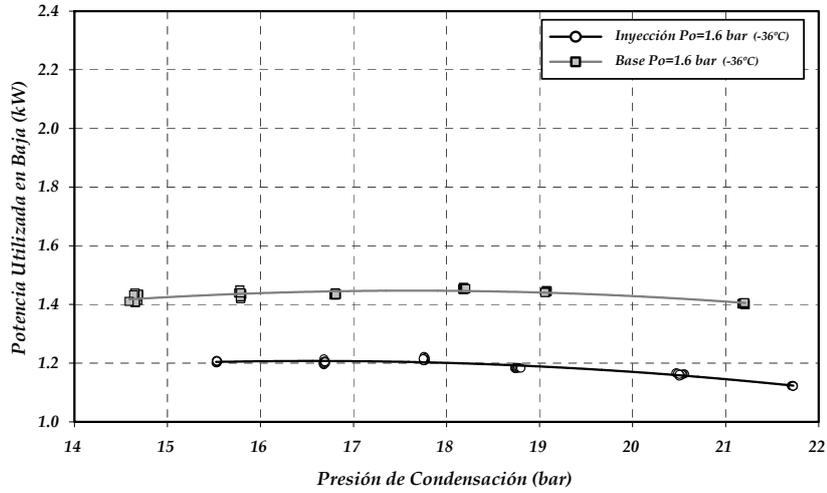
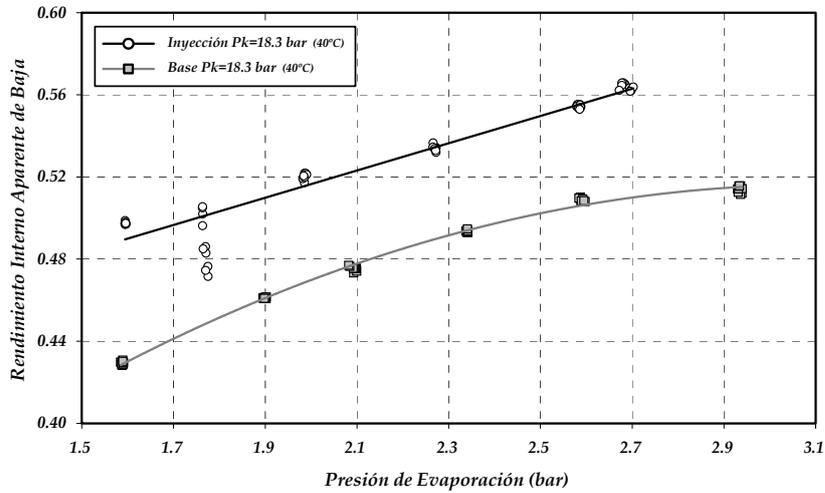
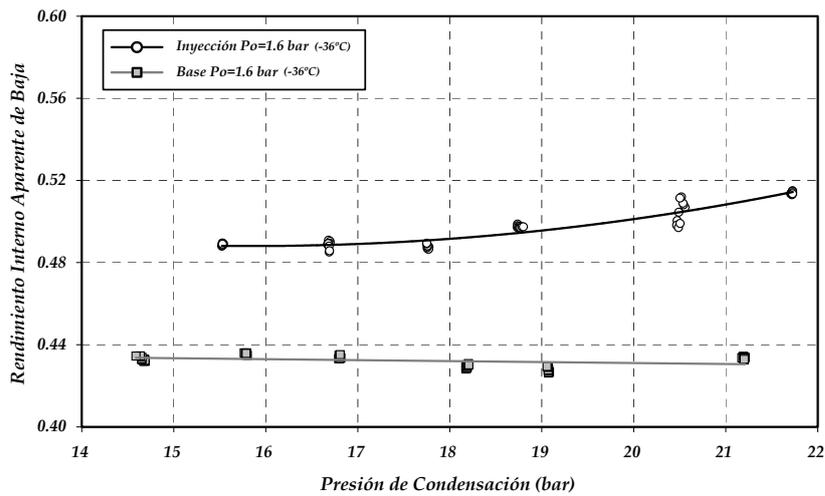


Figura 3. 30. $P_{C,B}$ Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Figura 3. 31. Rendimiento Interno Baja. Var. P_o con $P_k = 18.3$ barFigura 3. 32. Rendimiento Interno Baja. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

A la vista de la Figura 3. 31 y de la Figura 3. 32, es destacable que se produce una mejora en el rendimiento interno aparente en la etapa de compresión de baja al introducir un caudal de refrigerante para producir el enfriamiento entre etapas. La mejora en el rendimiento interno puede ser causada por el refrigerante que se re-expande en los cilindros de la etapa de baja. Después de realizar la mezcla de los vapores de descarga con el caudal de inyección, la temperatura resultante es muy inferior a la de descarga, y por tanto, es posible que la re-expansión del refrigerante dentro del cilindro enfríe las paredes internas del mismo, y con ello, se produzca una disminución del calor absorbido en el proceso de compresión por contacto con las paredes del cilindro. Otra posible justificación de la mejora del rendimiento interno

en la etapa de baja entre el sistema de INY y el BASE, esbozada por Cavallini *et al.* [22], es que, en el caso de la utilización de un compresor compound, existe un flujo de calor no despreciable entre los cilindros y/o camisas de la etapa de alta y baja. Puesto que en el sistema de inyección tanto la temperatura de aspiración como la de descarga de alta son inferiores en el sistema INY, el flujo neto de calor transferido de la etapa de alta a la de baja a través de los cilindros se reduce, y por tanto, aumenta el rendimiento interno de la etapa de baja.

III.B Potencia utilizada en etapa de alta

La conclusión del análisis realizado al variar las condiciones de inyección en el apartado 3.3.1 es que la potencia consumida en alta no sufre variaciones significativas ante la introducción de caudal másico entre etapas para provocar el desrecalentamiento (Figura 3. 14), ya que el incremento de potencia debido al aumento del caudal másico circulante por la etapa de alta se ve compensado con la reducción del trabajo de compresión isentrópico.

En los resultados de potencia utilizada en la etapa de compresión de alta correspondientes a los ensayos de variación de presión de evaporación (Figura 3. 33), y de variación de presión de condensación (Figura 3. 34) no se observa una diferencia significativa en el valor de potencia entre el sistema BASE e INY. Si bien el sistema de inyección directa de líquido obliga a esta etapa a trasegar una cantidad mayor de refrigerante, el incremento de la potencia debido a este efecto se ve compensado con la disminución del trabajo de compresión isentrópico en alta debido a una disminución de la tasa de compresión, y a causa del enfriamiento del refrigerante por el desrecalentamiento. Por otra parte, no se ha observado una variación significativa de los rendimientos internos aparentes en la etapa de alta.

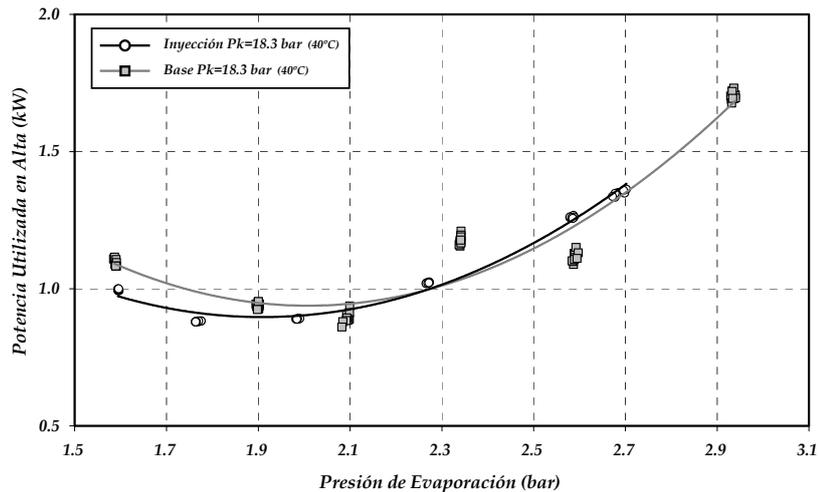
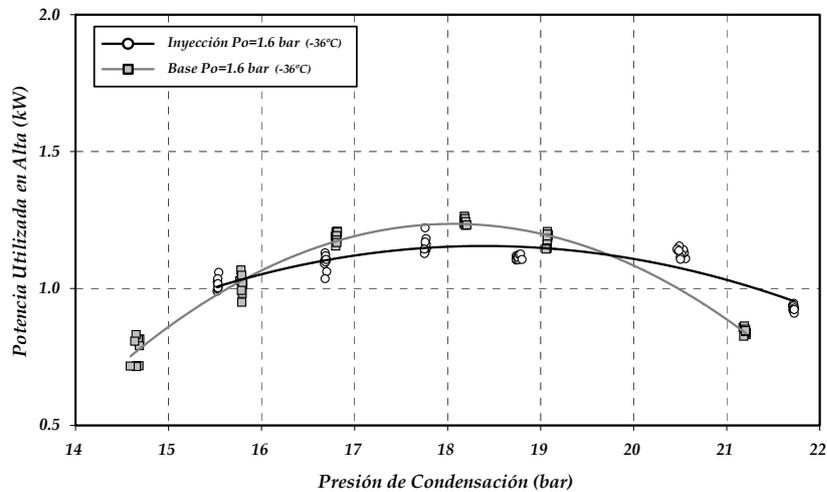


Figura 3. 33. $P_{C,B}$ Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

Figura 3. 34. $P_{C,B}$ Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

III.C Calor absorbido en el compresor

En el análisis realizado en la sección 3.3.1 (Figura 3. 16) se concluyó que conforme aumenta el caudal de inyección entre etapas para producir el desrecalentamiento del vapor, el calor absorbido por el refrigerante en la refrigeración del compresor aumentaba. Con la inyección de refrigerante expandido de alta a media presión se consigue una disminución brusca de la temperatura de entrada al compresor, lo cual implica que éste se mantenga a una temperatura inferior, pero por el contrario, que aumente el calor absorbido por el refrigerante.

A continuación se muestra la comparativa de la potencia absorbida por el refrigerante en su paso por el compresor, ante variaciones de la presión de evaporación, Figura 3. 35, y ante variaciones de la presión de condensación, Figura 3. 36. Es de destacar que siempre el sistema INY presenta una potencia absorbida superior al sistema BASE.

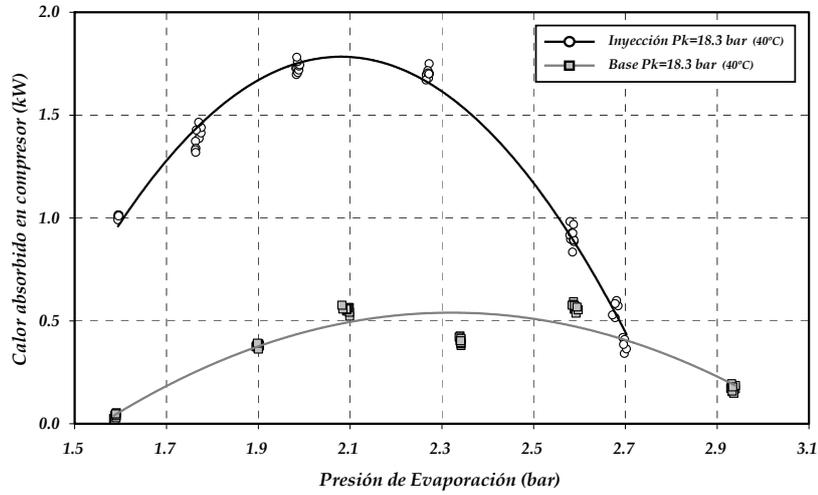


Figura 3. 35. Q_{mot} Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar.

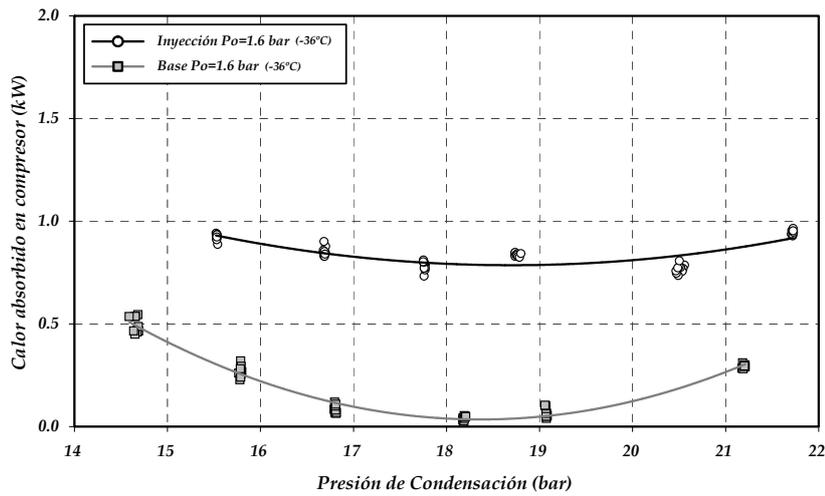
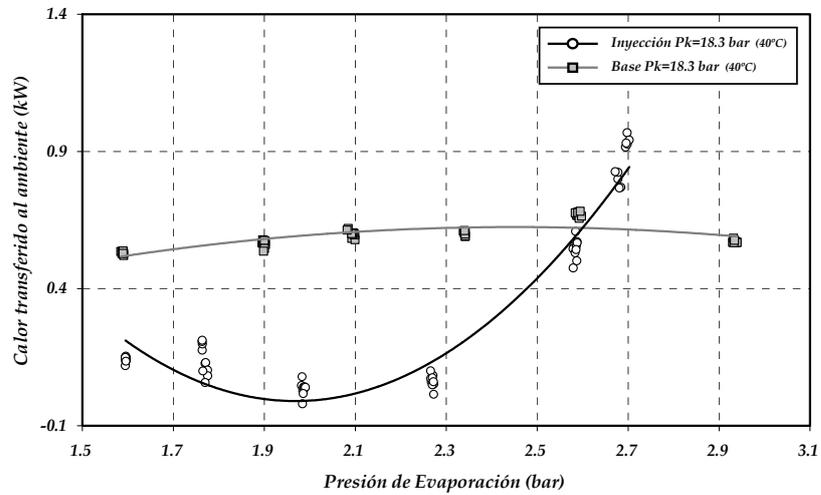
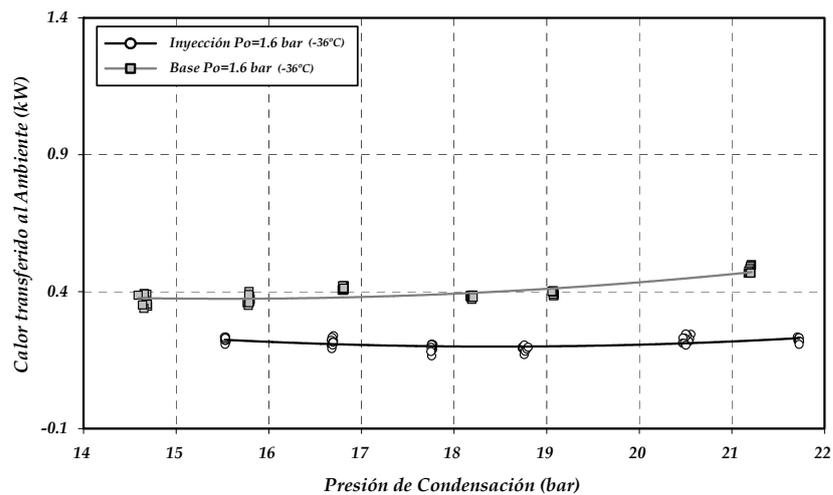


Figura 3. 36. Q_{mot} Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

III.D. Calor cedido al ambiente

El último término que contribuye a la potencia consumida corresponde a la transmisión de calor al ambiente, que se obtiene a partir del balance energético en el compresor, con la expresión (3. 36). Dado que en el caso del sistema INY el compresor, tanto la carcasa como las culatas de los cilindros se mantienen a temperatura inferior, las pérdidas de calor al ambiente se reducen (Figura 3. 37 y Figura 3. 38).

Figura 3. 37. Q_{amb} Var. P_o con $P_k=18.3$ bar $T_{amb} = 25 \pm 0.7^\circ\text{C}$ Figura 3. 38. Q_{amb} Var. P_k con $P_o=1.6$ bar. $T_{amb} = 26 \pm 0.4^\circ\text{C}$

A modo ilustrativo se muestra la comparativa de distribución de temperaturas (por termografía infrarroja) en la culata de la etapa de compresión de alta para el ensayo de variación de presión de condensación con presión de evaporación de 1.6 bar para los sistemas BASE (Figura 3. 39) e INY (Figura 3. 40), operando en presión de condensación de 16.7 bar.

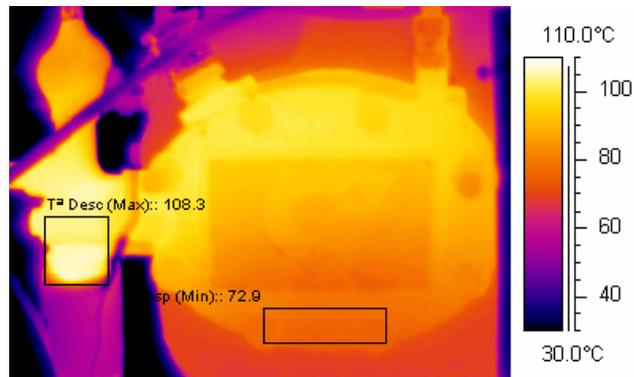


Figura 3. 39. Temperaturas por IR descarga de alta. BASE. $P_o = 1.6$ bar, $P_k = 16.8$ bar

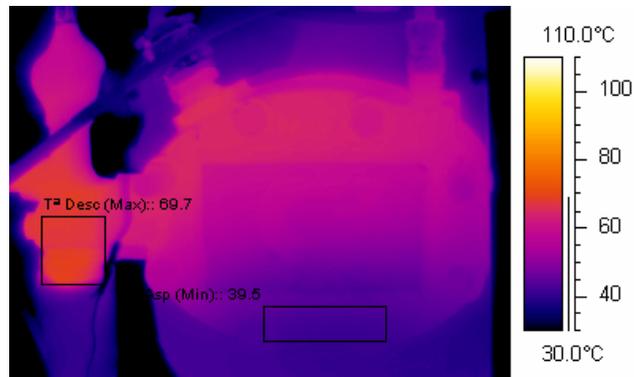
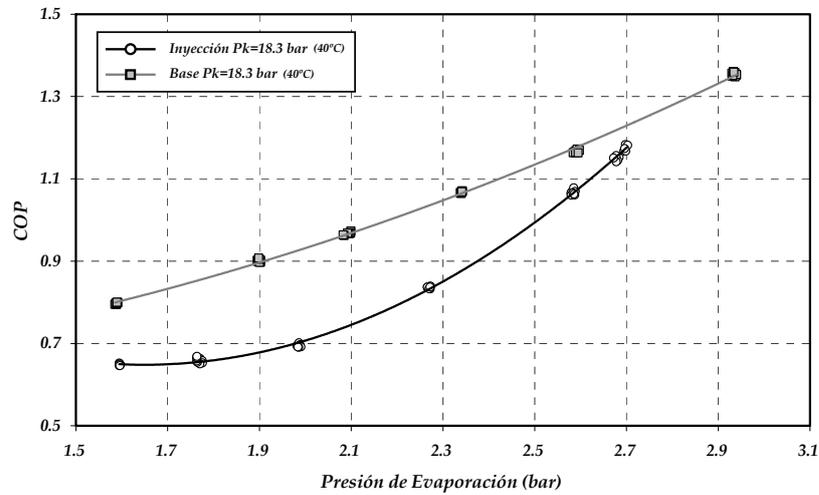
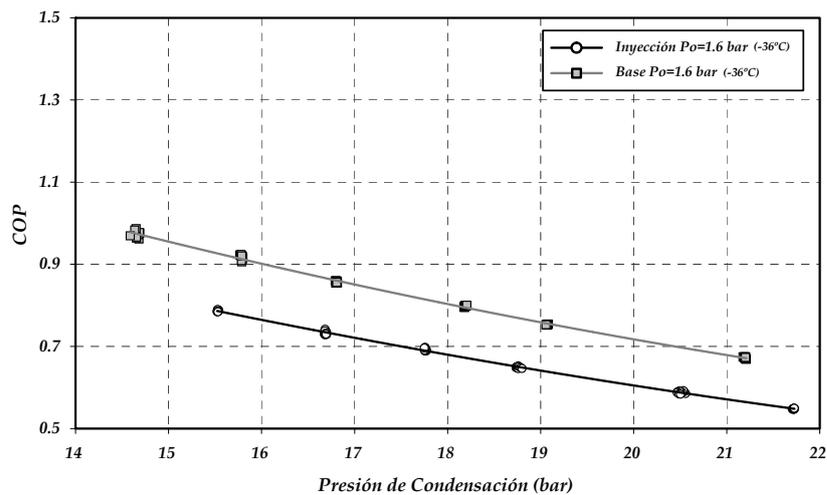


Figura 3. 40. Temperaturas por IR descarga de alta. INY. $P_o = 1.6$ bar, $P_k = 16.7$ bar

Se observa una disminución drástica de la temperatura en la zona de aspiración de la etapa de alta, que se reduce prácticamente a la mitad (de 72.9 a 39.5 °C), y de la temperatura en la zona de descarga de alta (de 108.3 a 69.7 °C). Esta disminución de temperatura en la culata de alta implicará que la transmisión de calor entre la etapa de baja y la de alta sea inferior, por lo que el calentamiento del refrigerante en la etapa de compresión de baja sería inferior, y por tanto, se mejoraría el rendimiento interno de la etapa de baja, de acuerdo con los resultados de Cavallini A. *et al.* [22] .

IV. COP

A continuación se muestra la comparativa del COP alcanzado por ambos sistemas en el ensayo de variación de presión de evaporación, Figura 3. 41, y en el ensayo de variación de presión de condensación, Figura 3. 42.

Figura 3. 41. COP Var. P_o con $P_k = 18.3$ barFigura 3. 42. COP Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Como se concluyó en el apartado 3.3.1, el COP del sistema INY será siempre inferior al del sistema BASE debido a la disminución de la potencia frigorífica (3. 60) y al aumento de la potencia consumida (Figura 3. 10). Este efecto se observa en la Figura 3. 41 y en la Figura 3. 42, sin embargo es de destacar que la diferencia en los valores del COP alcanzados por los sistemas se mantiene constante ante variaciones de la presión de condensación con presión de evaporación fija (Figura 3. 42), pero que esta diferencia crece de forma notable cuando los sistemas trabajan a bajas presiones de evaporación (Figura 3. 41). Este aumento de la diferencia del rendimiento energético se debe principalmente a la disminución de la potencia frigorífica del sistema INY

provocada por la disminución del caudal másico trasegado al introducir un caudal de inyección entre etapas.

V. Temperaturas en el compresor

En el apartado 3.3.1 se observó que al inyectar un caudal de refrigerante entre etapas para desrecalentar los vapores procedentes de la descarga de baja, la temperatura de descarga disminuía ligeramente pese a estar sometida a una tasa de compresión superior, y que esta diferencia estaba causada por un aumento del rendimiento interno aparente en la etapa de compresión.

La reducción de la temperatura de descarga se observa en los datos presentados a continuación. En la Figura 3. 44 se presenta la comparativa de temperaturas de descarga para ambos sistemas en el ensayo de variación de presión de condensación. Puede observarse que para una misma temperatura de aspiración, la temperatura de descarga de la etapa de baja es inferior en el sistema de INY. En el ensayo de variación de presión de evaporación (Figura 3. 43) las conclusiones son idénticas, aunque en este caso se observa una desviación de la temperatura de aspiración de la etapa de baja que es debida a una modificación del recalentamiento menos útil en la línea de aspiración.

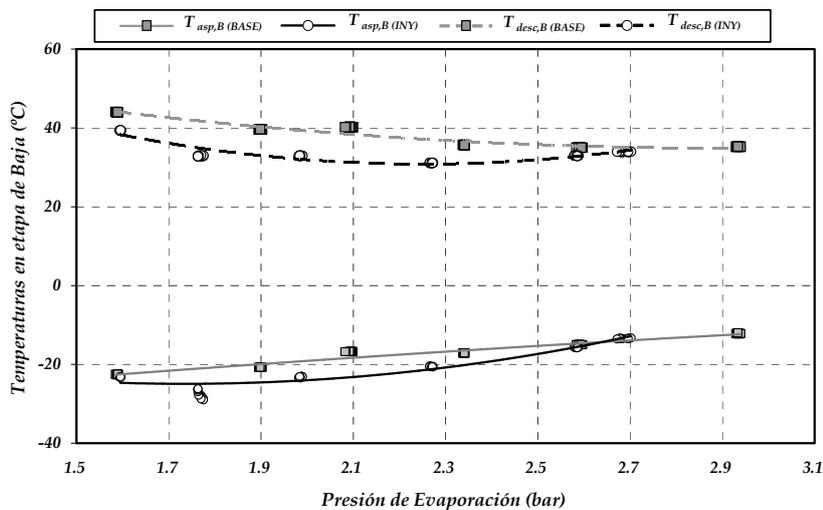
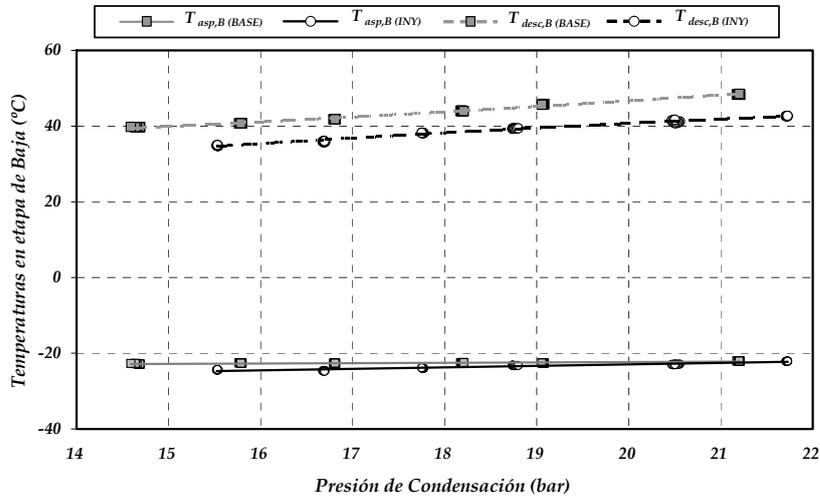
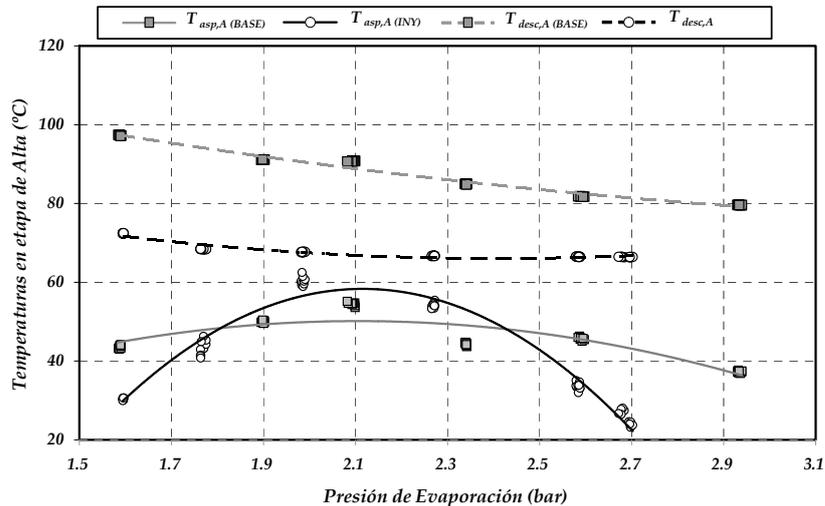
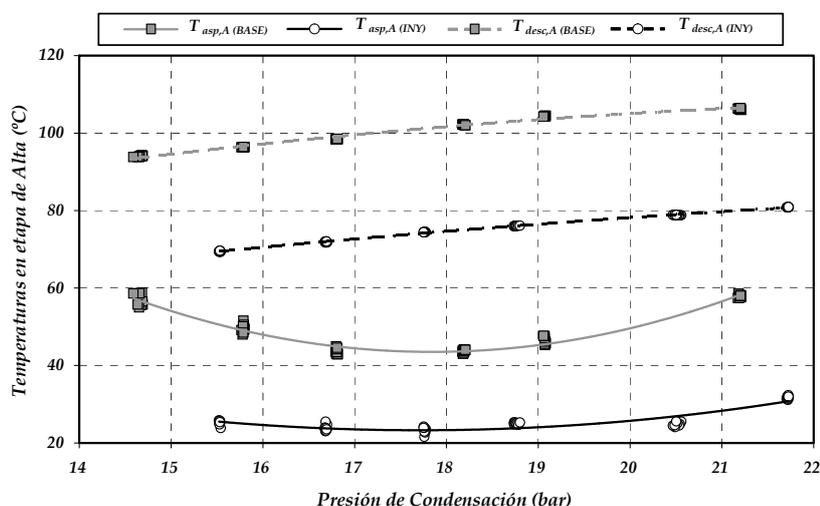


Figura 3. 43. Tª etapa de Baja Var. P_o con P_k = 18.3 bar

Figura 3. 44. Tª etapa de Baja Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

En cuanto a las temperaturas en el compresor en la etapa de alta, la principal diferencia se encuentra en la temperatura de aspiración. En la Figura 3. 45 y en la Figura 3. 46 se muestran las temperaturas en aspiración y descarga en los ensayos de variación de presión de evaporación y de variación de presión de condensación respectivamente. Mientras que el salto de temperaturas total en la etapa de compresión se mantiene constante, puesto que el rendimiento interno de la etapa no varía con el caudal de inyección, lo que hace disminuir la temperatura de descarga de alta es la baja temperatura de aspiración.

Figura 3. 45. Tª etapa de Alta Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

Figura 3. 46. Tª etapa de Alta Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

VI. Discusión

En la comparativa del comportamiento energético del sistema INY respecto al sistema BASE se han observado una serie de diferencias significativas. En primer lugar, la inyección de refrigerante entre etapas para conseguir el desrecalentamiento, provoca un incremento de la presión intermedia, que causa una serie de modificaciones en el ciclo de doble etapa: El caudal de refrigerante circulante por la etapa de baja se reduce, debido al aumento de la tasa de compresión, lo cual induce una reducción de la potencia frigorífica (Figura 3. 25 y Figura 3. 26), pero también una reducción en la potencia utilizada en el proceso de compresión en baja. Por otro lado, la potencia utilizada en la etapa de alta no varía significativamente, sin embargo, el calor absorbido por el refrigerante en la refrigeración del compresor es siempre superior en el sistema de inyección, lo que provoca que la potencia consumida total sea superior en el caso del sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 27 y Figura 3. 28). Como consecuencia de la disminución de la potencia frigorífica y el aumento de la potencia total consumida, el COP del ciclo disminuye al desrecalentar entre etapas, y éste disminuye conforme se reduce la presión de evaporación (Figura 3. 25). Por último, el único parámetro que se ve beneficiado al introducir la inyección de refrigerante entre etapas es la disminución de la temperatura de descarga de la etapa de alta.

En conclusión, destacar que el efecto de la inyección directa de líquido entre etapas, en un sistema doble etapa con compresor compound semi-hermético, es que se consigue disminuir la temperatura de descarga de alta a costa de empeorar el rendimiento energético de la instalación.

3.4 Doble etapa con subenfriamiento mediante subcooler

En el apartado 3.3 ha sido analizada la instalación de doble etapa de compresión que opera con el sistema de inyección directa de líquido para conseguir el desrecalentamiento entre etapas. En este apartado se analiza la configuración de ciclo doble etapa en la cual el objetivo es provocar subenfriamiento del líquido de salida del condensador antes de entrar en el expansor, efecto que ha sido analizado experimentalmente con el sistema de doble etapa con subcooler, cuyo esquema y ciclo Presión-Entalpía aparece representado en la Figura 3. 47.

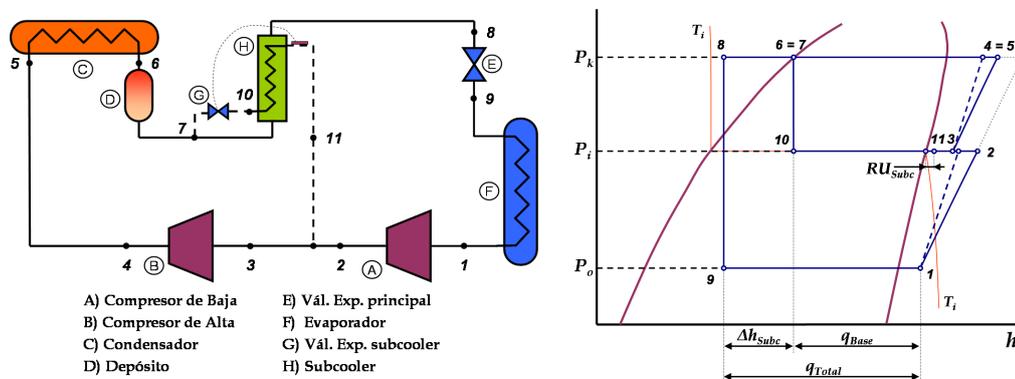


Figura 3. 47. Esquema y ciclo Presión-Entalpía del sistema de subenfriamiento con subcooler

El ciclo de doble etapa de compresión con subcooler es un ciclo que mantiene las ventajas de los sistemas de inyección parcial, como son la expansión principal desde la presión de condensación y la entrada de refrigerante a la válvula de expansión en forma de líquido subenfriado, pero que además se ha ideado para evitar otros inconvenientes. En primer lugar, el diseño del ciclo con un intercambiador cerrado permite alcanzar eficiencia y capacidad frigorífica similar a las de los sistemas que utilizan depósito intermedio, ya que es posible obtener el mismo salto entálpico en el evaporador que en los ciclos anteriores, pero con un mecanismo de regulación más sencillo. Éste consiste en una válvula de expansión convencional, y por tanto, se evita la necesidad del control del nivel de líquido en el depósito intermedio. Además, el subcooler permite evitar problemas derivados de la evaporación parcial del refrigerante a presión intermedia en el caso de utilizar mezclas de refrigerantes, y por otro lado, evitar la retención del aceite en el depósito. Adicionalmente, este sistema, en el caso que el bulbo de regulación de la válvula que controla el subcooler este colocado en la aspiración de la segunda etapa de compresión permite regular también el desrecalentamiento entre etapas.

En este apartado se presenta el análisis experimental del comportamiento de la instalación de doble etapa de compresión trabajando con un compresor compound y

con el sistema de subcooler para producir el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador. Al igual que en el análisis del sistema de inyección directa de líquido (apartado 3.3), el análisis experimental del sistema de subcooler se ha dividido en una primera parte, en la que se analiza la variación de los parámetros principales de operación de la instalación al variar las condiciones de inyección del refrigerante en el subcooler trabajando a presiones fijas, y en una segunda, en la que se realiza la comparativa energética y de operación del sistema doble etapa con subcooler con el sistema de doble etapa que no utiliza ni desrecalentamiento entre etapas ni subenfriamiento del líquido, en un amplio rango de funcionamiento de la instalación.

3.4.1 Efectos del subenfriamiento con subcooler

El análisis de la instalación operando con el sistema de subcooler parte de un análisis de variación del grado de subenfriamiento del líquido procedente del condensador, en el que se mantuvieron constantes la presión de evaporación ($P_o=1.8$ bar.) y la presión de condensación ($P_k=18.4$ bar.), y en el que se varió la cantidad de refrigerante inyectada a través del subcooler (Figura 3. 48). En este apartado se analizan las principales variaciones en los parámetros energéticos de la instalación.

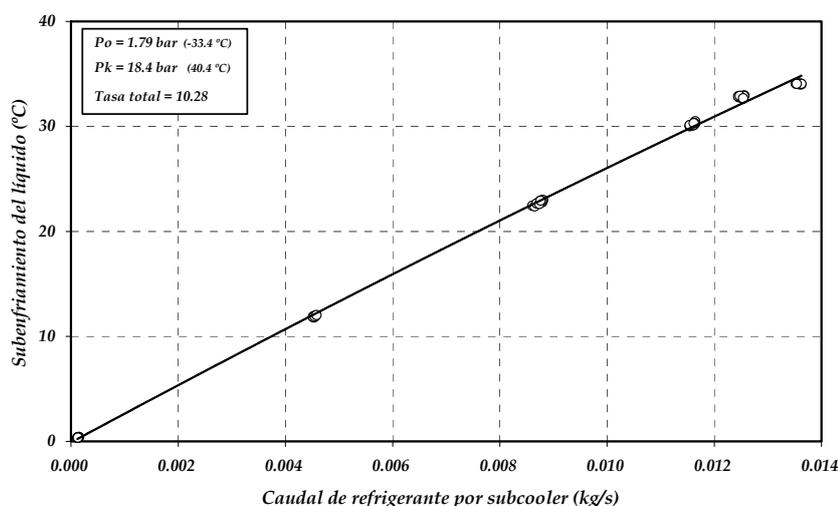


Figura 3. 48. Variación del subenfriamiento de líquido vs. caudal de refrigerante circulante por el subcooler

Al igual que ocurre con el sistema de inyección directa de líquido, la introducción de un caudal de refrigerante entre etapas provoca la modificación de las condiciones de operación del compresor, que son determinadas por la relación entre los volúmenes geoméricamente disponibles en cada una de las etapas de compresión, siendo éstas representadas por la ecuación (3. 8).

A continuación se analizan las modificaciones en los parámetros energéticos de la instalación al variar el caudal de refrigerante circulante a través del subcooler.

I. Presión intermedia

De forma análoga al sistema de inyección directa de líquido, la introducción de un caudal de refrigerante entre etapas (en este caso en forma de vapor sobrecalentado procedente de la salida del subcooler a presión intermedia) provoca la modificación de la presión intermedia del ciclo. Este efecto se observa en los resultados presentados en la Figura 3. 49.

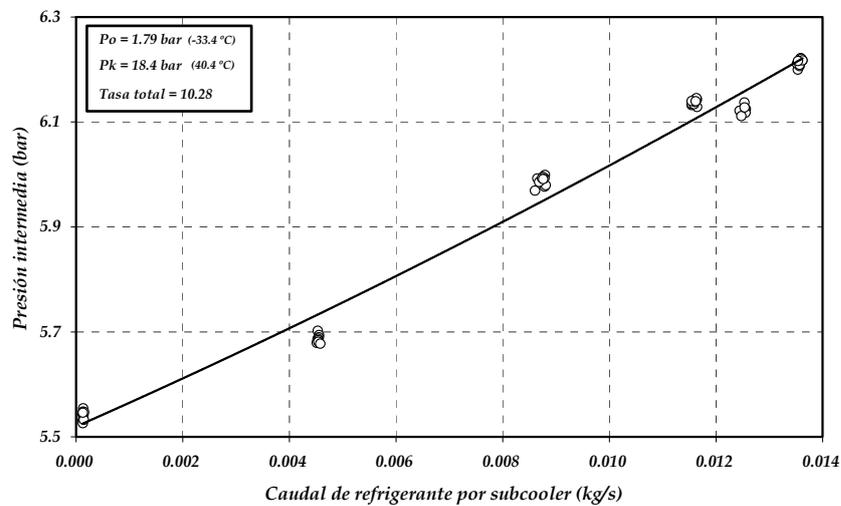


Figura 3. 49. Variación de la P_i vs. caudal circulante por el subcooler

Esta modificación de presión intermedia, cuya dependencia con el caudal másico inyectado entre etapas viene determinada por la relación (3. 28), desencadena una serie de cambios en los parámetros de funcionamiento de la instalación de doble etapa de compresión, inducidos fundamentalmente por la variación de los caudales másicos circulantes por la instalación, cuya evolución en el ensayo aparece representada en la Figura 3. 50.

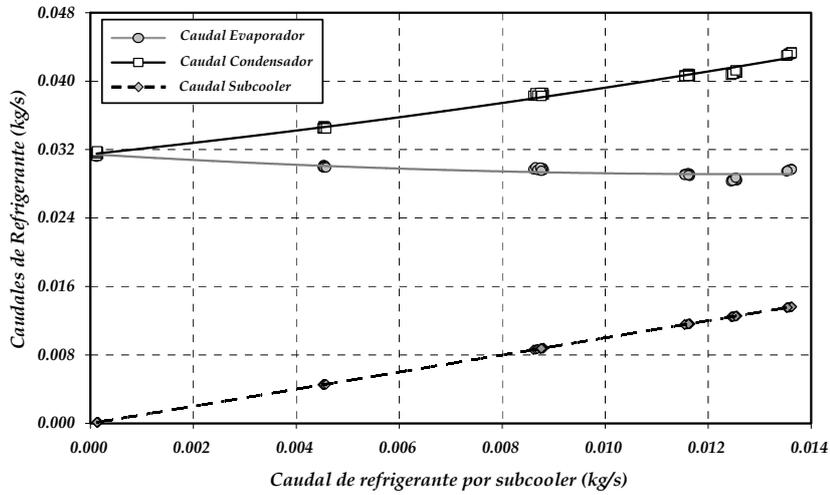


Figura 3. 50. Modificación de caudales máscicos de refrigerante vs. caudal a través del subcooler.

II. Potencia Frigorífica

La variación de presión intermedia y de caudales máscicos de refrigerante circulantes por las etapas de compresión resultan en una modificación de la potencia frigorífica de la instalación, que aumenta conforme lo hace el caudal que atraviesa el subcooler, tal y como se observa en los resultados de la Figura 3. 51.

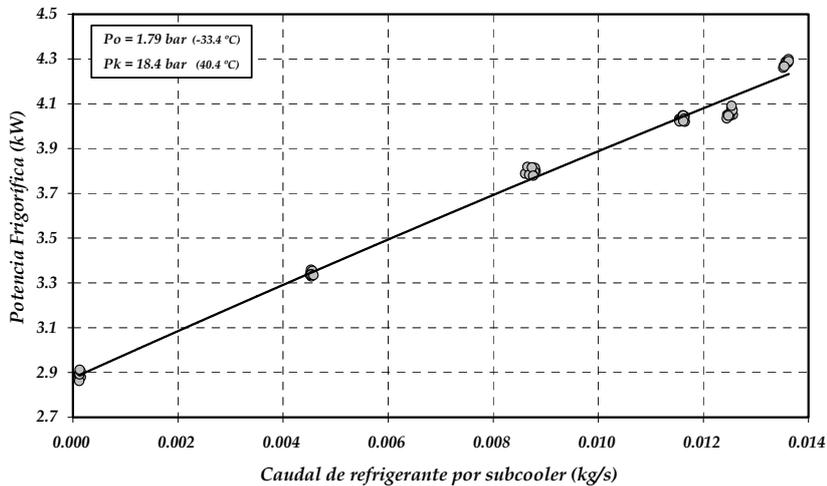


Figura 3. 51. Variación de Q_o en función del caudal de ref. a través del subcooler

En el caso del sistema de inyección de líquido, la reducción de la potencia frigorífica se debía fundamentalmente a la modificación del rendimiento volumétrico de la

etapa de baja, que provocaba la disminución del caudal de refrigerante trasegado en la etapa de baja. Sin embargo en este caso, a pesar de producirse reducción del caudal de refrigerante circulante en la etapa de baja (debido al aumento de la tasa de compresión en baja), se consigue un aumento de la producción frigorífica específica.

Este aumento entrópico es debido al efecto del subenfriamiento de líquido provocado en el subcooler (Figura 3. 52), donde:

- q_o corresponde al salto entrópico total del refrigerante en el evaporador.
- q_{o_Base} es el salto entrópico en el evaporador sin considerar el subenfriamiento de líquido, o sea, diferencia entre la entalpía de salida del vapor del evaporador y la entalpía de salida del líquido del condensador.
- Δh_{Subc} es el salto entrópico del refrigerante conseguido en el subenfriamiento en el subcooler.

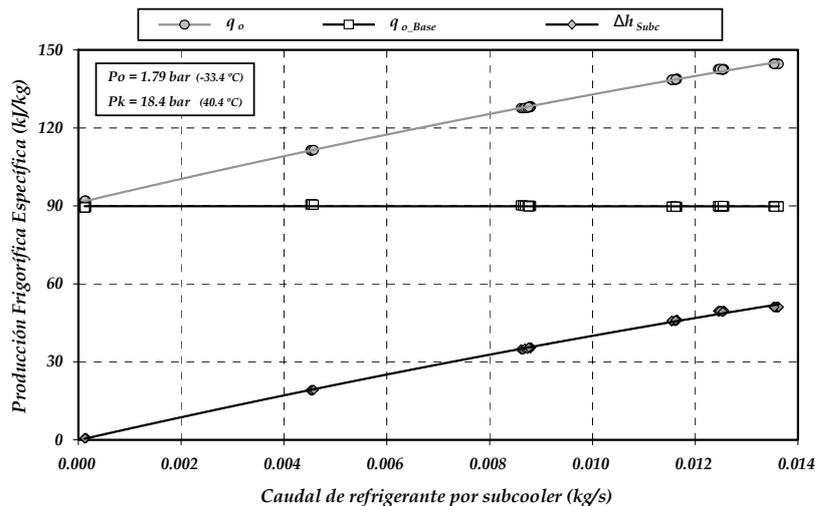


Figura 3. 52. Variación de producción frigorífica específica vs. caudal de refrigerante a través del subcooler

En el caso de la instalación de doble etapa con subcooler, la potencia frigorífica total del refrigerante en el evaporador (\dot{Q}_o), expresada según la relación (3. 61), puede desglosarse en función de: la producción frigorífica específica del ciclo sin subenfriamiento (q_{o_Base}), que es únicamente función de la presión de evaporación y condensación; y del salto entrópico en refrigerante conseguido en el proceso de subenfriamiento en el subcooler (Δh_{Subc}).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot q_o = \dot{m}_B \cdot (q_{o_Base} + \Delta h_{Subc}) \quad (3. 61)$$

Desglosando los términos que componen la producción frigorífica específica total, se obtiene que la potencia del ciclo base o ciclo sin subenfriamiento, expresada según la relación (3. 62), viene dada por la diferencia entre la entalpía de vapor saturado a la presión de evaporación y la de líquido saturado a presión de condensación, a la que se adiciona los pequeños incrementos entálpicos debidos al subenfriamiento en condensador y al recalentamiento útil en evaporador. Mientras que el salto entálpico debido al enfriamiento en el subcooler, en el que se ha supuesto expansión isentálpica, se desarrolla como la diferencia entre la entalpía de salida del líquido saturado a presión de condensación menos la entalpía de la salida del líquido subenfriado del subcooler, según la relación (3. 63), a la que hay que añadirle la pequeña modificación debida al subenfriamiento en el condensador.

$$q_{o_Base} = (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) + \Delta h_{SUB} + \Delta h_{RU} \quad (3. 62)$$

$$\Delta h_{Subc} = h_L|_{P_k} - h_{sLs} - \Delta h_{SUB} \quad (3. 63)$$

El término del incremento entálpico debido al subenfriamiento puede relacionarse con la eficiencia térmica del subcooler según la relación (3. 64), que corresponde al cociente entre la potencia real transferida entre la potencia teórica máxima en caso de que la superficie del intercambiador fuese infinita.

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{Q}_{transferido}}{\dot{Q}_{max,teorico}} = \frac{\dot{Q}_{subcooler}}{\dot{Q}_{max,teorico}} \quad (3. 64)$$

En el subcooler, en el que se da un proceso de evaporación, la potencia máxima teórica que podría transferirse la marca el fluido con capacidad calorífica mínima, que corresponde al líquido a alta presión, puesto que la otra corriente de refrigerante sufre un proceso de evaporación, y por tanto, despreciando el glide del refrigerante, ésta presenta capacidad calorífica infinita. Por lo tanto, la potencia máxima teórica equivale al máximo salto en temperaturas que puede darse en el líquido a alta presión y viene expresada por la relación (3. 65), que corresponde a la diferencia entre la temperatura de salida del líquido del condensador menos la temperatura de líquido saturado a presión intermedia, con las desviaciones provocadas por el glide del refrigerante a presión intermedia y del subenfriamiento en el condensador.

$$\Delta T_{max} = (T_L|_{P_k} - \Delta T_{SUB}) - (T_L|_{P_i} + \Delta T_{Glide}) \quad (3. 65)$$

Este salto de temperaturas expresado en forma de entalpías, y aplicado a la eficiencia térmica del subcooler (3. 64), resulta en la relación (3. 66).

$$\mathcal{E} = \frac{(h_L|_{Pk} - h_{sLs}) - \Delta h_{SUB}}{(h_L|_{Pk} - h_L|_{Pi}) - \Delta h_{SUB} - \Delta h_{Glide}} \quad (3.66)$$

La instalación que se analiza en la presente tesis presenta un depósito de acumulación de líquido a la salida del subcooler (Figura 2. 2), por lo que, el grado de subenfriamiento a la salida del condensador es prácticamente nulo y puede despreciarse. De igual forma, puede despreciarse el incremento de entalpía correspondiente al glide del refrigerante (para el HFC-404A no supera los 0.5 °C en el rango de trabajo). Dado que estos dos saltos entálpicos son despreciables, la expresión de la eficiencia del subcooler según la relación (3. 66) puede aproximarse a una función de las propiedades en saturación del refrigerante según la expresión (3. 67).

$$\mathcal{E} = \frac{h_L|_{Pk} - h_{sLs}}{h_L|_{Pk} - h_L|_{Pi}} \quad (3.67)$$

De igual forma que se desprecian los pequeños saltos entálpicos para estimar el valor de la eficiencia térmica del subcooler, puede despreciarse en la expresión de la potencia frigorífica específica del ciclo base o sin subenfriamiento de líquido (3. 61), tanto el subenfriamiento en condensador como el recalentamiento útil en el evaporador. Combinando las expresiones (3. 61), (3. 62) y (3. 67) se obtiene la expresión de la potencia frigorífica de la instalación de doble etapa expresada según la relación (3. 68).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot [(h_V|_{Po} - h_L|_{Pk}) + \mathcal{E} \cdot (h_L|_{Pk} - h_L|_{Pi})] \quad (3.68)$$

O sea, la potencia frigorífica total de la instalación de doble etapa de compresión operando con el sistema de subenfriamiento por subcooler, depende únicamente del caudal circulante por la etapa de baja, del refrigerante seleccionado y de la eficiencia térmica del subcooler. Esta expresión coincide con la obtenida por Domanski [17] para un ciclo de inyección parcial con aspiración en vapor recalentado.

En la Figura 3. 53 se presenta la validación de la estimación de la potencia frigorífica en el evaporador evaluada con la expresión (3. 68) con la calculada a partir de las medidas experimentales. Se observa que la aproximación de la potencia frigorífica está dentro del rango de error del $\pm 2\%$, por lo que se aceptan como válidas las suposiciones realizadas. Así mismo, en la Figura 3. 54 se presenta la evolución de la eficiencia térmica del subcooler en función del caudal introducido entre etapas, que aumenta conforme lo hace el caudal de refrigerante evaporado en el subcooler.

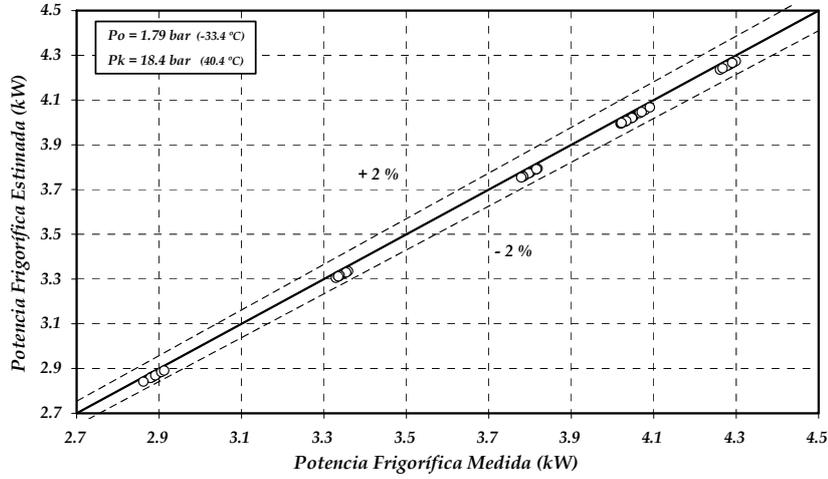


Figura 3. 53. Aproximación de Q_o del ciclo doble etapa con subcooler con la expresión (3. 68)

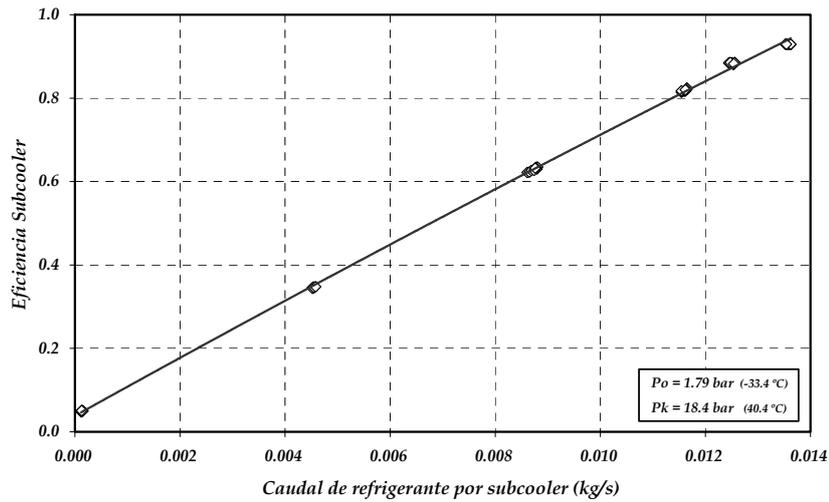


Figura 3. 54. Evolución eficiencia térmica del subcooler vs. variación del caudal de refrigerante a través de subcooler.

Dado el buen grado de aproximación de la expresión (3. 68) con los datos experimentales de potencia frigorífica, se considera dicha expresión para realizar el análisis variacional de la potencia frigorífica en la instalación al introducir un caudal de refrigerante adicional entre etapas. En este caso la variación de potencia frigorífica en la instalación, que se desarrolla forma de derivadas parciales según la ecuación (3. 69), tiene en cuenta las variaciones provocadas por modificaciones en el caudal másico circulante por la etapa de baja (3. 70), por la eficiencia del subcooler (3. 71), y por la entalpía de líquido saturado a la presión intermedia (3. 72).

$$d\dot{Q}_o = \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial \dot{m}_B} \cdot d\dot{m}_B + \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial \mathcal{E}} \cdot d\mathcal{E} + \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial h_L|_{P_i}} \cdot dh_L|_{P_i} =$$

$$= d\dot{Q}_o \Big|_{\dot{m}_B} + d\dot{Q}_o \Big|_{\mathcal{E}} + d\dot{Q}_o \Big|_{h_L|_{P_i}} \quad (3.69)$$

$$d\dot{Q}_o \Big|_{\dot{m}_B} = \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial \dot{m}_B} \cdot d\dot{m}_B = \left[(h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) + \mathcal{E} \cdot (h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}) \right] \cdot d\dot{m}_B \quad (3.70)$$

$$d\dot{Q}_o \Big|_{\mathcal{E}} = \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial \mathcal{E}} \cdot d\mathcal{E} = \dot{m}_B \cdot (h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}) \cdot d\mathcal{E} \quad (3.71)$$

$$d\dot{Q}_o \Big|_{h_L|_{P_i}} = \frac{\partial \dot{Q}_o}{\partial h_L|_{P_i}} \cdot dh_L|_{P_i} = -\dot{m}_B \cdot \mathcal{E} \cdot dh_L|_{P_i} \quad (3.72)$$

En la Figura 3. 55 se representa la evolución de la potencia frigorífica en la instalación ante la variación del caudal de refrigerante evaporado en subcooler, y las evoluciones parciales debidas a la variación de los diferentes parámetros que la componen. El incremento de caudal másico provoca un aumento de la presión intermedia, que se traduce en una reducción de la potencia frigorífica debido a la reducción del caudal circulante por la etapa de baja, y a una reducción debido a la disminución del valor de entalpía de líquido saturado a presión intermedia. Sin embargo, el término con mayor influencia, y que provoca que la potencia frigorífica total aumente, corresponde al aumento de la eficiencia térmica del subcooler, que incrementa al introducir una cantidad mayor de refrigerante.

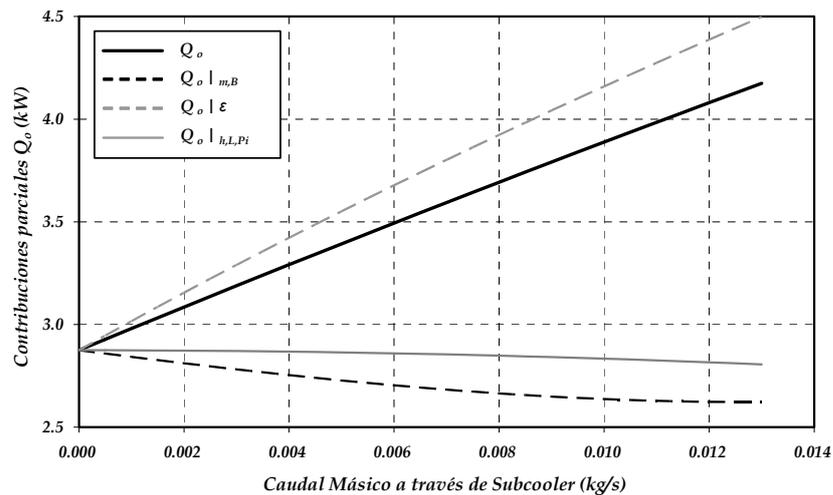


Figura 3. 55. Variaciones parciales Q_o vs. caudal másico circulante por subcooler

A raíz de la Figura 3. 55, la conclusión que se extrae es que en la instalación de doble etapa con subcooler, la disminución de caudal por la etapa de baja al introducir un caudal de refrigerante entre etapas se compensa con el incremento entálpico conseguido mediante el subenfriamiento de la corriente de líquido a la salida del condensador, y por tanto, es conveniente para maximizar la potencia frigorífica del ciclo trabajar siempre en condiciones de eficiencia del subcooler máxima, o sea eficiencia del subcooler igual a la unidad. Esta condición de trabajo permite definir la relación de caudales que debe darse en cualquier instalación de este tipo para trabajar con valor de eficiencia del subcooler máxima, y que viene expresada por la condición de la ecuación (3. 73).

$$M = \frac{m_A}{m_B} = \frac{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_i}}{h_V|_{P_i} - h_L|_{P_k}} \quad (3. 73)$$

III. Potencia Consumida

El aumento de presión intermedia causado por la introducción de un caudal entre etapas provoca modificaciones en la potencia absorbida por el compresor, que aumenta conforme lo hace el caudal inyectado entre etapas, tal y como se observa en la Figura 3. 56.

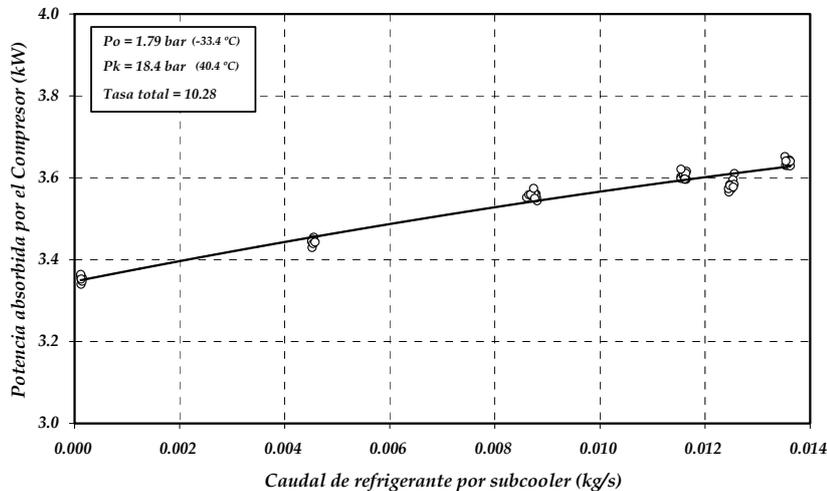


Figura 3. 56. Variación de potencia consumida vs. caudal de refrigerante por subcooler

Al igual que en sistema de inyección directa de líquido, la modificación de las condiciones de operación del compresor provoca variaciones en cada una de las aportaciones a la potencia consumida total, que desglosadas de manera idéntica a lo realizado para el caso del sistema de inyección directa de líquido, según la ecuación (3. 32), resultan en la evolución que aparece en la Figura 3. 57.

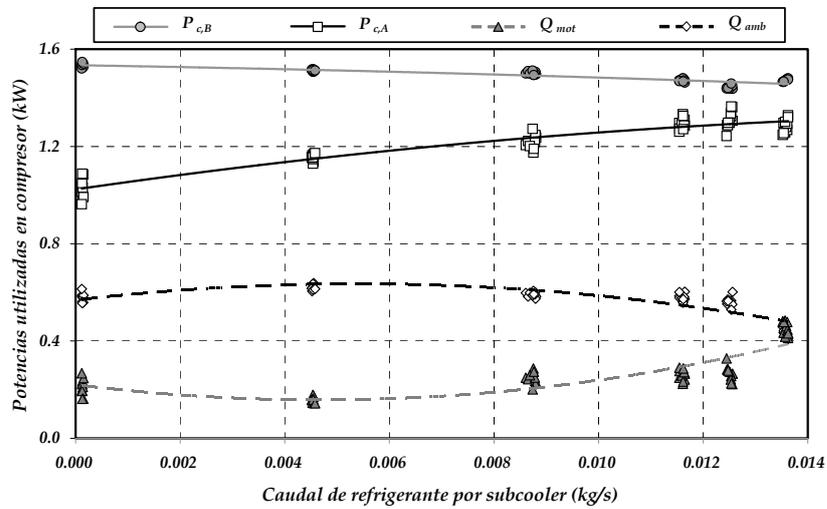


Figura 3. 57. Modificación de las potencias consumidas vs. caudal de refrigerante por subcooler

A continuación se presenta el análisis pormenorizado de cada una de las componentes de la potencia total obtenidas a partir de los datos experimentales del ensayo.

La potencia utilizada en el proceso de compresión en baja (3. 33) se reduce con el incremento de caudal entre etapas, tal y como se observa en la Figura 3. 58. Los resultados son similares a los obtenidos en la evaluación del sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 12), pero en este caso, al ser la variación de presión intermedia mayor, el aumento de la potencia utilizada en la etapa de baja debido al incremento del trabajo isentrópico de compresión (3. 41) es mayor que en el caso del sistema de inyección. Este incremento se compensa con la disminución de la potencia consumida debido a la disminución del caudal másico circulante (3. 40), y con la mejora del rendimiento interno (3. 42), que en el caso del subcooler no es tan pronunciado (debido a que no se consigue un desrecalentamiento tan fuerte entre las etapas de compresión). Por tanto, la reducción de la potencia utilizada en la etapa de baja es inferior que en el caso del sistema de inyección directa del líquido.

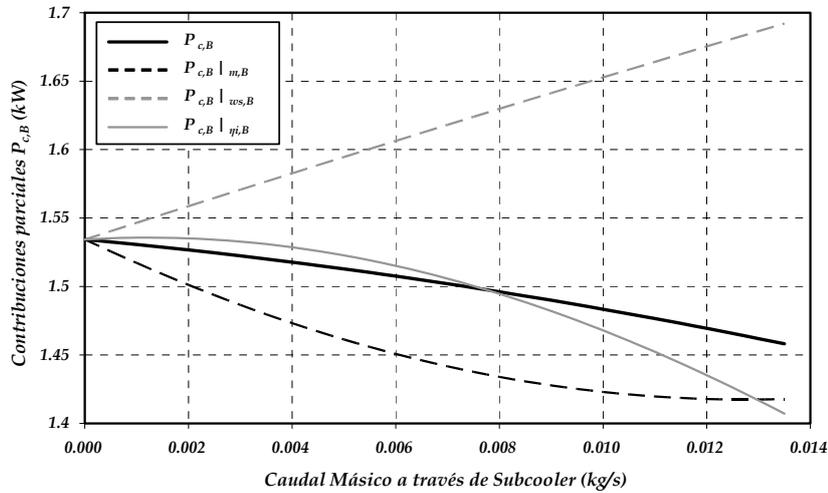


Figura 3. 58. Modificación de la $P_{c,B}$ vs. incremento del caudal entre etapas

Comparando los resultados obtenidos de la evolución de la potencia utilizada en la etapa de baja ante a la modificación del rendimiento interno (Inyección directa: Figura 3. 12, Subcooler: Figura 3. 58), cabe destacar la diferencia en la evolución de los rendimientos internos aparentes en ambos sistemas. En la Figura 3. 59, se presenta la evolución de los rendimientos internos aparentes de la etapa de baja en función de la relación de caudales mássicos de refrigerante, y en la Figura 3. 60, en función de la temperatura después de producirse la mezcla de los vapores de descarga de baja y de la corriente de inyección entre etapas. La comparativa se presenta para la operación de la instalación en los mismos niveles de presión de evaporación y condensación.

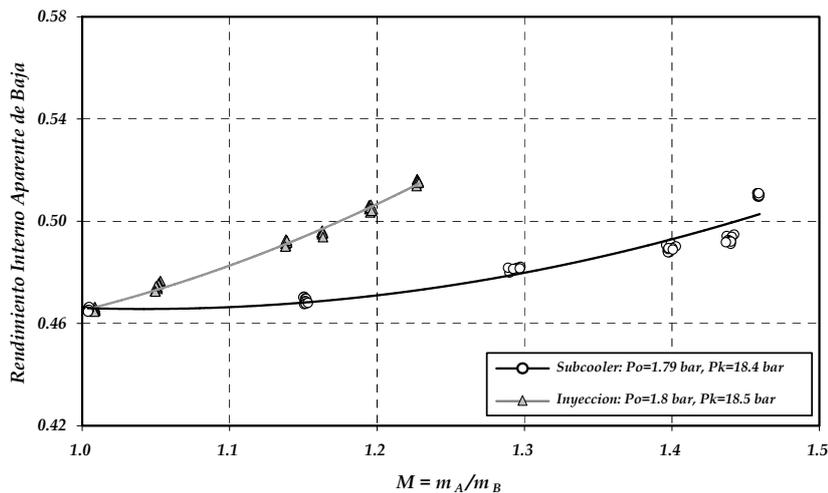


Figura 3. 59. $R_{i,B}$ aparente del sistema de inyección directa y sistema subcooler vs. relación de caudales entre etapas

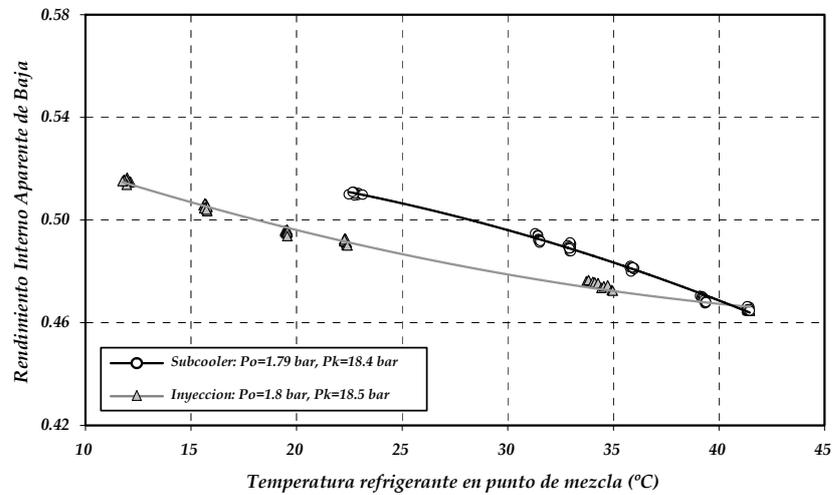


Figura 3. 60. $R_{i,B}$ aparente del sistema de inyección directa y sistema subcooler vs. temperatura de en punto de mezcla corriente de inyección

Puede observarse que el rendimiento interno aparente de baja no es solo función de la tasa de compresión, que estaría en relación con la relación de caudales máxicos circulantes ' M ', sino que además, depende de la temperatura resultante en colector que une la descarga de baja y la corriente de inyección, la cual consigue mejorar el rendimiento interno en baja al disminuir su valor. Ahora bien, este fenómeno puede estar provocado por dos causas diferentes: la re-expansión de los vapores en el volumen muerto del cilindro o que el caudal de inyección provoca una variación de la temperatura de la carcasa del motor y de los cilindros. En definitiva, se consigue una disminución del calentamiento del refrigerante en el interior del cilindro durante el proceso de compresión, siendo la disminución de temperatura en el punto de mezcla de las corrientes positiva para mejorar el proceso de compresión en baja.

La potencia utilizada en el proceso de compresión en la etapa de alta, evaluada a partir de los datos experimentales con la expresión (3. 34), aumenta conforme lo hace el caudal que atraviesa el subcooler, tal y como se observa en la Figura 3. 57. El análisis variacional de la potencia utilizada en alta se muestra en la Figura 3. 61.

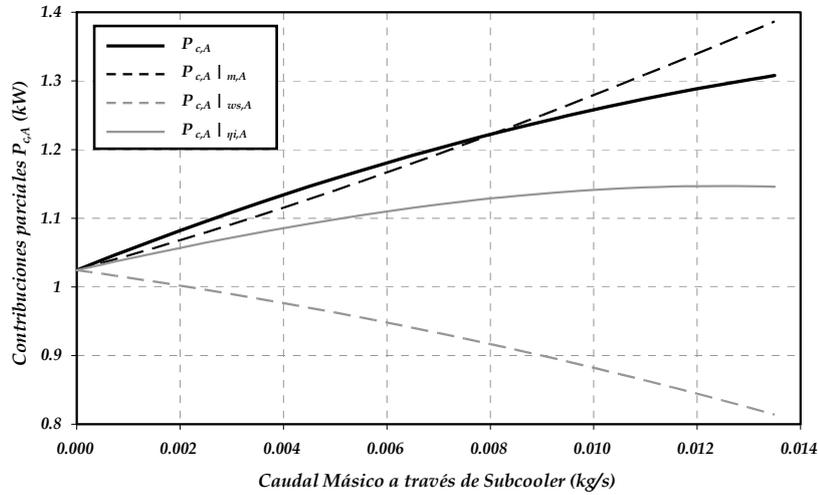


Figura 3. 61. Evolución del $R_{i,A}$ ante el incremento del caudal entre etapas

A diferencia del sistema de inyección directa de líquido, en que el incremento de potencia debido al aumento de caudal en la etapa de alta se compensa con la disminución del trabajo isentrópico de compresión en la etapa de alta (Figura 3. 14), en el caso del sistema con subcooler esta mejora no se consigue. Por una parte, el incremento de caudal circulante por la etapa de alta es mayor, y por otra, la mejora del trabajo isentrópico de compresión debido al desrecalentamiento entre etapas es menor, ya que los vapores procedentes de la salida del subcooler tienen menos capacidad de desrecalentamiento que en el caso del sistema de inyección de líquido. Por otra parte, se observa que no se produce una mejora en el rendimiento interno aparente de la etapa de alta, fundamentalmente debido a que el nivel de enfriamiento del compresor es inferior al del caso del sistema de inyección.

En la Figura 3. 62 se muestra la evolución del calor absorbido por el refrigerante en el proceso de refrigeración del compresor, evaluado a partir de las medidas experimentales con la relación (3. 35), así como la contribución parcial por la modificación del caudal de refrigerante en la etapa de alta, según la ecuación (3. 50), y la contribución parcial debida al cambio en el salto entálpico del refrigerante en el compresor, según la expresión (3. 51).

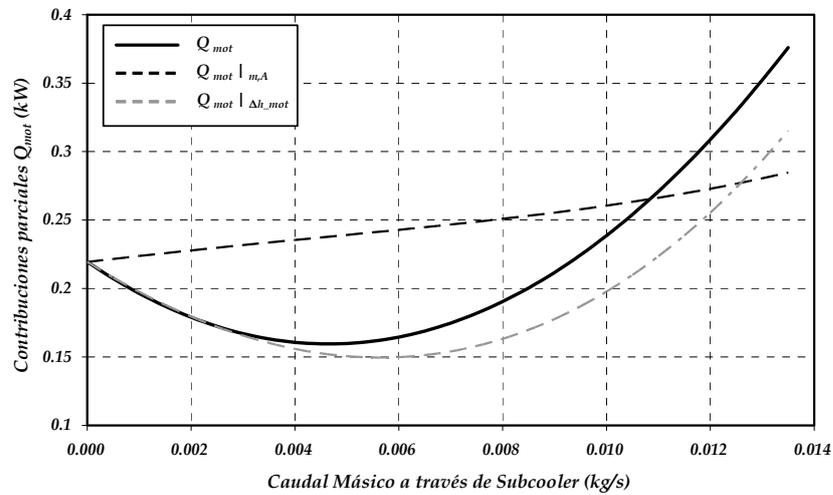


Figura 3. 62. Modificación Pot. Absorbida en motor vs. caudal entre etapas

La evolución del calor absorbido en el compresor es similar a la observada en el caso del sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 16). Éste aumenta conforme se incrementa el caudal de refrigerante introducido entre etapas, debido fundamentalmente a la reducción de la temperatura de entrada del refrigerante al compresor. Sin embargo, el recalentamiento total del refrigerante en condiciones de eficiencia de subcooler máxima es hasta un 35% inferior que en el caso de la inyección directa de líquido. Esta reducción del calor absorbido en el compresor se debe fundamentalmente a la temperatura de entrada del refrigerante al compresor, que como se observa en la Figura 3. 63, es muy inferior a la medida en el sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 17), y por lo tanto, el compresor se mantiene a una temperatura superior, reduciendo con ello el recalentamiento y el calor absorbido en el compresor.

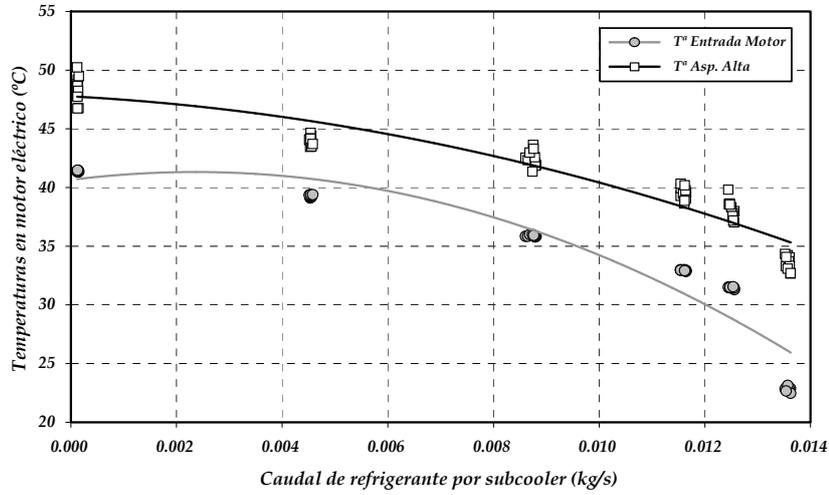


Figura 3. 63. Modificación de temperaturas en el compresor ante variación del caudal entre etapas

La transmisión de calor al ambiente al variar el caudal evaporado en subcooler, evaluada con la relación (3. 36), se presenta en la Figura 3. 64. Los resultados experimentales son similares al caso del sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 18). Se obtiene una reducción poco significativa de la potencia cedida por el compresor al ambiente al introducir mayor cantidad de caudal entre etapas.

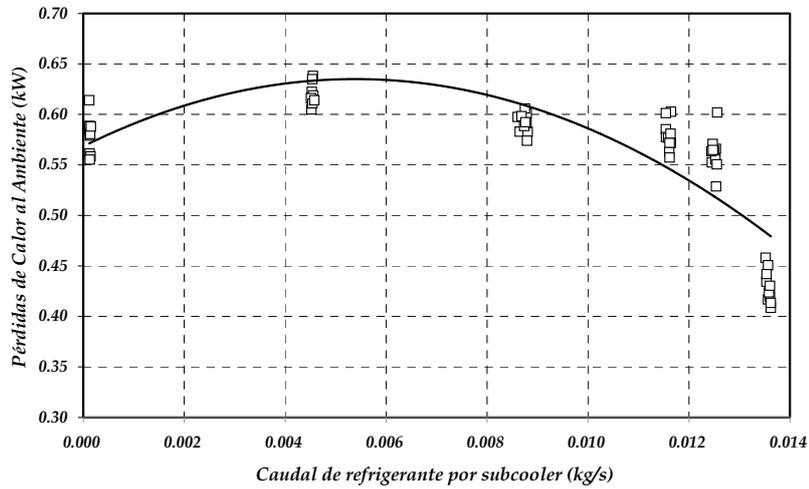


Figura 3. 64. Variación de las pérdidas de calor al ambiente vs. caudal entre etapas.
 $T_{amb} = 23 \pm 0.7^{\circ}C$

A modo de resumen de las contribuciones parciales de la potencia consumida en el compresor, cabe destacar que la potencia total consumida aumenta con el aumento del exceso de caudal entre etapas, debido principalmente al aumento de la potencia utilizada en alta. Al igual que en el sistema de inyección directa de líquido, se produce una reducción de la potencia utilizada en baja debido a la reducción del caudal másico. Por otra parte, el calor absorbido en el compresor también aumenta conforme se incrementa el caudal que atraviesa el subcooler.

IV. COP

Al variar el caudal circulante por el subcooler se ha observado un aumento de la potencia consumida debido principalmente al incremento de la potencia utilizada en la etapa de alta, y un aumento de la potencia frigorífica debido al incremento de la producción frigorífica específica en el proceso de subenfriamiento. Estos dos aumentos traducidos a COP de la instalación, que es evaluado según la expresión (3.52) se muestra en la Figura 3.65.

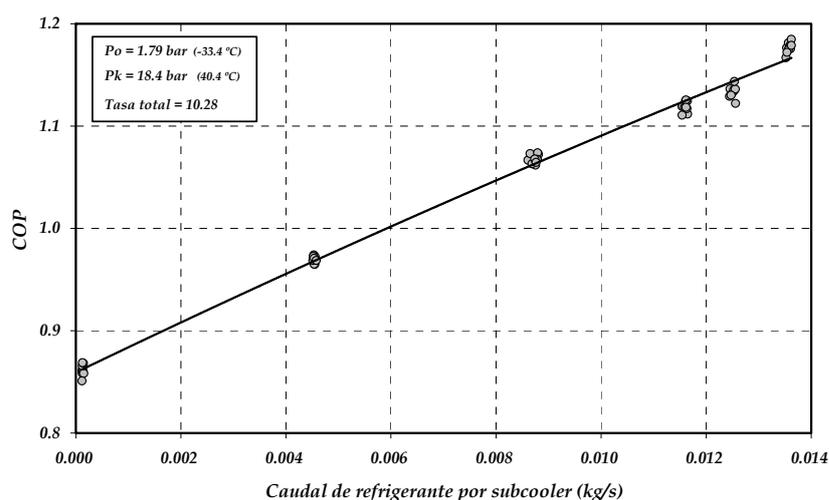


Figura 3.65. Evolución del COP vs. caudal entre etapas

El aumento del COP al incrementar el caudal de refrigerante circulante por subcooler se debe fundamentalmente, al incremento de la potencia frigorífica al aumentar la eficiencia térmica del subcooler, la cual compensa la reducción del COP que tiende a provocar el aumento de la potencia consumida, tal y como se observa en la Figura 3.66.

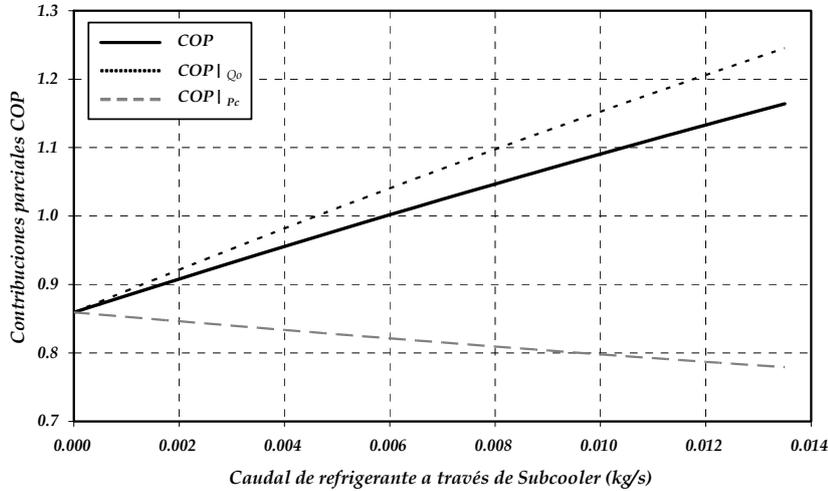


Figura 3. 66. Modificaciones parciales del COP vs. caudal entre etapas

Estos resultados son extensibles a todo el rango de funcionamiento de la instalación. Cuanto mayor sea el caudal circulante por subcooler, siendo el límite el marcado por la expresión (3. 73) en el cual la eficiencia del subcooler es unitaria, mayor será el COP del ciclo, y por tanto, la conclusión es que la instalación de doble etapa de compresión con el sistema de subenfriamiento de subcooler debe de operarse siempre en condiciones de eficiencia térmica del subcooler máximas.

V. Temperaturas del ciclo

El sistema de subcooler, que corresponde principalmente a un sistema intermedio destinado a aumentar el salto entálpico en el evaporador, tiene como función secundaria la obtención de cierto grado de desrecalentamiento entre etapas. En la Figura 3. 67, se presentan las evoluciones de las temperaturas en el compresor compound de la instalación en función del caudal circulante a través del subcooler, y en la Figura 3. 68, las del subcooler.

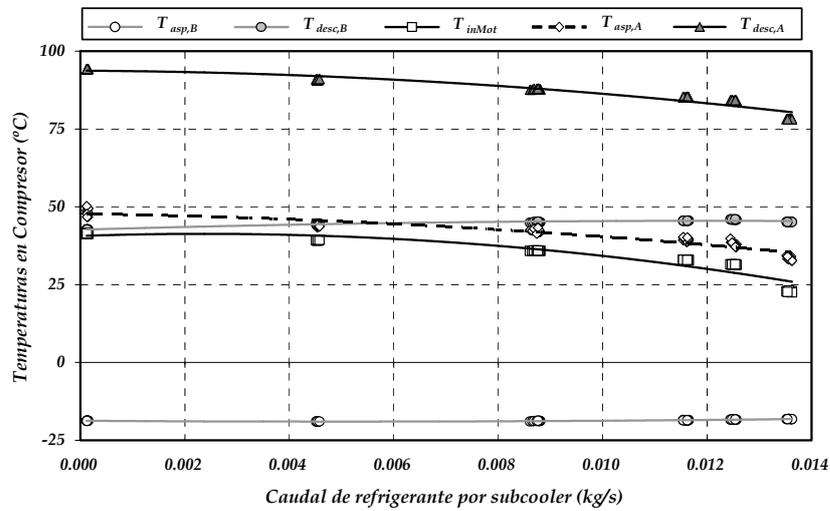


Figura 3. 67. Temperaturas en compresor vs. caudal entre etapas

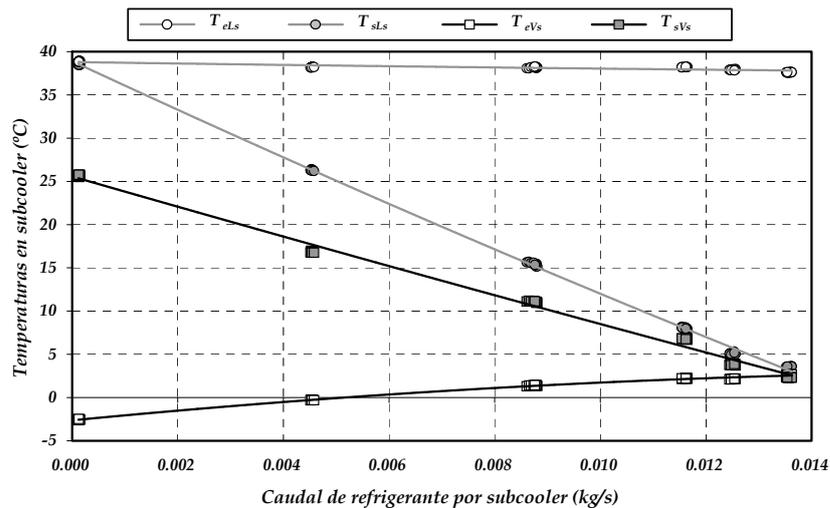


Figura 3. 68. Temperaturas en subcooler vs. caudal entre etapas

La diferencia fundamental de este sistema intermedio respecto del sistema de inyección directa de líquido corresponde al régimen térmico del refrigerante inyectado entre etapas. En el sistema de inyección directa de líquido (Figura 3. 21) el nivel de temperatura es muy inferior al conseguido por este sistema, ya que, en el primer caso, se inyecta una mezcla bifásica con alto poder de desrecalentamiento, y en el segundo, vapor recalentado. Esta diferencia en el poder de desrecalentamiento implica que la temperatura de descarga de baja no disminuya con el sistema de subcooler, al contrario de lo que ocurría con el sistema de inyección directa de líquido. Adicionalmente a que la disminución de temperatura de entrada al motor sea inferior en el caso del subcooler, el recalentamiento que sufre el refrigerante en el

motor eléctrico es de nuevo inferior, debido a que aumenta la temperatura de entrada del refrigerante al compresor, y por tanto, la reducción en la temperatura de descarga de alta en el sistema de subcooler es muy inferior a la conseguida con el sistema de inyección directa de líquido.

3.4.2 Comportamiento energético del sistema de subcooler

En el presente apartado se presenta el análisis basado en datos experimentales, de la instalación de doble etapa operando con el sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler. El análisis se realiza en comparación con el sistema de doble etapa sin sistemas intermedios. El objetivo corresponde a evaluar de forma experimental el comportamiento y la evolución de los parámetros energéticos de la instalación funcionando con este sistema intermedio para hacer extensibles los resultados del apartado 3.4.1 a todo el rango de funcionamiento de la instalación.

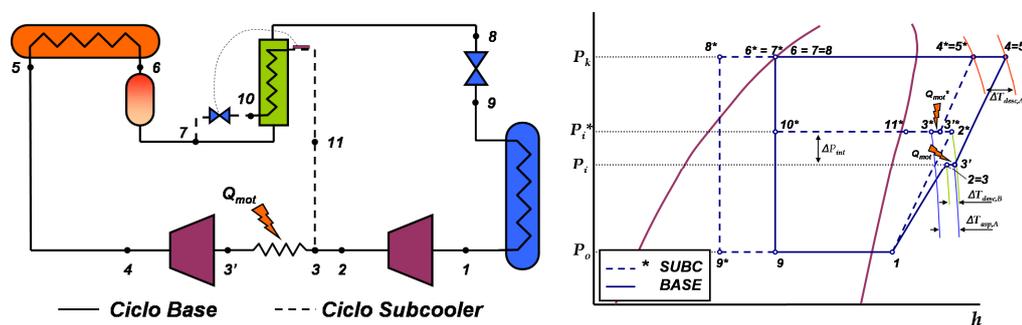


Figura 3. 69. Comparación sistema real de Subcooler con el sistema Base.

El análisis que se desarrolla en este apartado, se basa en los resultados experimentales obtenidos del funcionamiento de la instalación, en condiciones de régimen de giro de compresor constantes (1450 r.p.m.), en un ensayo de variación de presión de evaporación con presión de condensación constante (18.3 bar. $\approx 40^{\circ}\text{C}$), y en un ensayo de variación de presión de condensación con presión de evaporación constante (1.6 bar. $\approx -36^{\circ}\text{C}$). Los ensayos se realizaron para una posición de regulación de la válvula de expansión del subcooler fija y definida por el mínimo recalentamiento que permite ajustar. Dicha posición corresponde al punto de máxima eficiencia del subcooler obtenido en el ensayo de variación de caudal circulante a través del subcooler presentado en el apartado 3.4.1. El análisis se basa en la comparativa del funcionamiento de la instalación con subcooler con la instalación sin sistemas intermedios, para el mismo nivel de presiones en evaporación y condensación.

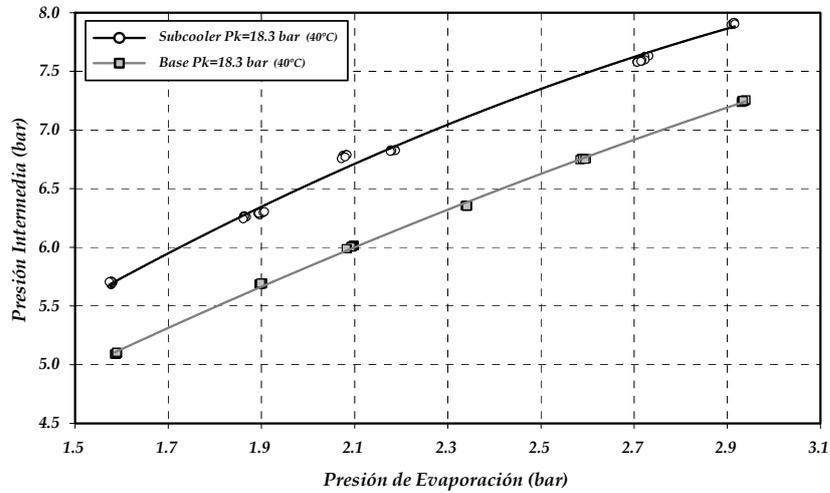
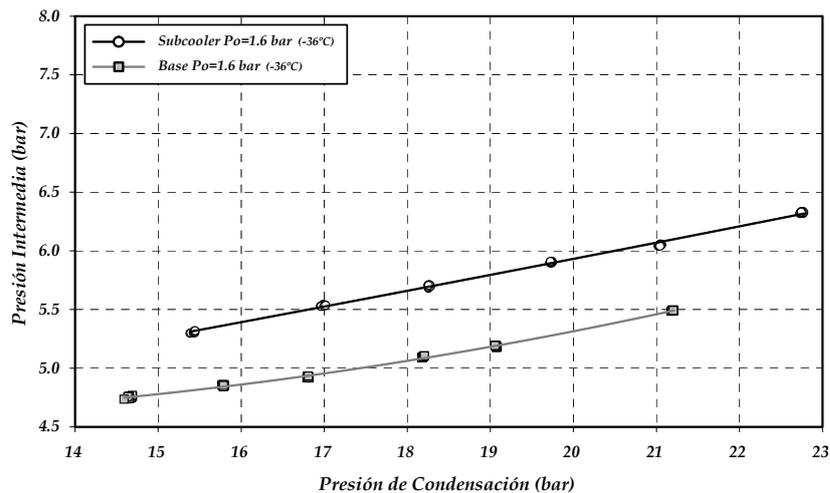
En base al análisis realizado en el apartado 3.4.1 del efecto del incremento del caudal de refrigerante circulante por el subcooler, las diferencias fundamentales entre el ciclo de doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento (denotado por *BASE*), y el sistema de doble etapa con subcooler (denotado por *SUBC* y sus parámetros, denotados con asterisco *), que se encuentran representadas en el ciclo Presión-Entalpía de la Figura 3. 69, pueden resumirse en lo siguiente:

- Incremento de la presión intermedia: Atendiendo a la relación diferencial (3.28), que marca la dependencia de la presión intermedia de la relación de caudales máscicos circulantes por las etapas de compresión, la diferencia entre el sistema BASE y el sistema SUBC en cuanto a presión intermedia, corresponderá a un incremento de la misma (ΔP_i). Siendo el incremento mayor que el obtenido en el caso del sistema de inyección directa de líquido, ya que en este caso el exceso de caudal circulante por la etapa de alta M es mayor en el caso de la configuración INY.
- Disminución de las temperaturas de aspiración y descarga en la etapa de alta: El sistema de subenfriamiento presenta la ventaja de permitir cierto grado de desrecalentamiento entre etapas (Figura 3.67), por lo que, tanto la temperatura de aspiración como la de descarga en la etapa de alta sufrirán una disminución en comparación con el sistema BASE.
- Aumento de la producción frigorífica específica: El efecto principal perseguido con el sistema de subcooler es obtener subenfriamiento en la línea principal de líquido que proviene del condensador, siendo el grado de subenfriamiento, y por tanto, el incremento en la producción frigorífica específica respecto al sistema BASE, función de las condiciones de operación del ciclo y de la eficiencia alcanzada en el subcooler.
- Variación del recalentamiento del refrigerante en el compresor: Atendiendo al análisis del sistema de inyección presentado en el apartado 3.3, se ha observado que variaciones en la temperatura de entrada al compresor y en el caudal máscico circulante en la segunda etapa de compresión, provocan cambios en el calor absorbido por el refrigerante en el compresor. Por tanto, existirá una diferencia entre el recalentamiento del refrigerante respecto del sistema BASE.

A continuación se desglosa el análisis del comportamiento de la instalación operando con el sistema de subcooler en comparativa con la instalación sin sistemas intermedios.

I. Presión intermedia

En la Figura 3.70 se presenta la comparativa de las presiones intermedias de trabajo del sistema BASE y SUBC para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3.71, para el ensayo de variación de presión de condensación.

Figura 3. 70. Presión intermedia. Var. P_o con $P_k=18.3$ barFigura 3. 71. Presión intermedia. Var. P_k con $P_o=1.6$ bar

Atendiendo a la relación diferencial (3. 28), que marca la dependencia de la presión intermedia con el caudal de refrigerante de exceso que circula por la etapa de alta, la presión intermedia en el sistema de SUBC es siempre superior a la del sistema BASE. En este caso, el incremento de presión intermedia es superior al observado en el sistema de inyección directa de líquido, debido a que el caudal de exceso que debe de trasegar la etapa de alta es superior en el caso del sistema de subcooler.

La diferencia en la presión intermedia de trabajo provoca variaciones en los parámetros energéticos de la instalación cuando se utiliza el sistema intermedio de subcooler, que vienen condicionadas principalmente por la modificación del caudal

circulante por la etapa de baja. Esta diferencia de caudales máscicos circulantes se presenta en la Figura 3. 72, para el ensayo de variación de presión de condensación. Se observa que el caudal circulante por la etapa de baja en el caso del sistema de SUBC es inferior al que circula en el caso del sistema BASE, principalmente debido al incremento de la presión intermedia y la reducción del rendimiento volumétrico en la etapa de baja.

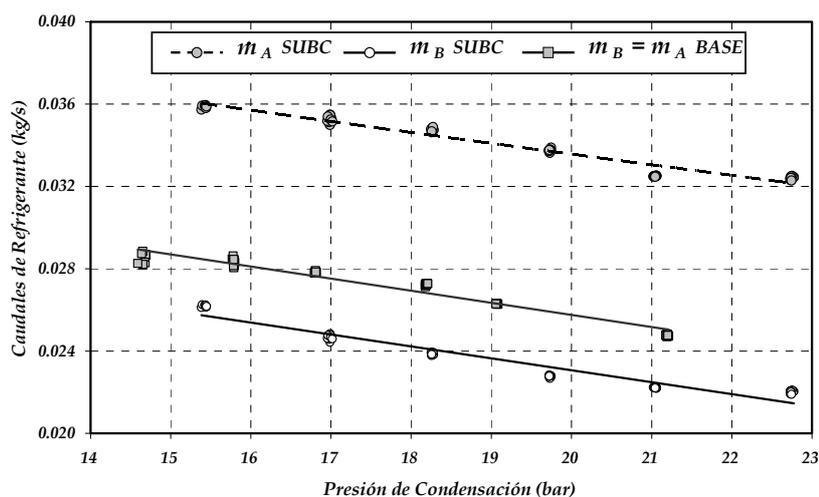
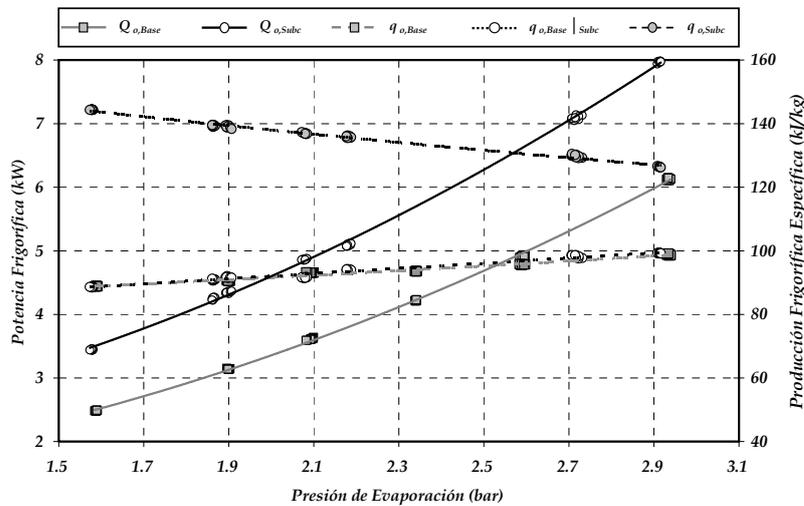
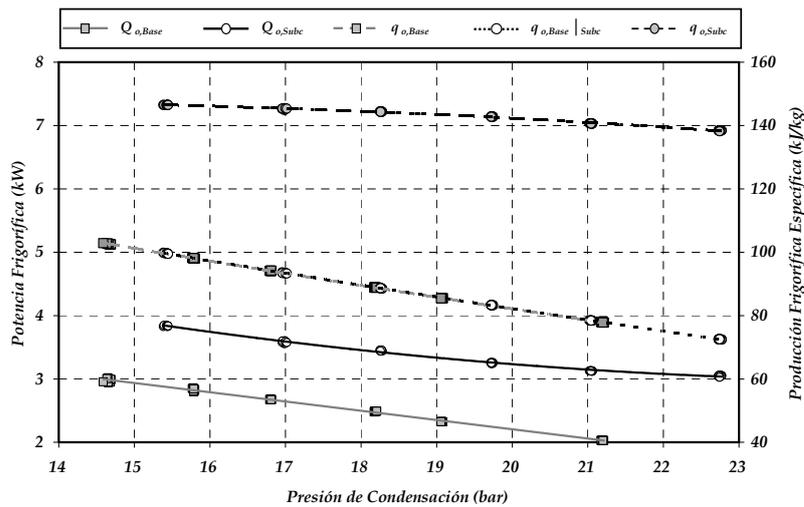


Figura 3. 72. Caudales máscicos sistema SUBC y BASE. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

II. Potencia Frigorífica

En el análisis realizado en el apartado 3.4.1, se ha mostrado que el incremento de la presión intermedia tiende a disminuir la potencia frigorífica como consecuencia de la reducción del caudal de refrigerante circulante por la etapa de baja (Figura 3. 55), pero esta disminución se compensa gracias al incremento del salto entálpico conseguido en el proceso de subenfriamiento.

En la Figura 3. 73 se muestra la comparativa entre las potencias frigoríficas del ciclo BASE y el ciclo SUBC en el ensayo de variación de presión de evaporación con condensación fija, y en la Figura 3. 74 en el ensayo de variación de la presión de condensación con evaporación fija.

Figura 3. 73. Potencia Frigorífica. Var. P_o con $P_k = 18.3 \text{ bar}^*$ Figura 3. 74. Potencia Frigorífica. Var. P_k con $P_o = 1.6 \text{ bar}$

* En el ensayo de variación de presión de evaporación (Figura 3. 73), se han eliminado de la representación los dos estacionarios para más alta presión de evaporación para el sistema SUBC, y el último para el sistema BASE, ya que, el recalentamiento útil en evaporador no se ha podido mantener dentro del mismo rango que en el resto de estacionarios, y por tanto, los resultados en cuanto a potencia frigorífica no son comparables.

En las figuras se representa también la producción frigorífica específica antes de subenfriar el refrigerante, que coincide para ambos ciclos ($q_{o,Base} \approx q_{o,Base|Subc}$), también se representa la evolución de la producción frigorífica específica total del sistema de subcooler ($q_{o,Subc}$).

Pese a la disminución del caudal másico circulante por el evaporador, el efecto del subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador es siempre positivo, ya que desde un punto de vista energético aumenta la potencia frigorífica total, y desde un punto de vista de optimización de componentes disminuye el título de vapor a la entrada del evaporador.

Este aumento puede analizarse expresando las potencias frigoríficas del ciclo BASE (3. 74) y del sistema SUBC (3. 75), que se denota con asterisco *, donde se ha despreciado el incremento entálpico debido al recalentamiento en evaporador y al subenfriamiento en condensador.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) \quad (3. 74)$$

$$\dot{Q}_o^* = \dot{m}_B^* \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k} + \Delta h_{Subc}^*) \quad (3. 75)$$

Utilizando el desarrollo de la potencia frigorífica para el caso del subcooler en función de la eficiencia, según la expresión (3. 68), la diferencia entre las potencias frigoríficas del ciclo doble etapa con subcooler y del ciclo de doble etapa sin subenfriamiento viene determinada por la relación (3. 76), donde se han despreciado el recalentamiento útil en el evaporador y el subenfriamiento en condensador. En esta expresión cada uno de los términos marca la diferencia en cuanto a potencia frigorífica del sistema analizados en el apartado 3.4.1. El primero marca la disminución de la potencia frigorífica como consecuencia de la reducción del caudal circulante por la etapa de baja al aumentar la presión intermedia del ciclo, y el segundo el aumento de potencia frigorífica debido al subenfriamiento del refrigerante en el subcooler y consecuente aumento de la producción frigorífica específica (Figura 3. 55).

$$\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o = \left(\dot{m}_B^* - \dot{m}_B \right) \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) + \dot{m}_B^* \cdot \mathcal{E} \cdot (h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}^*) \quad (3. 76)$$

A continuación se analizan los dos términos que componen la expresión (3. 76) por separado. El descenso de potencia frigorífica debido a la reducción del caudal másico en baja, expresado por la relación (3. 77), y el incremento de potencia frigorífica debido al subenfriamiento del líquido, expresado con la ecuación (3. 78).

$$\left(\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o \right) \Big|_m = \left(\dot{m}_B^* - \dot{m}_B \right) \cdot (h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}) < 0 \quad (3. 77)$$

$$\left(\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o \right) \Big|_{Subc} = \dot{m}_B^* \cdot \mathcal{E} \cdot (h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}^*) > 0 \quad (3. 78)$$

La reducción de potencia frigorífica debido al incremento de la presión intermedia coincide con la obtenida en la comparativa del sistema de inyección directa de líquido, y viene expresada por la relación (3. 60). Es decir, la reducción de potencia frigorífica debido a la reducción de caudal másico es tanto más grande cuanto menor sea la presión de evaporación en el ciclo. Este efecto puede observarse en la Figura 3. 75, para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 76, para el de variación de presión de condensación. En línea discontinua negra se representa la potencia frigorífica que alcanzaría el ciclo de subcooler con el caudal másico de refrigerante real que circula por la etapa de baja, pero sin considerar el subenfriamiento.

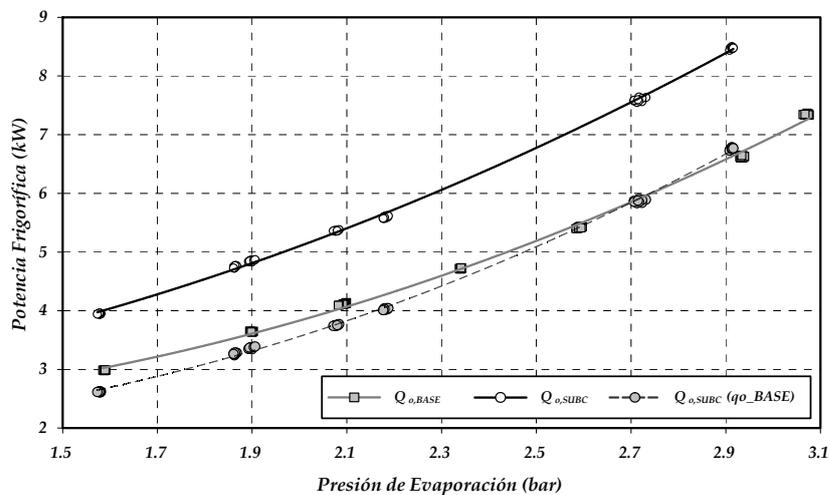


Figura 3. 75. Potencia Frigorífica. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

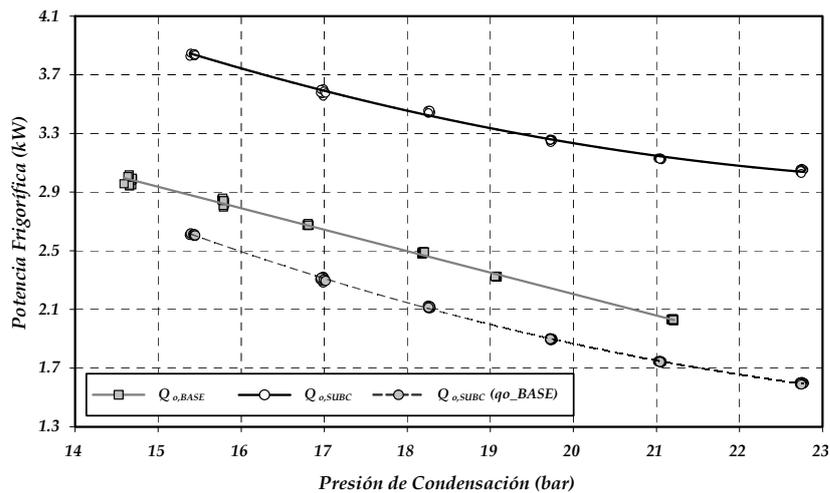


Figura 3. 76. Potencia Frigorífica. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Se observa que operando a presión de evaporación constante (Figura 3. 76), la diferencia en cuanto a potencia frigorífica sin considerar el subenfriamiento permanece prácticamente constante, pero por el contrario, esta diferencia aumenta conforme desciende la presión de evaporación para el funcionamiento a presión de condensación constante (Figura 3. 75), lo cual coincide con el análisis realizado para el sistema de inyección directa de líquido.

En cuanto al incremento de potencia frigorífica debido al efecto del subenfriamiento, expresado con la relación (3. 78), se observa que depende del caudal másico circulante por la etapa de baja, de la presión intermedia, de la presión de condensación y de la eficiencia alcanzada por el subcooler. En la Figura 3. 77 y en la Figura 3. 78, se representa el incremento de potencia frigorífica debido al subenfriamiento y la eficiencia alcanzada por el subcooler, evaluada según la expresión (3. 67), para el ensayo de variación de presión de evaporación y para el ensayo de variación de presión de condensación.

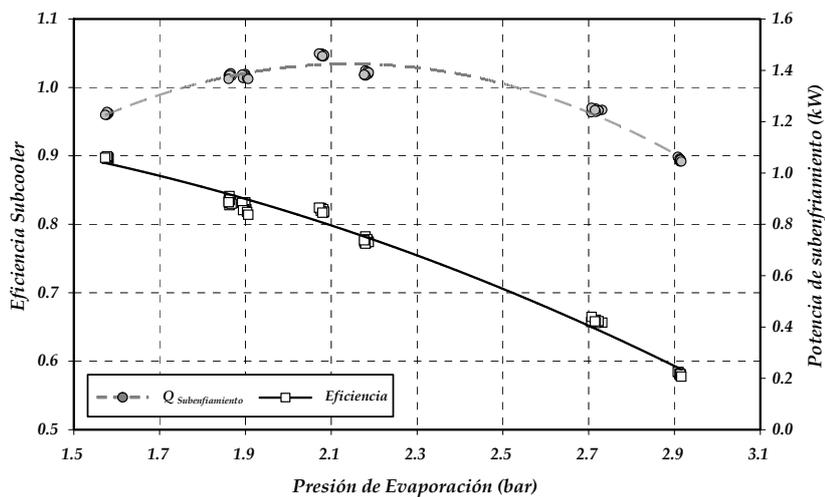


Figura 3. 77. Eficiencia y pot. intercambiada en subcooler. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

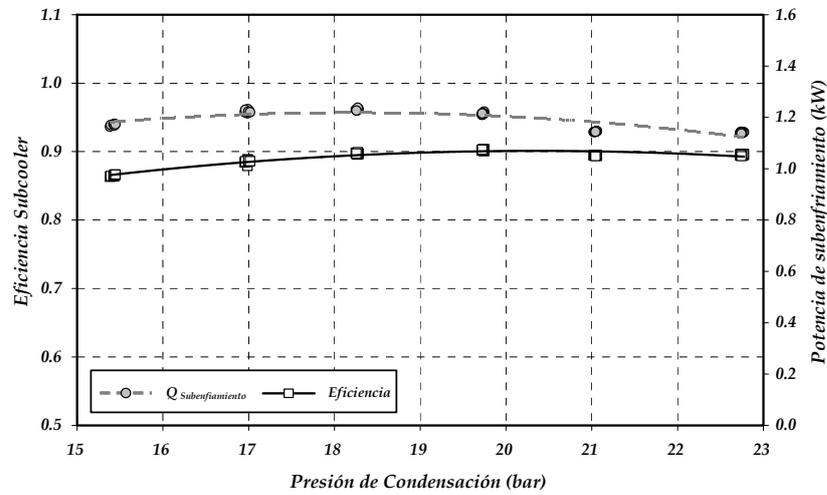


Figura 3. 78 Eficiencia y pot. intercambiada en subcooler. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Puede observarse que tanto la eficiencia como la potencia intercambiada en el subcooler dependen fuertemente de la presión de evaporación, y permanecen relativamente constantes ante la variación de la presión de condensación. A nivel cualitativo, puesto que no es objeto de la tesis doctoral el análisis exhaustivo de la eficiencia del subcooler, la explicación del descenso en la eficiencia del subcooler en el ensayo de variación de presión de evaporación (Figura 3. 77), y su mantenimiento en el caso de la variación de la presión de condensación (Figura 3. 78), corresponde a la fuerte dependencia del caudal de refrigerante circulante por la etapa de baja de la presión de evaporación y no de la presión de condensación. A presiones de evaporación elevadas, el caudal másico circulante por la etapa de baja es muy elevado, lo cual implica que la superficie de intercambio necesaria para conseguir el mismo grado de subenfriamiento aumente mucho. Ya que la superficie de intercambio del subcooler es constante, un incremento del caudal másico circulante por la etapa de baja debido a un incremento de la presión de evaporación provoca una reducción de la eficiencia térmica del subcooler.

III. Potencia consumida

La siguiente diferencia entre el ciclo doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento y el sistema doble etapa con subcooler, corresponde a la potencia consumida por el compresor. En la Figura 3. 79 se presenta la comparativa de potencias consumida por ambos sistemas en el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 80, en el ensayo de variación de presión de condensación.

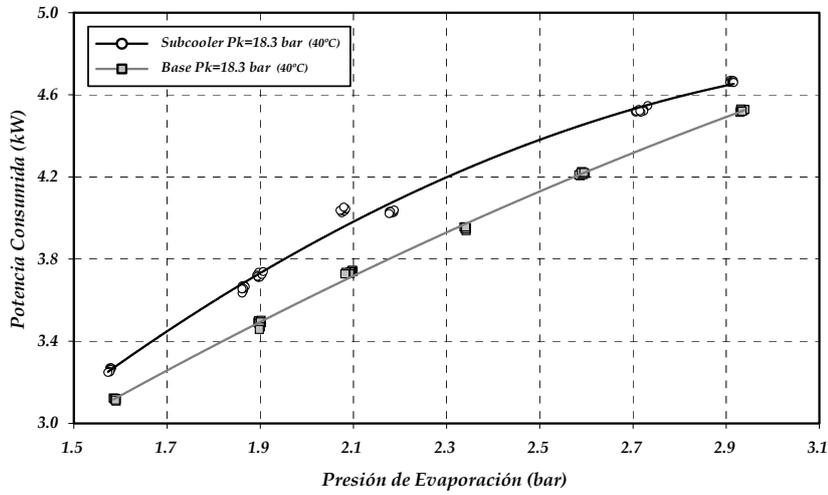


Figura 3. 79. Potencia Consumida. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

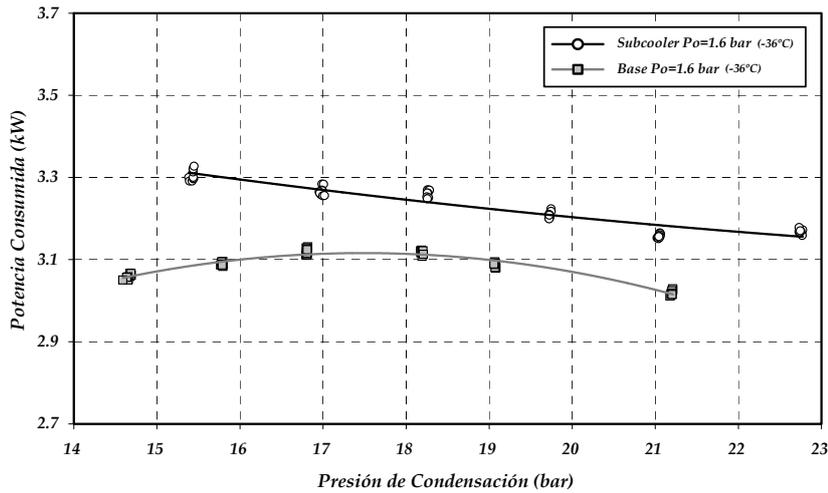


Figura 3. 80. Potencia Consumida. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Como se observa la potencia consumida en el caso de utilizar el sistema de subenfriamiento mediante subcooler es siempre superior a la consumida en el caso de no utilizar el sistema intermedio.

Este incremento de potencia absorbida en el caso de utilizar el subcooler, según el análisis realizado en el apartado 3.4.1, se debe fundamentalmente al aumento de la potencia absorbida en la etapa de alta al tener que trasegar un caudal de exceso mayor que en el sistema de doble etapa sin subenfriamiento. Si bien la potencia consumida en la etapa de baja disminuye, debido a la reducción del caudal másico circulante por el evaporador y a una ligera mejora del rendimiento interno en la etapa

de baja, el incremento de potencia utilizada en la etapa de alta debido al aumento del caudal másico de refrigerante no se compensa con esta reducción. Además, de forma análoga al análisis realizado en el caso del sistema de inyección directa de líquido, el enfriamiento del refrigerante procedente de la descarga de baja con los vapores de salida de subcooler, provoca un aumento de la potencia térmica absorbida por el refrigerante a su paso por el compresor, que aumenta conforme disminuye la presión de evaporación. Sin embargo no se han observado variaciones importantes en la potencia térmica transmitida al ambiente.

IV. COP

En la Figura 3. 81 se presentan los valores de COP obtenidos para los dos sistemas de doble etapa de compresión en el ensayo de variación de presión de evaporación con presión de condensación constante, y en la Figura 3. 82 para el ensayo de variación de presión de condensación con evaporación constante.

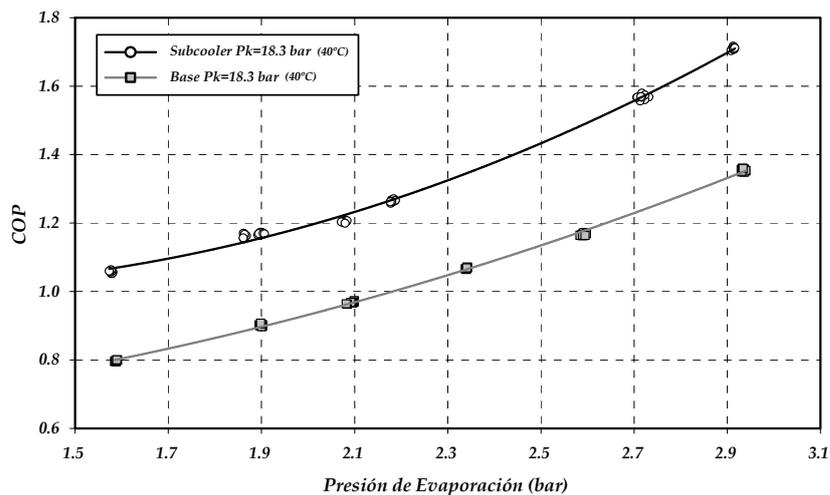
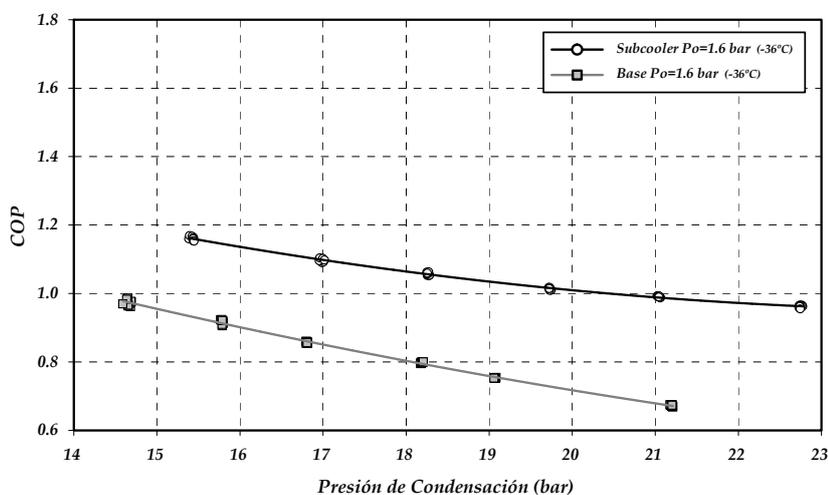


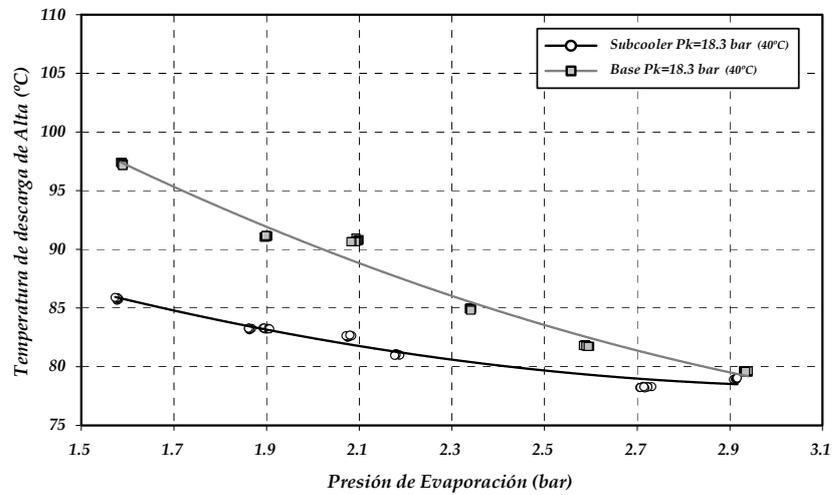
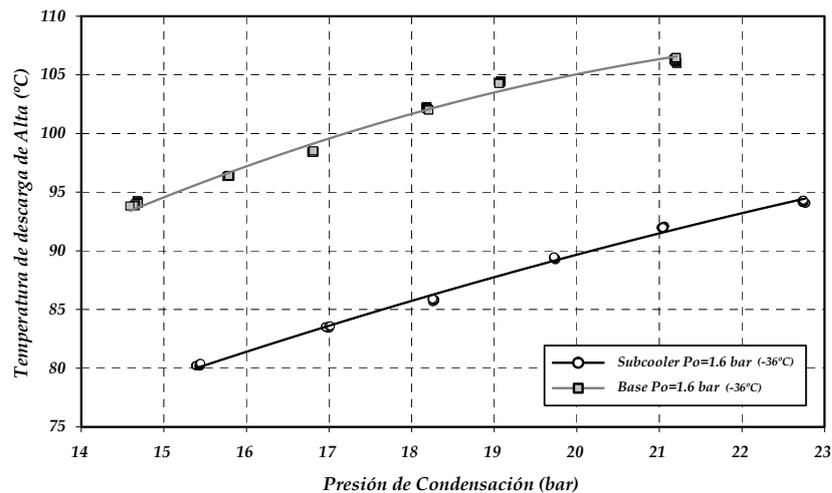
Figura 3. 81. COP. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

Figura 3. 82. COP. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Es evidente la mejora de la eficiencia energética del ciclo al utilizar el sistema de subenfriamiento de líquido. En este caso, pese a que se incremente la potencia total absorbida por el compresor, se produce un incremento elevado de la potencia frigorífica, y con ello, se consigue mejorar la eficiencia energética del ciclo. Según se presenta en la Figura 3. 82, el grado de mejora de la eficiencia energética es mayor cuanto más elevada sea la presión de condensación para una presión de evaporación fija. Dicha mejora se debe al incremento de la eficiencia térmica del subcooler (Figura 3. 78) y al incremento de la diferencia de entalpías entre líquido saturado a presión de condensación y líquido saturado a presión intermedia conforme aumenta la presión de condensación. Sin embargo, y pese a que no sea evidente en la comparativa experimental de la Figura 3. 81, esta mejora de rendimiento entre los sistemas de doble etapa se reduce al disminuir la presión de evaporación, ya que según el análisis realizado en el apartado 3.4.2, al disminuir la presión de evaporación se hace más grande la diferencia entre los caudales máxicos circulantes por la etapa de baja debido al incremento de la presión intermedia al tener que trasegar un caudal de exceso entre etapas.

V. Temperaturas en el compresor

Al igual que ocurre con el sistema de inyección directa de líquido analizado en el apartado 3.3, la introducción de un caudal de refrigerante entre etapas provoca la reducción de la temperatura de aspiración de la etapa de alta presión, y con ello, se consigue una reducción de la temperatura de descarga de la etapa de alta. En este caso, los resultados experimentales para el ensayo de variación de presión de evaporación con condensación constante se muestran en la Figura 3. 83, y en la Figura 3. 84 para el ensayo de variación de presión de condensación con evaporación constante.

Figura 3.83. Tª descarga de alta. Var. P_o con P_k =18.3 barFigura 3.84. Tª descarga de alta. Var. P_k con P_o =1.6 bar

Si bien con el sistema de subcooler se consigue un moderado desrecalentamiento entre etapas, su efecto en la reducción de la temperatura de descarga de alta no es tan fuerte como el conseguido con el sistema de inyección directa de líquido, ya que en el caso del subcooler, se inyecta vapor recalentado a presión intermedia. Como se observa en la Figura 3.84, la diferencia de temperaturas de descarga de la etapa de alta entre los dos sistemas de doble etapa permanece prácticamente constante ante variaciones de la presión de condensación con evaporación fija, sin embargo, conforme aumenta la presión de evaporación (Figura 3.83) esta diferencia se reduce, debido a que, por una parte, la temperatura del vapor procedente del subcooler aumenta al aumentar la presión intermedia, y por otra, al aumentar la cantidad de

caudal de refrigerante por la etapa de baja, reduciéndose con ello el desrecalentamiento total provocado.

VI. Discusión

En la comparativa experimental del sistema de doble etapa de compresión sin sistema de desrecalentamiento ni subenfriamiento de líquido, con el sistema de doble etapa de compresión con el sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler (Figura 3. 69), se han observado una serie de diferencias que implican modificaciones energéticas en el comportamiento del ciclo de compresión.

La introducción de un caudal de refrigerante entre etapas, utilizado para conseguir el subenfriamiento del líquido procedente del condensador, provoca un incremento de la presión intermedia de trabajo en el caso de la configuración de doble etapa con subcooler respecto de la configuración sin este sistema intermedio (3. 28). Este incremento de la presión intermedia provoca una reducción del caudal másico circulante por la etapa de baja debido al incremento de la tasa de compresión. Sin embargo, esta reducción del caudal másico circulante por la etapa de baja no conlleva una reducción de la potencia frigorífica del ciclo, ya que el subenfriamiento de líquido conseguido en el subcooler incrementa la producción frigorífica específica del ciclo, compensando con ello la reducción del caudal másico. Por otra parte, la potencia absorbida por el compresor aumenta en el caso de la utilización del sistema de subenfriamiento de líquido, debido principalmente al incremento de potencia en la etapa de alta para trasegar el caudal de exceso de refrigerante utilizado. Pero este incremento en potencia total consumida se compensa por el incremento de la potencia frigorífica total alcanzada por el ciclo, resultando en un incremento de COP respecto del sistema de doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento para todo el rango de funcionamiento de la instalación, siendo éste mayor cuanto mayor sea la tasa total de compresión. Por otro lado, el sistema de subenfriamiento de líquido con subcooler presenta una función secundaria, la de provocar un pequeño desrecalentamiento del refrigerante entre las etapas de compresión que reduce las temperaturas de aspiración y descarga de la etapa de compresión de alta.

En conclusión, destacar que el efecto conseguido con el subenfriamiento del refrigerante líquido procedente del condensador a través del sistema intermedio de subcooler es siempre beneficioso desde el punto de vista energético, ya que por una parte incrementa la potencia frigorífica total del ciclo, reduciendo además el título de vapor a la entrada del evaporador, y por otra, aumenta el rendimiento energético de la instalación.

3.5 Comparativa de sistemas de doble etapa

En el presente apartado se presenta la comparativa experimental de los principales parámetros de operación de los tres sistemas de compresión en doble etapa implementados en la instalación experimental y que han sido analizados en los capítulos anteriores: sistema doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento (*BASE*), sistema de doble etapa con inyección directa de líquido (*INY*) y sistema de doble etapa con subcooler (*SUBC*).

La comparativa se realiza en base a la operación de los tres sistemas de producción de frío en ensayos de variación de presión de condensación con evaporación fija ($P_o=1.6$ bar. $\approx -36^\circ\text{C}$), y en ensayos de variación de presión de evaporación con condensación fija ($P_k=18.3$ bar. $\approx 40^\circ\text{C}$), utilizando el refrigerante HFC-404A como fluido de trabajo.

I. Presión intermedia

El compresor compound trabaja simultáneamente en las dos etapas de compresión, con 4 cilindros operando en la etapa de baja y 2 en la de alta, por tanto la presión intermedia, como se analizó en el apartado 3.3, viene impuesta por las condiciones de entrada del refrigerante al compresor en cada una de las etapas de compresión, y por tanto, del tipo de configuración de doble etapa utilizada. Como se observa en la Figura 3. 85, para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 86, para el ensayo de variación de la presión de condensación, la presión intermedia alcanzada por el sistema de doble etapa depende del tipo de configuración de ciclo, siendo el sistema que mayor presión intermedia alcanza el sistema de doble etapa con sistema de subenfriamiento mediante subcooler, después el sistema de doble etapa con desrecalentamiento mediante inyección directa de líquido, y por último, el sistema de doble etapa sin desrecalentamiento.

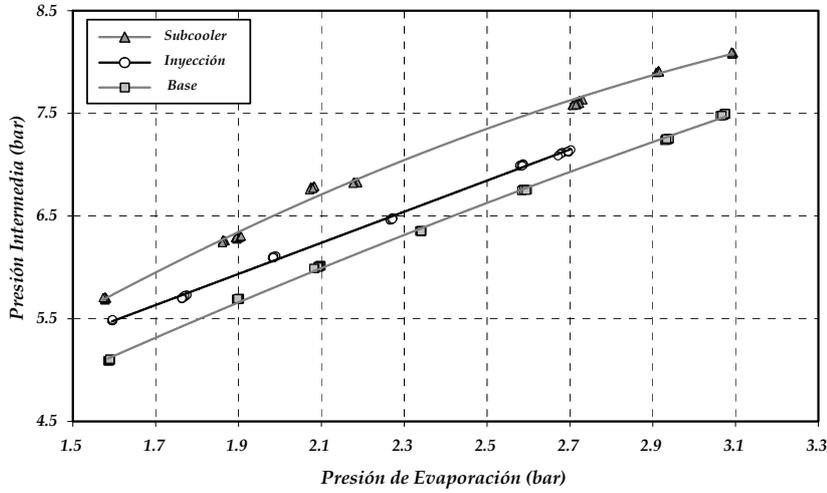


Figura 3. 85. Presión intermedia. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

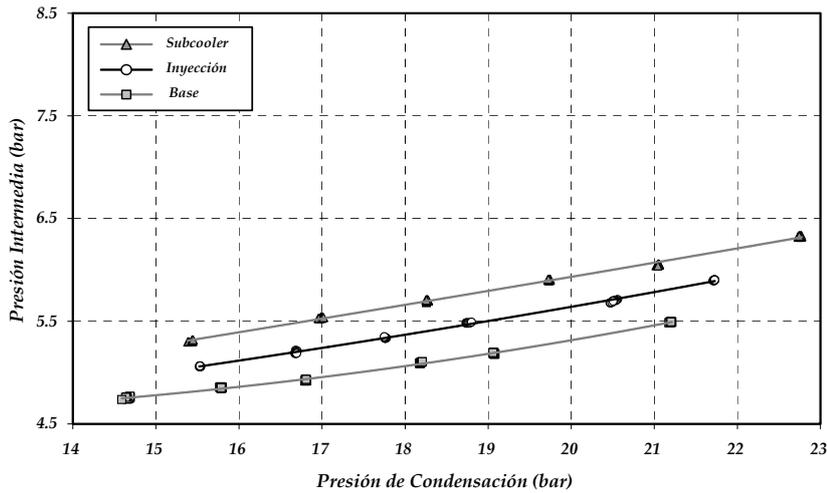


Figura 3. 86. Presión intermedia. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

Esta dependencia de la presión intermedia del tipo de configuración elegida fue observada en una instalación de bomba de calor en doble etapa de compresión [25], y como se ha analizado en los apartados 3.3 y 3.4, depende principalmente de la cantidad de caudal inyectado o de la relación de caudales máxicos circulantes por las etapas, y viene expresada según la relación (3. 28) que es aplicable a cualquier tipo de instalación en doble etapa con compresor compound. Sin embargo, la presión intermedia no depende tanto de las condiciones de inyección del refrigerante a presión intermedia, ya que, independientemente de la configuración intermedia utilizada, y por tanto, de la temperatura de entrada del refrigerante al compresor en la aspiración de la segunda etapa, la presión intermedia presenta una relación lineal

con la razón de caudales, tal y como se observa en la Figura 3. 87. Esta figura muestra la comparativa de la presión intermedia alcanzada por el sistema de inyección directa de líquido y por el sistema de subcooler en función del exceso de caudal entre etapas, para los ensayos de variación de condiciones de inyección a presión de evaporación y condensación fijas analizados en los apartados 3.3.1 y 3.4.1.

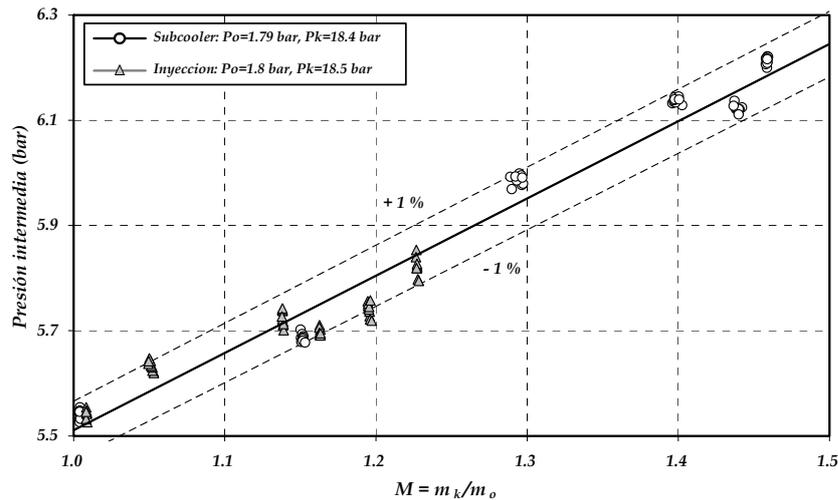


Figura 3. 87. Presión intermedia vs. relación caudales máscicos en el compresor

Como se extrae de la comparativa presentada en Figura 3. 87, la presión intermedia para unas condiciones de funcionamiento dadas, depende básicamente de la relación de caudales máscicos trasegados por el compresor (3. 28), y no tanto de las condiciones de entrada del refrigerante a la segunda etapa de compresión, puesto que, en el caso de la configuración de doble etapa con inyección directa de líquido la temperatura de aspiración es cercana a saturación, y en el caso de la configuración de doble etapa con subcooler es en forma de vapor recalentado alejado de la línea de saturación.

Las diferencias en cuanto a las presiones intermedias en la operación en las distintas configuraciones de doble etapa de compresión provocan diferencias de funcionamiento entre las mismas, que se analizan a continuación.

II. Potencia Frigorífica

La modificación de la presión intermedia en función del caudal máscico inyectado entre etapas provoca la variación de la potencia frigorífica del ciclo al producirse cambios en el rendimiento volumétrico de la etapa baja, y por tanto, del caudal máscico circulante por el evaporador. En la Figura 3. 88, para los ensayos de variación de presión de evaporación con condensación fija, y en la Figura 3. 89, para los ensayos de variación de presión de condensación fija, puede observarse que el sistema que menor potencia frigorífica alcanza corresponde al sistema de inyección directa de

líquido. Esto es debido a que se incrementa la presión intermedia pero sin conseguir un aumento en la producción frigorífica específica respecto del sistema sin desrecalentamiento (Figura 3. 90 y Figura 3. 91). En el caso del sistema de subcooler, pese a que el caudal másico inyectado entre etapas sea superior y con ello el incremento de presión intermedia y la reducción del caudal másico circulante por baja, la producción frigorífica específica es muy superior a la conseguida con las otras dos configuraciones de trabajo. El subcooler mediante el subenfriamiento la reducción de caudal de refrigerante por evaporador, y por tanto la potencia frigorífica total es superior en el caso de la configuración de doble etapa con subcooler.

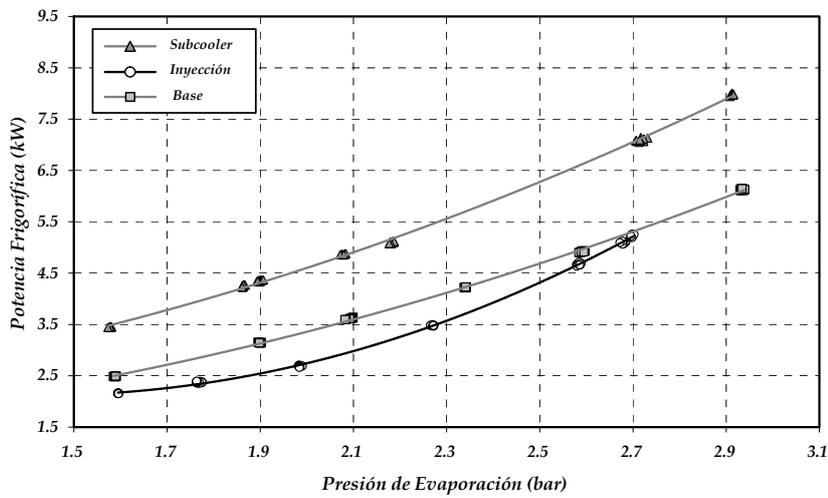


Figura 3. 88. Potencia Frigorífica. Var. P_o con $P_k=18.3$ bar

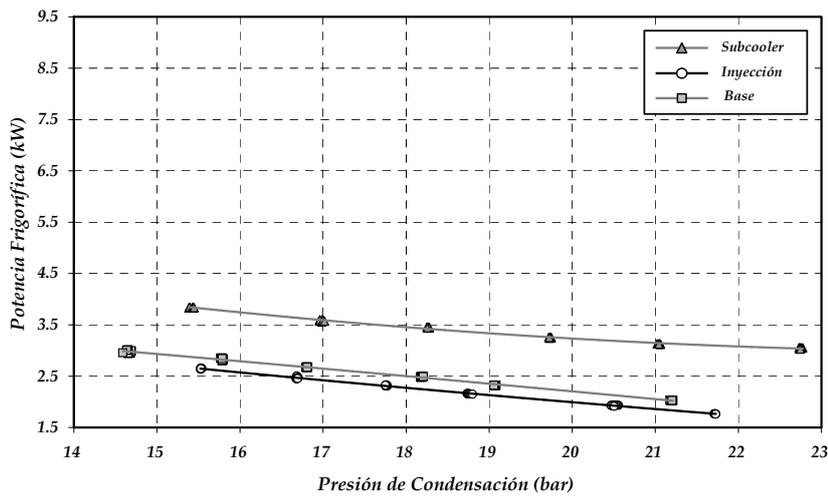
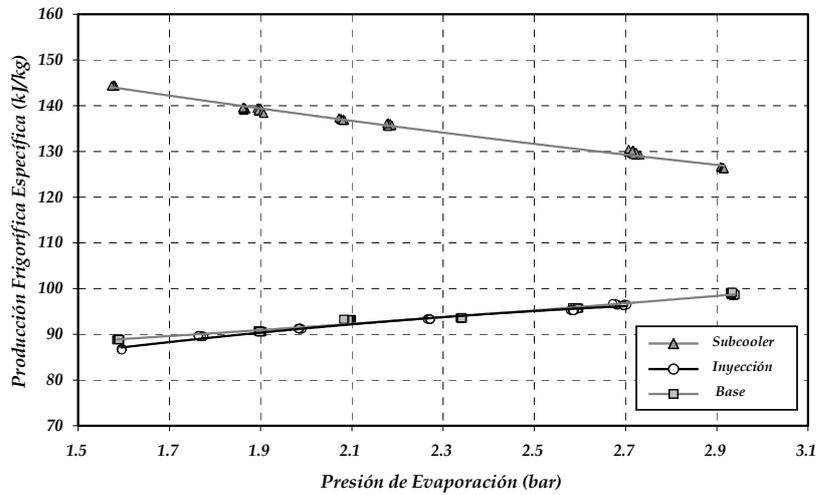
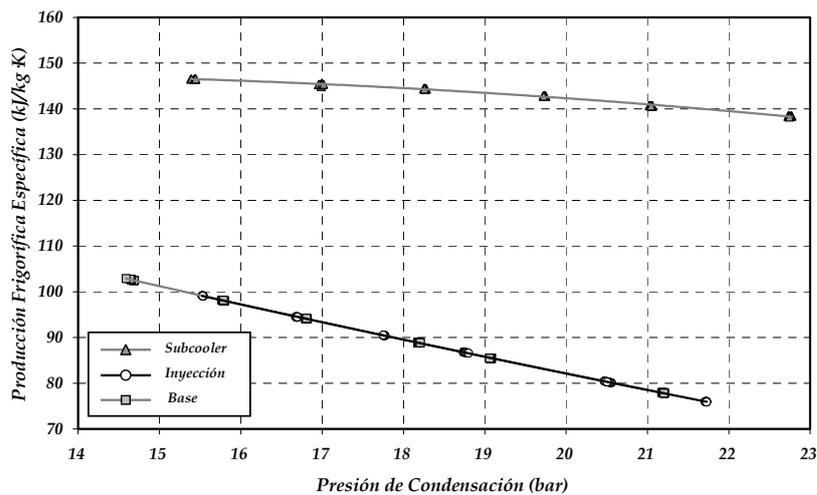


Figura 3. 89. Potencia Frigorífica. Var. P_k con $P_o=1.6$ bar

Figura 3.90. Potencia frigorífica específica. Var. P_o con $P_k=18.3$ barFigura 3.91. Potencia frigorífica específica. Var. P_k con $P_o=1.6$ bar

III. Potencia consumida

Como se ha analizado en los apartados 3.3 y 3.4 de forma detallada para cada configuración de trabajo, se producen variaciones en la potencia consumida por el compresor, tal y como se observa en la Figura 3.92 para el ensayo de variación de presión de evaporación con condensación fija, y en la Figura 3.93 para el ensayo de variación de presión de condensación con evaporación fija. En el caso del sistema de inyección directa de líquido se produce un incremento de la potencia total consumida debido principalmente al recalentamiento del refrigerante en el compresor. Por su parte, en la configuración de subcooler el incremento de potencia consumida se debe

principalmente al incremento de la potencia utilizada en el proceso de compresión en la etapa de alta.

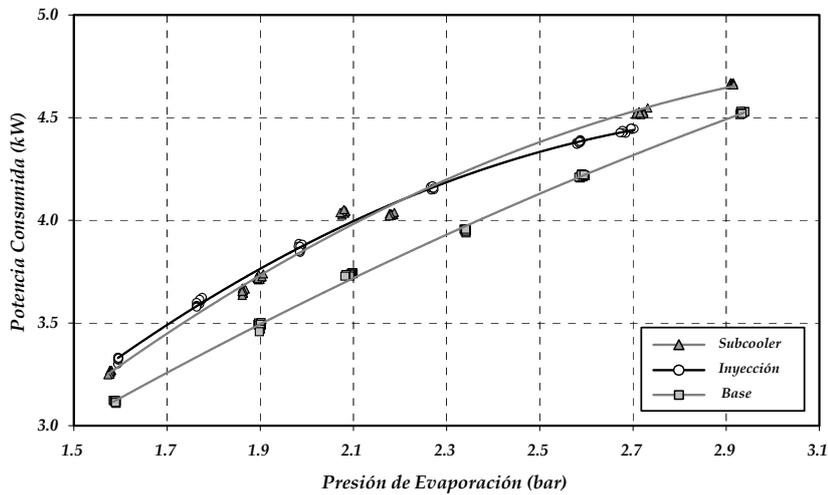


Figura 3. 92. Potencia Consumida. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

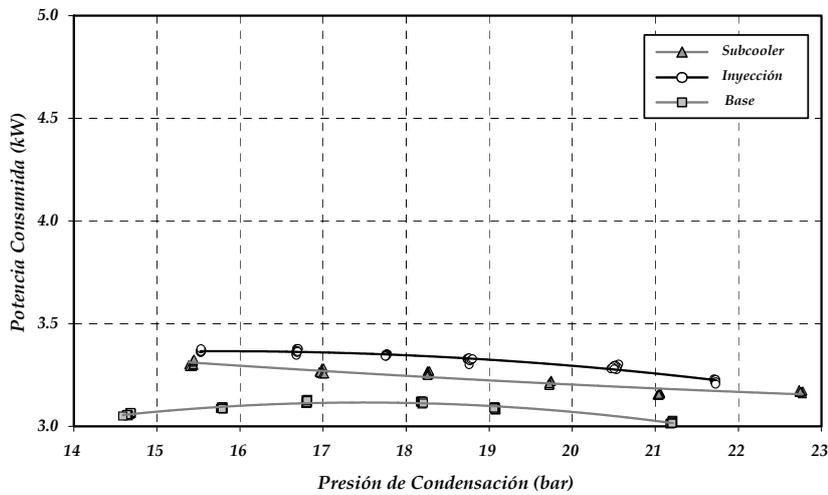


Figura 3. 93. Potencia Consumida. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

IV. COP

Como consecuencia de las variaciones en potencia frigorífica y en potencia consumida, se obtienen diferencias en la eficiencia energética de la instalación según la configuración de trabajo, tal y como se muestra en la Figura 3. 94 para el ensayo de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 95 para el ensayo de variación

de presión de condensación. Se observa que el sistema que presenta mayor eficiencia corresponde al sistema de doble etapa con subcooler, sistema en que el aumento de la producción frigorífica específica es muy superior al incremento de la potencia consumida al tener que trasegar un caudal de exceso en la etapa alta. Sin embargo, en el caso del sistema de inyección directa de líquido, tanto la potencia frigorífica como la potencia consumida contribuyen a la disminución de la eficiencia de la planta, disminución que es más notable cuanto menor es la temperatura de evaporación, ya que cuanto menor sea la presión de evaporación menor es el caudal másico de refrigerante que circula por la etapa de baja, en comparativa con el sistema sin desrecalentamiento ni subenfriamiento.

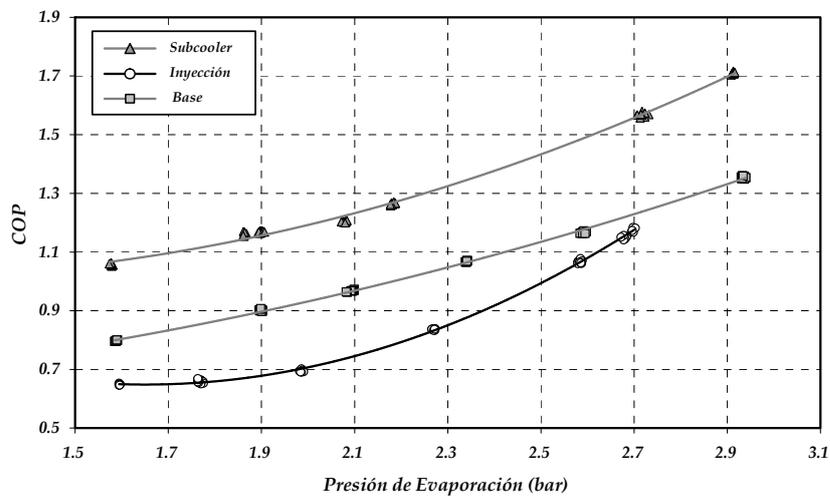


Figura 3. 94. COP. Var. P_o con $P_k=18.3$ bar

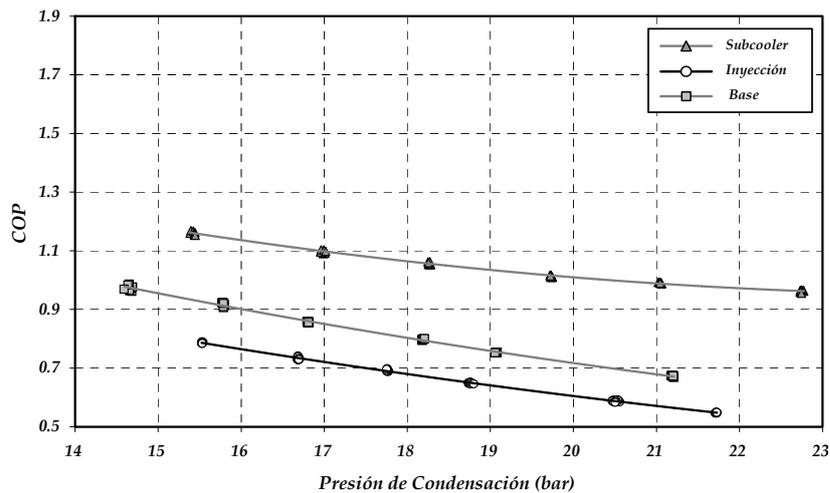


Figura 3. 95. COP. Var. P_k con $P_o=1.6$ bar

V. Temperaturas en el compresor

La última diferencia notable entre el funcionamiento de los diferentes ciclos de doble etapa de compresión evaluados experimentalmente en el presente trabajo, corresponde a las temperaturas en de trabajo del compresor. En la Figura 3. 96 para los ensayos de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 97 para los de variación de presión de condensación, se presentan los desrecalentamientos entre etapas conseguidos con los diferentes sistemas intermedios.

Como se observa el grado de desrecalentamiento entre etapas es máximo en el caso del sistema de inyección directa de líquido, sistema que al expandir una cantidad de líquido desde alta a media presión provoca un fuerte enfriamiento del refrigerante entre etapas, provocando que la entrada del refrigerante al motor en la segunda etapa de compresión sea prácticamente vapor saturado. Por el contrario, como en la configuración de subcooler el refrigerante expandido desde alta a media presión se evapora en el subcooler, el desrecalentamiento se produce vía inyección de vapor recalentado a media presión, resultando en un grado de desrecalentamiento inferior al conseguido con el sistema de inyección directa de líquido.

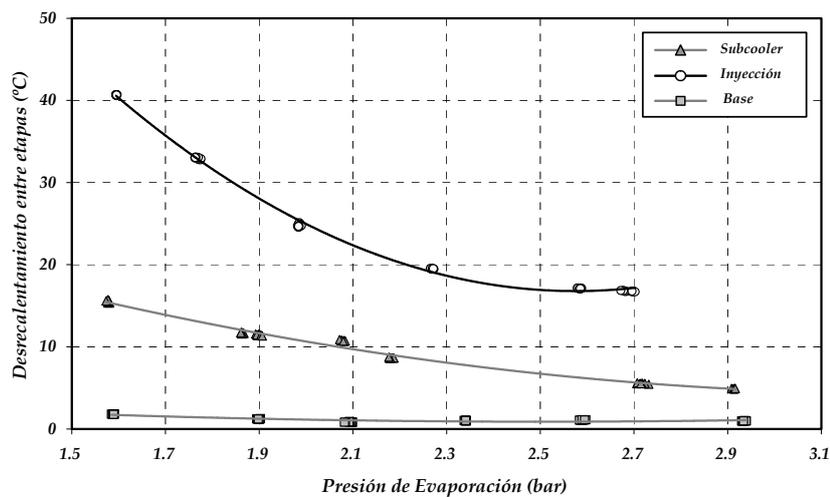


Figura 3. 96. Desrecalentamiento entre etapas. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

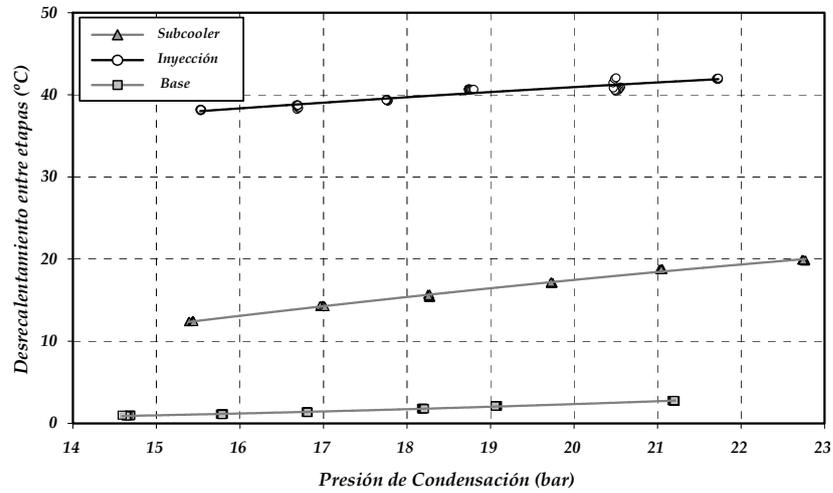


Figura 3. 97. Desrecalentamiento entre etapas. Var. P_k con $P_o = 1.6$ bar

El grado de desrecalentamiento entre etapas se traslada a la temperatura de descarga de la etapa de alta, tal y como se observa en la Figura 3. 98 para los ensayos de variación de presión de evaporación, y en la Figura 3. 99 para los ensayos de variación de presión de condensación. El sistema de inyección directa de líquido es la configuración que menor temperatura de descarga presenta debido al fuerte desrecalentamiento entre etapas, pero por el contrario, es el sistema con menor eficiencia energética debido a las fuertes pérdidas energéticas en el compresor. El sistema de subcooler posee una reducción de la temperatura de descarga, especialmente significativa a bajas presiones de evaporación.

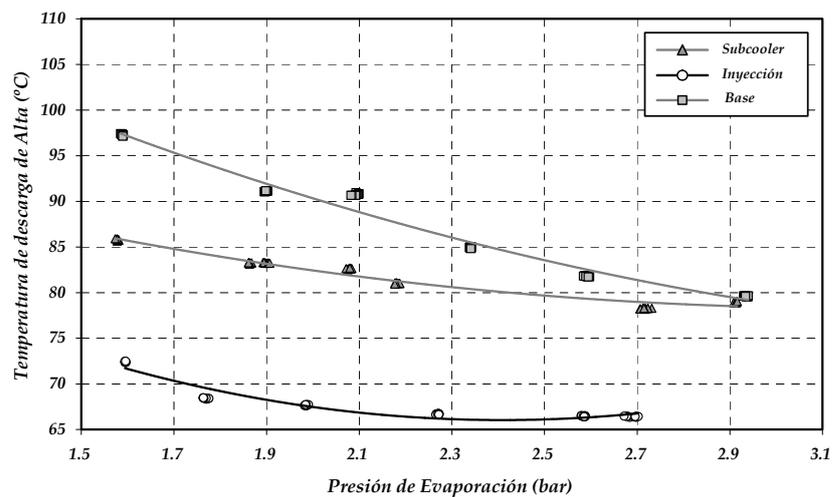


Figura 3. 98. T^o de descarga de alta. Var. P_o con $P_k = 18.3$ bar

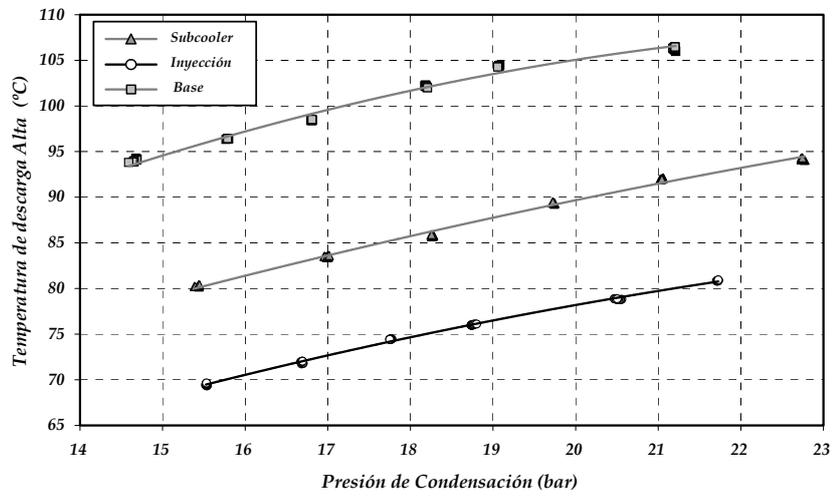


Figura 3. 99. Tª de descarga de alta. Var. P_k con P_o =1.6 bar

3.6 Comparativa experimental del comportamiento de los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A

En este apartado se muestran los resultados y la discusión del comportamiento experimental de la instalación de producción de frío en doble etapa de compresión con compresor compound operando con la mezcla cuasi-azeótropa HFC-404A (0.44/0.52/0.04 - R125/R143a/R134a) y con la mezcla azeótropa HFC-507A (0.5/0.5 - R125/R143a).

Estos refrigerantes, ambos de la familia HFC, y con pocas diferencias en cuanto a composición y propiedades, tal y como se analizó en el capítulo de introducción, se diferencian tan solo en la presencia del HFC-134a y en una ligera variación en las proporciones de HFC-125 y HFC-143a. Ambos fluidos constituyen los refrigerantes sustitutivos a largo plazo del CFC-502 en aplicaciones de baja temperatura de evaporación, y del CFC-502 y HCFC-22 en aplicaciones de media temperatura de evaporación. En la actualidad son los más utilizados en la producción de frío por compresión con compresores alternativos en aplicaciones de pequeña y mediana potencia, sustituyendo al refrigerante CFC-502, cuyo uso está prohibido, y a los fluidos HCFC alternativos a corto plazo, cuyo horizonte de funcionamiento se limita al año 2015.

Estos dos refrigerantes son sustitutos aceptables del CFC-502, aceptables puesto que la eficiencia energética alcanzada es ligeramente inferior según las comprobaciones experimentales del fabricante Bitzer [40] en instalaciones de compresión simple. Su utilización en instalaciones es indiferente por ahora, es decir, no existe un criterio definido por el cual sea más conviene utilizar uno u otro en instalaciones de producción de frío por compresión de vapor. En los resultados experimentales obtenidos por Bitzer en un compresor semi-hermético de simple etapa, operando en una temperatura de condensación de 40°C, de evaporación de -35°C, y con una temperatura de aspiración en compresor de 20°C, se muestra que la eficiencia energética alcanzada con el HFC-404A y el HFC-507A es prácticamente igual y un 3% inferior a la alcanzada con el CFC-502. Sin embargo, si que se muestran en el informe ligeras variaciones en la potencia frigorífica conseguida con el ciclo de compresión simple, en el que el HFC-404A presenta una disminución y el HFC-507A un aumento respecto a la conseguida con el CFC-502.

El objetivo de este apartado es presentar los resultados y conclusiones obtenidas de la evaluación experimental del comportamiento de la instalación de compresión de doble etapa con compresor compound operando con ambos refrigerantes en un amplio rango de trabajo de temperaturas de evaporación (-36 a -20°C) y condensación (32 a 50°C). El análisis se desglosa en dos apartados, correspondientes a la operación de la instalación sin el sistema de desrecalentamiento ni el de subenfriamiento (BASE), y con el sistema de subenfriamiento de líquido mediante subcooler (SUBC). El análisis de los datos se realiza vía comparación de temperaturas de evaporación y

condensación, puesto que los niveles de presión son ligeramente diferentes entre ambos refrigerantes.

Para analizar el comportamiento de estos refrigerantes se decidió evaluar únicamente el comportamiento trabajando con el sistema de doble etapa sin sistemas intermedios (BASE) y el sistema doble etapa con subcooler (SUBC). No se evaluó el comportamiento con el sistema de inyección directa de líquido porque creímos que no tenía especial relevancia, ya que como se ha detallado en apartados anteriores la eficiencia energética de este ciclo está por debajo de la alcanzada con la configuración de subcooler y solo sería de utilidad en casos en que se tengan elevadas temperaturas de descarga, lo cual no suele ser general con los fluidos refrigerantes HFC-404A y HFC-507A para temperaturas de evaporación por encima de los -50°C .

La instalación de doble etapa de compresión se cargó con una masa de 8kg de HFC-404A para la realización de los tests de caracterización de los sistemas intermedios. Puesto que, según el fabricante, el aceite utilizado en el compresor (POE - Emkarate RL68H) es compatible con los dos refrigerantes, se decidió no sustituir el aceite y realizar un proceso de limpieza del mismo para eliminar al máximo todo el HFC-404A de la instalación. Dicho proceso de limpieza consistió en la realización de vacío en la instalación, una limpieza con nitrógeno, y dos cargas de 4kg de HFC-507A cada una (con el respectivo vacío en la instalación) durante las cuales se hizo funcionar a la instalación durante 4 horas en cada carga para eliminar los posibles restos de refrigerante disueltos en el aceite. Posteriormente se realizó un vacío final en la instalación y se cargó con 8kg de HFC-507A para la realización de los tests. La posición de regulación de todas las válvulas de expansión de la instalación se mantuvo en la misma posición para asegurar las mismas condiciones de funcionamiento.

La evaluación del comportamiento de la instalación trabajando con cada uno de los refrigerantes se realizó en base a los resultados experimentales obtenidos de ensayos de variación de temperatura de condensación con temperatura de evaporación fija ($T_o = -30 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$), y de ensayos de variación de temperatura de evaporación con temperatura de condensación fija ($T_k = 40 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$), realizados en las mismas condiciones de operación para ambos refrigerantes.

3.6.1 Ciclo doble etapa sin sistemas intermedios

En este apartado se muestra la comparativa experimental de la operación de la planta de compresión en doble etapa sin la utilización de ningún sistema intermedio, o sea, trabajando sin desrecalentamiento entre etapas y sin subenfriamiento de líquido, para los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A.

Dado que la relación 'temperatura-presión de saturación' es muy similar para ambos refrigerantes, tal y como se analizó en el capítulo de introducción, no se ilustran variaciones en cuanto a la temperatura o presión intermedia de trabajo, ya que prácticamente coinciden para ambos fluidos. Se analizan solo los principales parámetros de operación de la planta.

I. Potencia frigorífica

La comparación de potencias frigoríficas y potencias frigoríficas específicas alcanzadas por la instalación en configuración BASE con los fluidos HFC-404A y HFC-507A, se muestra en la Figura 3. 100, para el ensayo de variación de temperatura de evaporación con condensación constante, y en la Figura 3. 101, para el ensayo de variación de temperatura de condensación con evaporación constante.

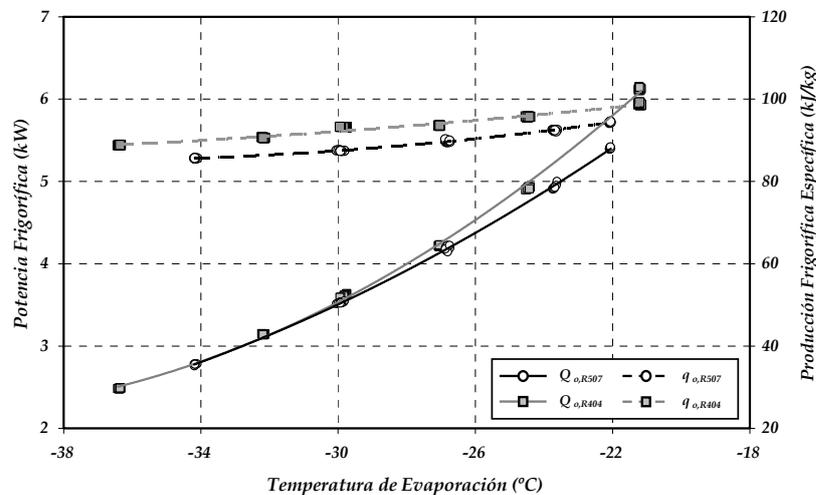


Figura 3. 100. Potencia frigorífica y producción frigorífica específica sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$

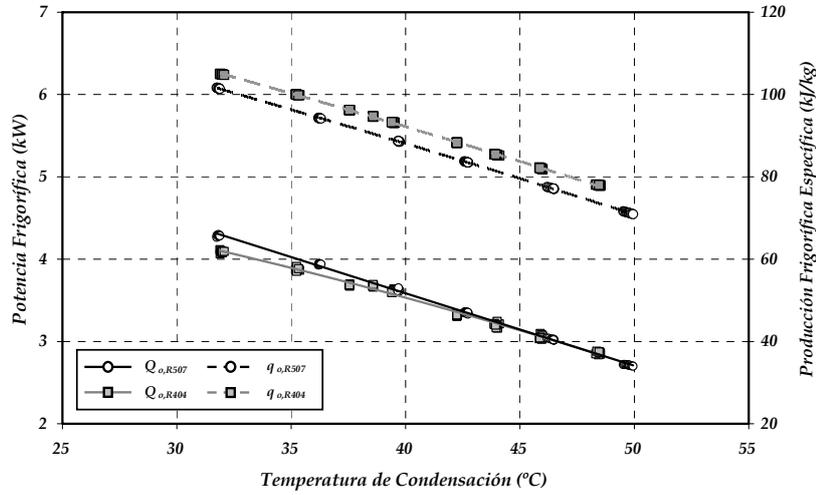


Figura 3. 101. Potencia frigorífica y producción frigorífica específica sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_k, T_o=-30°C

A la vista de los resultados experimentales se observan pequeñas diferencias en cuanto a la potencia frigorífica alcanzada por ambos refrigerantes. El HFC-404A presenta mayor potencia frigorífica a elevadas temperaturas de evaporación (Figura 3. 100), mientras el HFC-507A para bajas temperaturas de condensación (Figura 3. 101), convergiendo la potencia frigorífica de ambos refrigerantes para elevadas tasas de compresión.

Se observa en los resultados experimentales que la producción frigorífica específica del HFC-404A es siempre superior a la del HFC-507A, parámetro que viene marcado por las características del fluido, sin embargo para altas tasas de compresión la potencia frigorífica total coincide. Si se analiza la potencia frigorífica total del ciclo en doble etapa de compresión sin sistemas intermedios, despreciando el recalentamiento en evaporador y subenfriamiento en condensador, y expresándola en función del volumen específico de aspiración de la etapa de baja según la expresión (3. 79), se observa que ésta depende únicamente del rendimiento volumétrico de la etapa de baja, de la diferencia de entalpías entre vapor saturado a presión de evaporación y líquido saturado a presión de condensación.

$$\dot{Q}_o \cong \dot{V}_{G,B} \cdot \eta_{v,B} \cdot \frac{h_{V,Po} - h_{L,Pk}}{v_{asp,B}} \quad (3. 79)$$

La diferencia de entalpías dividida por el volumen de aspiración de baja, evaluada con el Refprop v. 7.0. [41], donde se ha despreciado el recalentamiento en evaporador y subenfriamiento en condensador, para un recalentamiento total en baja de 11°C, para los dos refrigerantes se muestra en la Figura 3. 102.

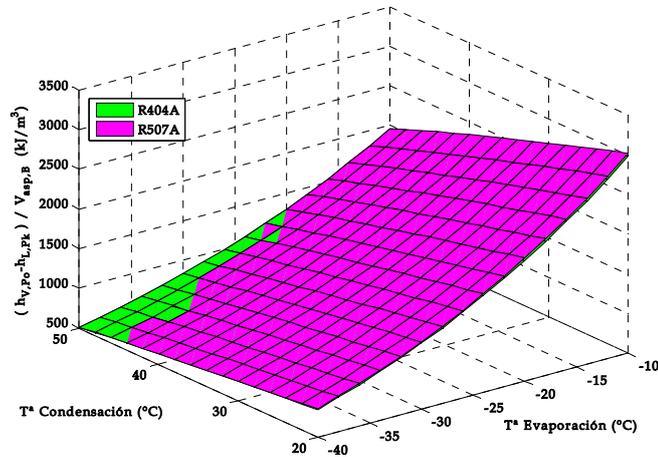


Figura 3. 102. Producción frigorífica volumétrica ciclo BASE. R404A y R507A
Recalentamiento total aspiración de baja = 11°C

Se observa que la diferencia entre ambos fluidos de trabajo es mínima, alcanzando un máximo de un 1.5% para elevadas temperaturas de evaporación y bajas de condensación, zona en que el HFC-507A supera al HFC-404A.

El siguiente término que influye en la potencia frigorífica alcanzada en la configuración base corresponde al rendimiento volumétrico de la etapa de baja. Dicho término depende de las características del propio compresor y del fluido refrigerante utilizado [46], por lo que en esta comparativa es esperable que exista una pequeña diferencia debido a la eliminación del HFC-134a de la mezcla, ya que es un refrigerante con elevado volumen específico.

En la Figura 3. 103 se muestran los rendimientos volumétricos de la etapa de baja en función de la tasa de compresión para ambos fluidos en los ensayos de variación de temperatura de evaporación y condensación. Se observa que el rendimiento volumétrico alcanzado por el HFC-507A es entre un 2% para bajas tasas y un 4.5% superior para altas tasas de compresión, lo cual implica que el caudal másico de refrigerante circulante por la etapa de baja en el caso del HFC-507A es superior al que circula con el HFC-404A. Esta mejora del rendimiento volumétrico de baja puede ser debida a la eliminación de la mezcla del HFC-134a, que al tener un elevado volumen específico en la región de aspiración de baja, provoca una disminución del volumen específico del HFC-507A respecto del HFC-404A.

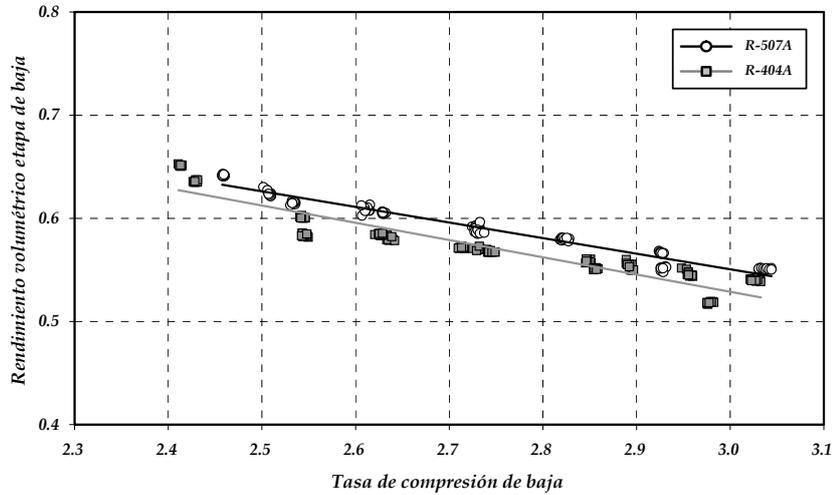


Figura 3. 103. Rendimientos volumétricos de baja en configuración BASE para el R404A y R507A

Este incremento de caudal másico, que es más pronunciado cuanto mayor es la tasa de compresión de baja, compensa la reducción de potencia frigorífica específica, resultando en potencias frigoríficas similares para altas tasas de compresión.

II. Potencia consumida

La potencia absorbida por el compresor en la operación con cada uno de los refrigerantes se muestra en la Figura 3. 104 para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 105 para el ensayo de variación de temperatura de condensación.

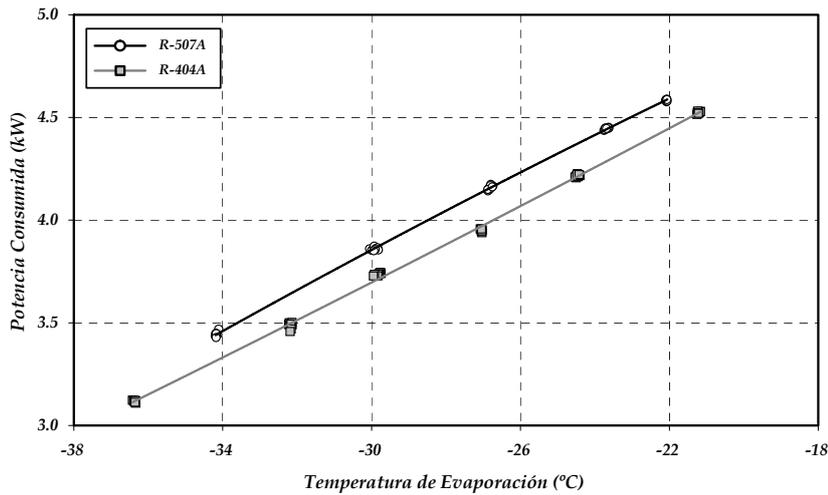


Figura 3. 104. Potencia consumida sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^{\circ}\text{C}$

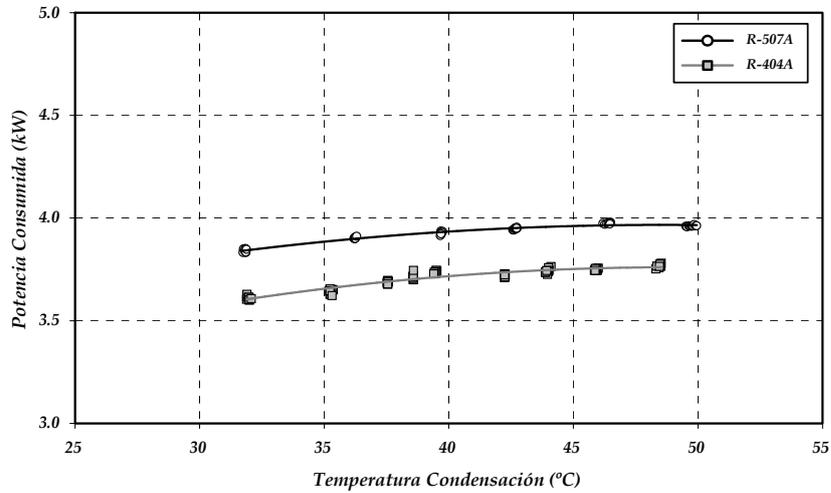


Figura 3. 105. Potencia consumida sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o = -30^\circ\text{C}$

Los resultados indican que la potencia absorbida por el compresor es siempre superior en el caso del HFC-507A. Este incremento de potencia consumida es debido al ligero incremento de caudal másico circulante en el caso del HFC-507A, ya que este aumento de caudal se traslada a la potencia utilizada en la etapa de baja y a la utilizada en la etapa de alta, siendo el recalentamiento en el compresor muy similar para ambos refrigerantes.

III. COP

El rendimiento energético alcanzado por la instalación trabajando en configuración BASE se muestra en la Figura 3. 106 para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 107 para el ensayo de variación de la temperatura de condensación.

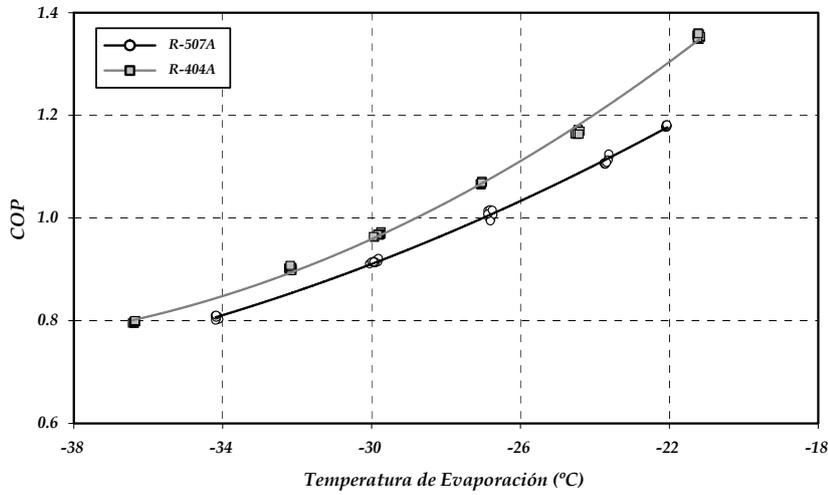


Figura 3. 106. COP sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^{\circ}\text{C}$

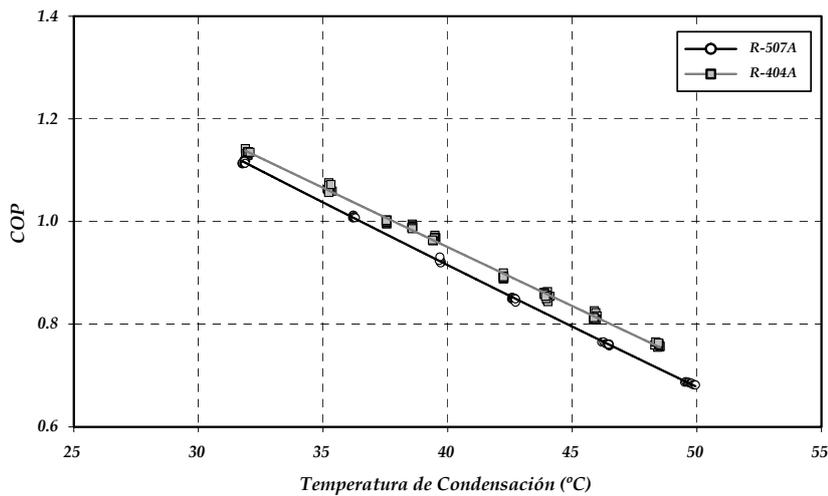


Figura 3. 107. COP sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^{\circ}\text{C}$

Puesto que la potencia frigorífica es superior o igual en el caso del HFC-404A y la potencia consumida es siempre superior cuando se trabaja con HFC-507A, el COP de la instalación en doble etapa de compresión funcionando en configuración BASE es siempre superior en el caso del HFC-404A, tal y como se observa en los resultados experimentales.

Además, el COP de la instalación trabajando con HFC-404A en configuración BASE es tanto mejor cuanto mayor sea la temperatura de evaporación, ya que se produce un incremento de la potencia frigorífica (Figura 3. 100).

IV. Temperatura de descarga

El último parámetro importante en la comparativa del funcionamiento con los dos refrigerantes en configuración BASE corresponde a la temperatura de descarga de la etapa de alta, cuyos resultados se muestran en la Figura 3. 108, para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 109, para el ensayo de variación de temperatura de condensación.

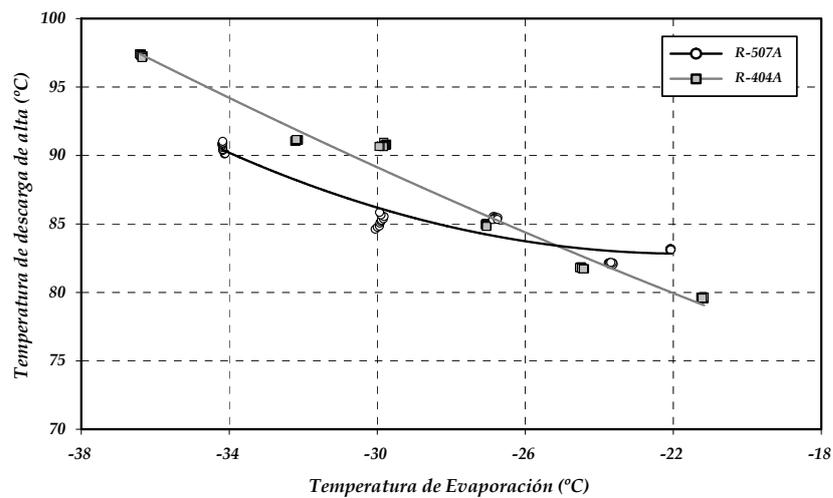


Figura 3. 108. Temperatura de descarga de alta sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$

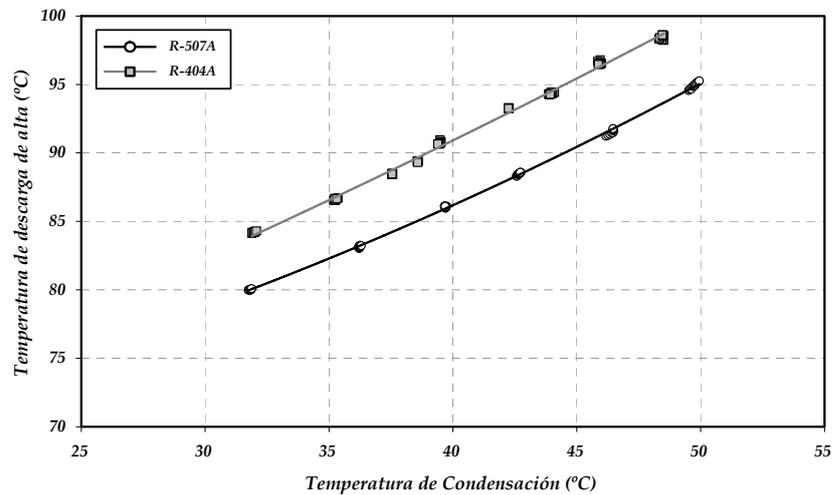


Figura 3. 109. Temperatura de descarga de alta sistema BASE. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^\circ\text{C}$

Se observa que la temperatura de descarga en el caso del HFC-404A es ligeramente superior a la registrada con la operación con HFC-507A, y esta diferencia se observa

también en la temperatura de descarga de la etapa de baja. Sin embargo, el recalentamiento que sufre el refrigerante a su paso por el motor eléctrico, que influye en la eficiencia del ciclo según el análisis realizado en el apartado 3.3, es del mismo orden de magnitud.

V. Discusión

En base a la comparativa experimental del funcionamiento de la instalación de compresión en doble etapa con compresor compound en ciclo BASE, operando con los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A, puede afirmarse que es conveniente la utilización del HFC-404A para elevadas temperaturas de evaporación, que es la zona en que mayor rendimiento energético y potencia frigorífica alcanza. Sin embargo esta afirmación no es tan válida conforme desciende la temperatura de evaporación, ya que el HFC -507A, pese a presentar menor eficiencia energética, consigue una reducción en la temperatura de descarga de la etapa de alta trabajando con la misma potencia frigorífica que el HFC-404A.

Por otra parte no se han encontrado diferencias significativas en la operación de la planta con ambos refrigerantes.

3.6.2 Ciclo doble etapa con subcooler

En este apartado se muestra la comparativa experimental de la operación de la planta de compresión en doble etapa con subcooler para los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A.

Al igual que en la discusión realizada con el sistema doble etapa sin desrecalentamiento ni subenfriamiento, los niveles de temperatura intermedia y tasas de compresión no sufren variaciones significativas entre ambos fluidos, por lo que el análisis se centra únicamente en los principales parámetros de funcionamiento de la instalación.

I. Potencia frigorífica

En la Figura 3. 110 se muestra la comparativa de la potencia frigorífica y producción frigorífica específica de la instalación para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 111 para el ensayo de variación de presión de condensación.

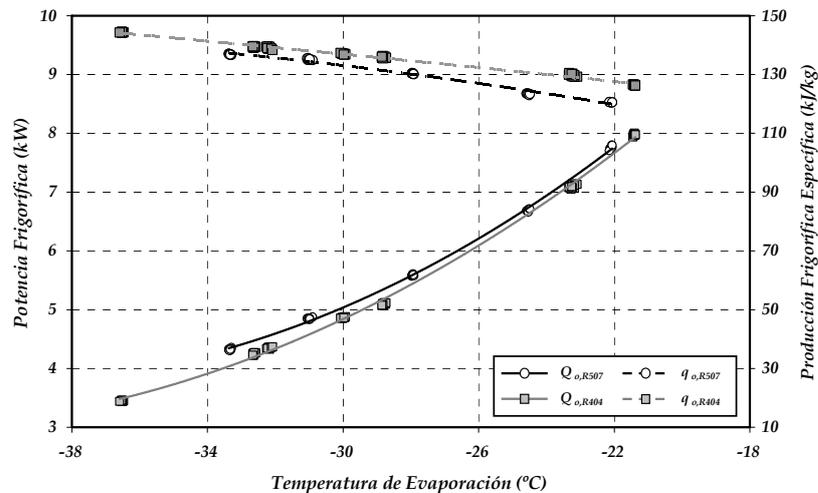


Figura 3. 110. Potencia frigorífica y producción frigorífica específica sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$

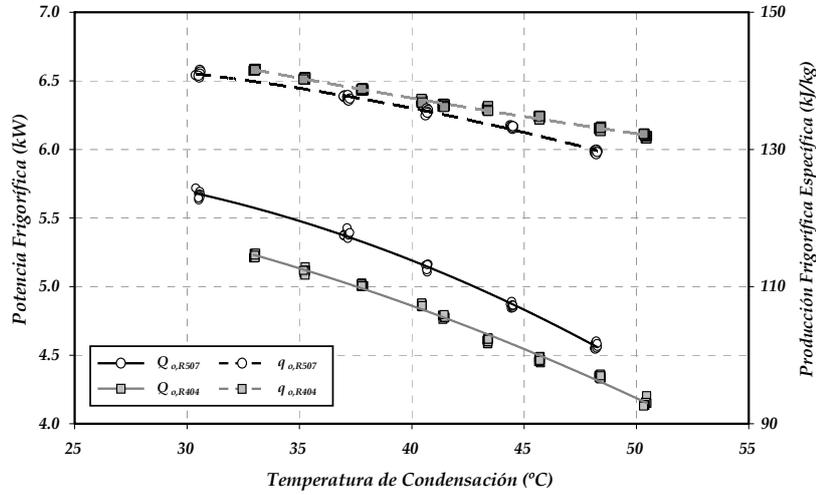


Figura 3. 111. Potencia frigorífica y producción frigorífica específica sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_k, T_o=-30°C

De igual forma que en la comparativa de funcionamiento de ambos refrigerantes con el sistema BASE (Figura 3. 100 y Figura 3. 101), en este caso la producción frigorífica específica total alcanzada por el HFC-507A es inferior a la alcanzada por el HFC-404A, siendo inferior en el caso del HFC-507A (aunque no se represente) tanto el salto entálpico correspondiente a la diferencia entre las entalpías de vapor saturado a presión de evaporación y la entalpía de líquido saturado a presión de condensación, como el incremento entálpico que sufre el líquido a su paso por el subcooler. Sin embargo la potencia frigorífica total alcanzada por el HFC-507A es entre un 2 y un 15% superior a la conseguida con el HFC-404A, especialmente a bajas temperaturas de evaporación (Figura 3. 112), donde esta diferencia es máxima.

La potencia frigorífica del ciclo de doble etapa con subcooler, despreciando los recalentamientos y subenfriamientos, se puede expresar con relación (3. 80). En este caso, además de la dependencia del rendimiento volumétrico de la etapa de baja, y de la diferencia volumétrica entre la entalpía de vapor saturado a presión de evaporación y la entalpía de líquido saturado a presión de condensación, analizadas en el apartado anterior, se tiene el término correspondiente al subenfriamiento alcanzado en el subcooler, que como se ha analizado en el apartado 3.4, incrementa tanto la potencia frigorífica como el rendimiento energético de la instalación.

$$\dot{Q}_o \cong \dot{V}_{G,B} \cdot \eta_{v,B} \cdot \left[\frac{h_V|_{P_o} - h_L|_{P_k}}{v_{asp,B}} + \varepsilon \cdot \frac{h_L|_{P_k} - h_L|_{P_i}}{v_{asp,B}} \right] \quad (3. 80)$$

Igual que en la comparativa del funcionamiento en la configuración BASE, analizada en el apartado 3.6.1, el rendimiento volumétrico en la etapa de baja obtenido para el HFC-507A es ligeramente superior al obtenido con el HFC-404A, por lo que el caudal

másico circulante por el evaporador es superior en el caso del HFC-507A, tal y como se muestra en los resultados del ensayo de variación de temperatura de evaporación (Figura 3. 112), y en el de variación de temperatura de condensación (Figura 3. 113).

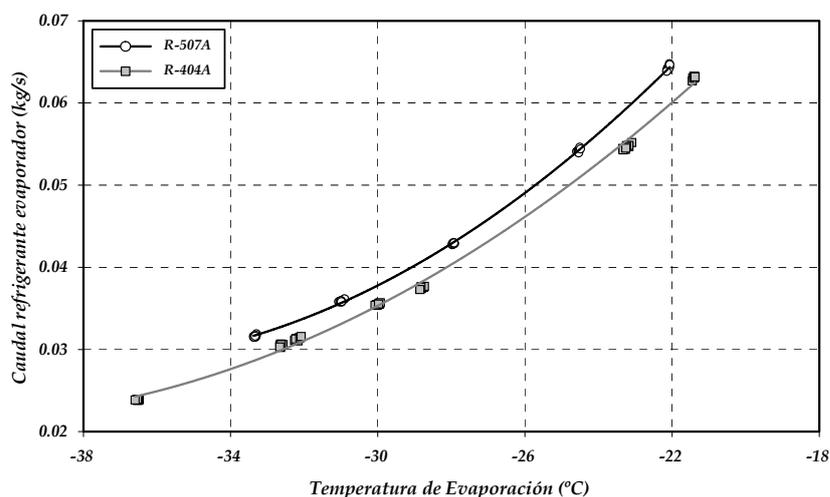


Figura 3. 112. Caudal másico ref. evaporador sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^{\circ}\text{C}$

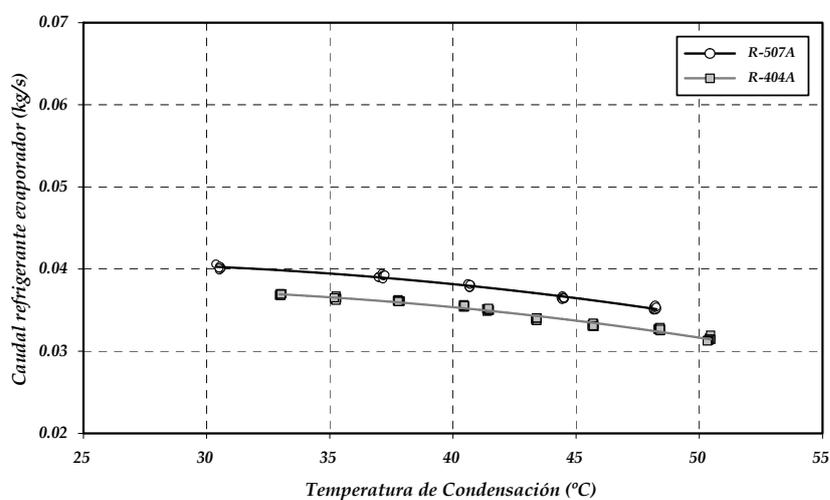


Figura 3. 113. Caudal másico ref. evaporador sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^{\circ}\text{C}$

El análisis realizado con el Refprop v.7.0 [41] sobre la diferencia de entalpías de líquido saturado a presión de condensación y de líquido saturado a presión intermedia dividida entre el volumen específico de aspiración, representada en la Figura 3. 114, muestra que el salto entálpico es siempre superior en el caso del HFC-507A (entre un 3 y un 4%). Estos resultados se han evaluado para un recalentamiento

total en aspiración de baja de 11 °C y presión intermedia igual a la media geométrica entre las presiones de evaporación y condensación.

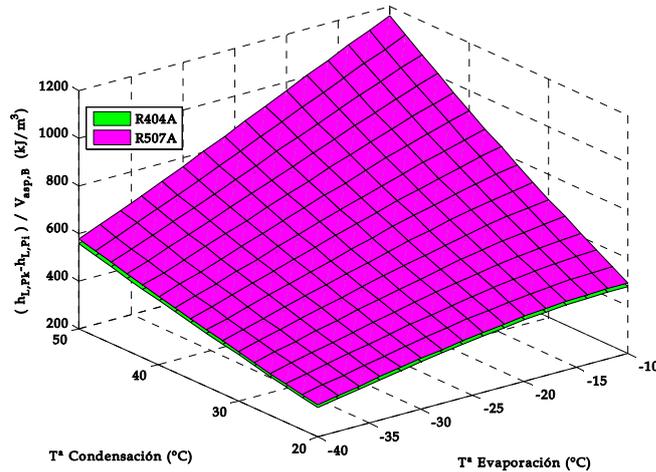
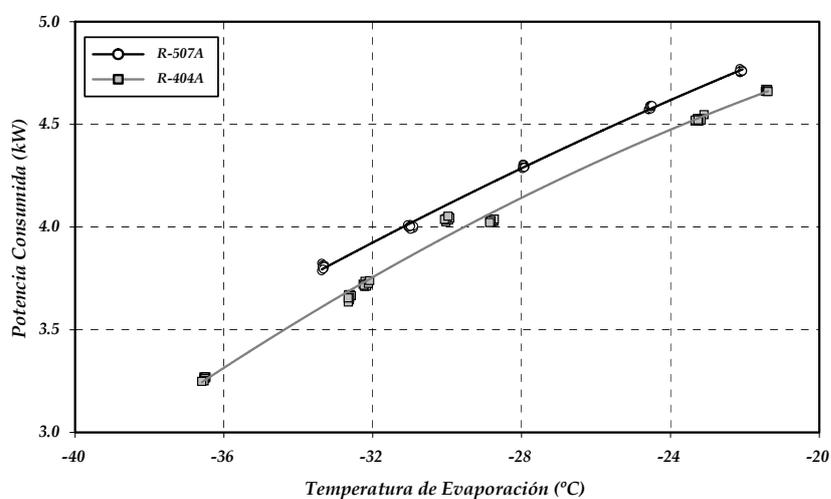
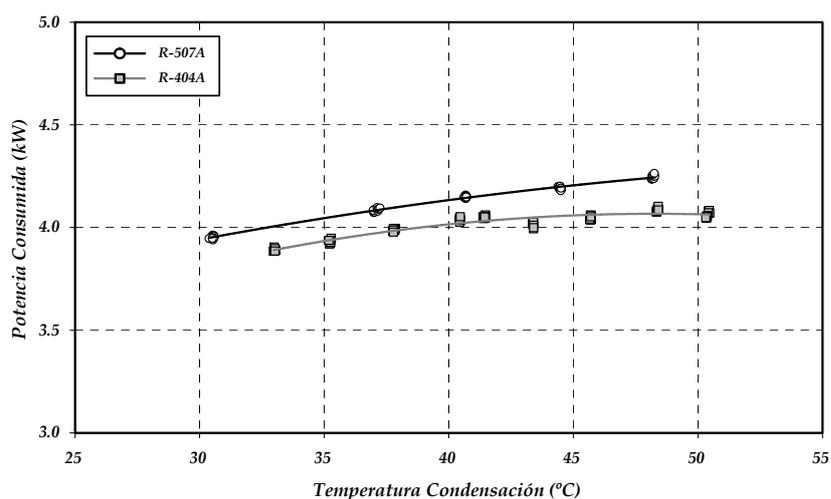


Figura 3. 114. Diferencia de entalpías entre líquido saturado a presión de condensación y a presión intermedia dividido entre el volumen de aspiración de baja, R404A y R507A, $RecTot = 11^{\circ}C$, $P_i = (P_o \cdot P_k)^{0.5}$

Por otra parte no se han encontrado diferencias significativas en la eficiencia térmica y el grado de subenfriamiento de líquido alcanzados en el subcooler, por lo que la diferencia fundamental entre ambos fluidos en cuanto a potencia frigorífica corresponde a la variación del rendimiento volumétrico de baja, que provoca que el caudal circulante por el evaporador sea superior en el caso del HFC-507A y por tanto la potencia frigorífica también.

II. Potencia consumida

Al igual que en la configuración BASE, se observa un incremento de la potencia absorbida por el compresor en el caso del HFC-507A, tal y como muestra la Figura 3. 115 para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y la Figura 3. 116 para el ensayo de variación de temperatura de condensación.

Figura 3. 115. Potencia consumida sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$ Figura 3. 116. Potencia consumida sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^\circ\text{C}$

El incremento de potencia consumida, al igual que en el caso de la configuración BASE, se debe principalmente al incremento de caudal másico circulante por la etapa de baja. No se han encontrado variaciones significativas en la potencia utilizada en la etapa de alta y en el calor absorbido en el compresor.

Además, el grado de desrecalentamiento entre etapas debido a la inyección del vapor recalentado procedente del subcooler, no varía significativamente en función del refrigerante utilizado.

III. COP

La eficiencia energética alcanzada por el ciclo de doble etapa con subcooler para la operación con los dos refrigerantes se muestra en la Figura 3. 117, para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 118, para el ensayo de variación de temperatura de condensación.

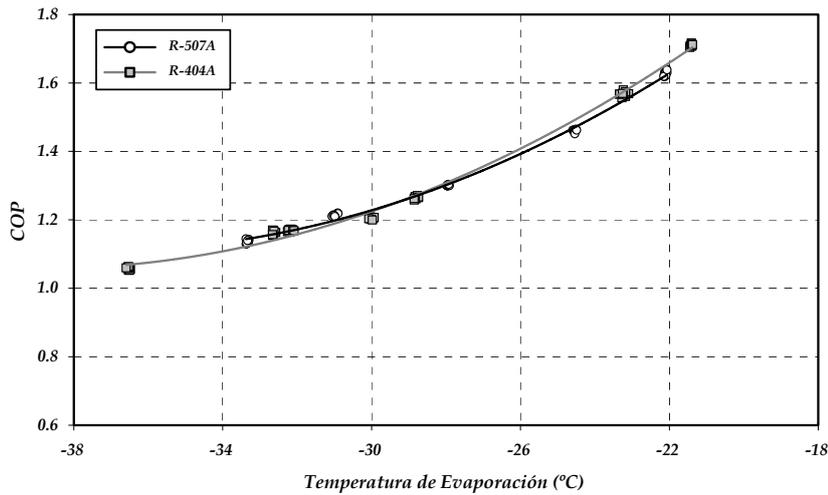


Figura 3. 117. COP sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$

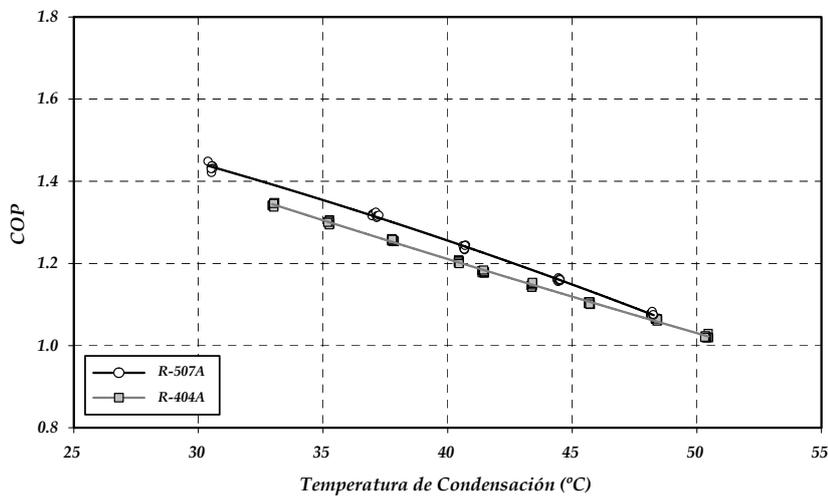


Figura 3. 118. COP sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^\circ\text{C}$

A diferencia de la operación de la instalación en ciclo BASE, en este caso el rendimiento energético alcanzado con el HFC-507A es muy similar al obtenido con el

HFC-404A, e incluso ligeramente superior para el trabajo a bajas temperaturas de evaporación, tal como se observa en la Figura 3. 117.

IV. Temperatura de descarga

La temperatura de descarga del compresor compound en la etapa de alta para la operación con cada refrigerante se muestra en la Figura 3. 119, para el ensayo de variación de temperatura de evaporación, y en la Figura 3. 120, para el ensayo de variación de temperatura de condensación.

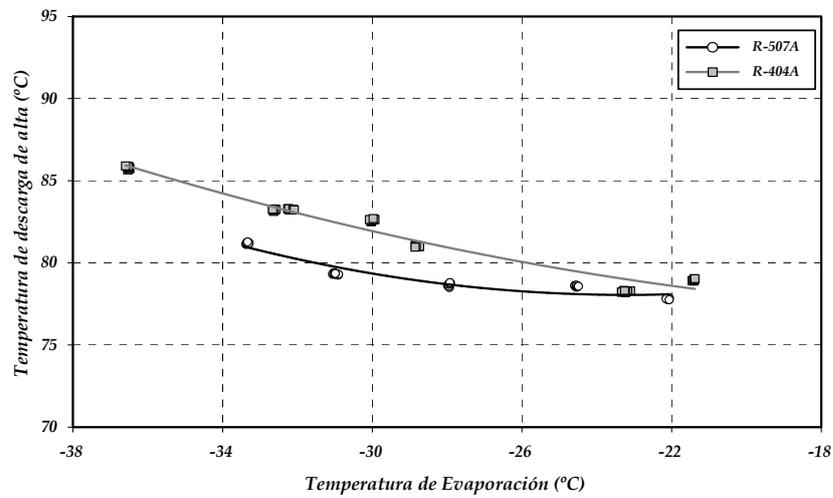


Figura 3. 119. T^a de descarga de alta sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_o , $T_k=40^\circ\text{C}$

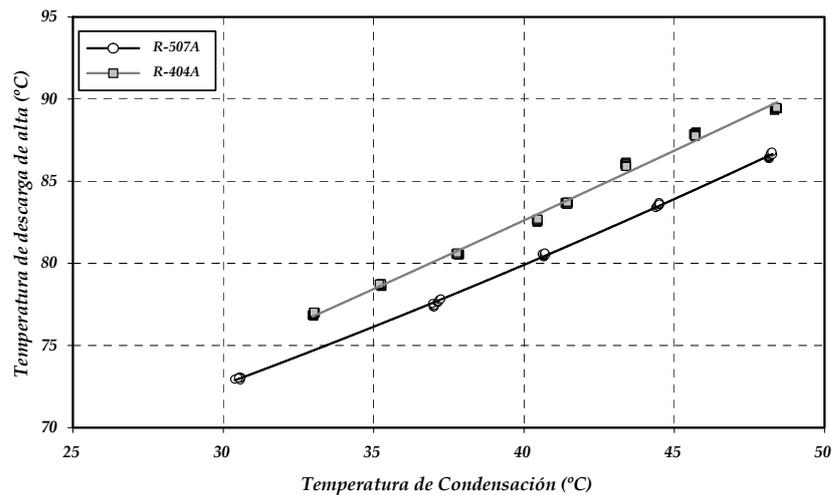


Figura 3. 120. T^a de descarga de alta sistema SUBC. R404A y R507A. Var. T_k , $T_o=-30^\circ\text{C}$

De igual forma que en la configuración BASE, el funcionamiento con el HFC-507A presenta un leve descenso en la temperatura de descarga de la etapa de alta. Este descenso de temperatura creemos que puede ser debido al aumento de la proporción de HFC-125 en la mezcla HFC-507A (de un 44 a un 55%), y al descenso de proporción de HFC-143a (de un 52 a un 50%), ya que el HFC-143a es un fluido con bajos calores específicos en la zona de vapor recalentado, y por tanto, el calor específico total en la mezcla HFC-507A se reduce con respecto al HFC-404A.

V. Discusión

A la vista de los resultados presentados en este apartado, se ha encontrado que el HFC-507A, funcionando en un ciclo de doble etapa con subcooler, presenta un aumento de la potencia frigorífica ofrecida respecto al HFC-404A. Esta diferencia es debida principalmente al incremento del caudal másico circulante por la etapa de baja, el cual consigue compensar el incremento de potencia consumida y obtener valores similares de COP, con respecto del HFC-404A, e incluso ligeramente superiores para bajas temperaturas de evaporación.

Por tanto, parece que sea más aconsejable la utilización del HFC-507A en instalaciones de compresión en doble etapa con subcooler, especialmente en el rango de bajas temperaturas de evaporación, donde el aumento de potencia frigorífica es mayor y el valor de COP es similar al obtenido con el HFC-404A.

CAPÍTULO

4

**Conclusiones
y
trabajos futuros**

Capítulo 4. Conclusiones y trabajos futuros

4.1 Conclusiones

En este apartado se resumen las principales conclusiones que se extraen de la presente tesis doctoral.

De la infraestructura experimental desarrollada:

- Se ha construido una instalación experimental de producción de frío en doble etapa de compresión con compresor compound capaz de operar con los refrigerantes HFC-404A y HFC-507A en el rango de media y baja temperatura de evaporación. La instalación, que ha servido como banco de ensayos, tiene implementados tres ciclos de producción de frío en doble etapa de compresión: doble etapa con inyección directa de líquido, doble etapa con subcooler y doble etapa sin sistemas intermedios.
- La instalación experimental ha sido dotada de elementos de medida y de adquisición de datos que permiten la monitorización, validación y análisis de los principales parámetros energéticos. Así mismo, se han desarrollado dos instalaciones secundarias que permiten el control y regulación de la instalación en un amplio rango de condiciones de operación.
- La validación de los resultados convierte esta planta frigorífica en una valiosa herramienta experimental con la que desarrollar múltiples estudios relacionados con la temática.

Del análisis experimental:

- Se ha evaluado experimentalmente el comportamiento de la instalación trabajando con los tres ciclos de doble etapa en el rango de temperaturas de evaporación de -36 a -20°C y en el de condensación de 30 a 50°C , con el fluido refrigerante HFC-404A.
- Se ha observado que la presión intermedia del ciclo viene impuesta por las condiciones de trabajo del compresor, siendo la evolución de la presión intermedia una función lineal del caudal másico de refrigerante inyectado entre etapas.

- Ha sido evaluado experimentalmente, en comparación con el ciclo de doble etapa sin sistemas intermedios, el efecto del desrecalentamiento entre etapas mediante inyección directa de líquido, del que se extraen una serie de conclusiones:
 - La inyección de caudal entre etapas provoca la reducción de la potencia frigorífica, siendo la reducción más elevada cuanto menor sea la presión de evaporación.
 - La baja temperatura de entrada del refrigerante al compresor a presión intermedia provoca un recalentamiento muy elevado en el refrigerante durante la refrigeración del compresor lo cual disminuye el rendimiento energético del mismo.
 - El sistema de inyección directa de líquido provoca la disminución del COP, siendo esta disminución tanto más elevada cuanto menor sea la presión de evaporación. Sin embargo, éste constituye un mecanismo sencillo de regulación de la temperatura de descarga.
- Se ha evaluado experimentalmente, con el sistema de subcooler y en comparativa con el ciclo de doble etapa sin sistemas intermedios, el efecto del subenfriamiento del líquido a la salida del condensador, del que se extraen las siguientes conclusiones:
 - El subenfriamiento a través de subcooler provoca un descenso del caudal másico de refrigerante circulante por el evaporador debido al incremento de presión intermedia, sin embargo, el salto entálpico conseguido con el subenfriamiento aumenta la potencia frigorífica.
 - Se produce un aumento en la potencia absorbida por el compresor debido al exceso de caudal másico que debe de comprimir la etapa de alta.
 - El incremento en potencia frigorífica es mayor que el aumento de la potencia consumida, por lo que el COP del ciclo aumenta en comparación con el ciclo sin sistemas intermedios.
- Se han comparado experimentalmente los tres ciclos de producción de frío en doble etapa, de lo cual se concluye que el ciclo de doble etapa con subcooler es el que mayor rendimiento energético y potencia frigorífica proporciona. El sistema de inyección directa de líquido es sólo recomendable cuando las temperaturas de descarga son elevadas.
- Se ha realizado la comparativa experimental del funcionamiento de la instalación con los refrigerantes más habituales para el rango de media y baja temperatura de evaporación, el HFC-404A y el HFC-507A, trabajando con los siguientes ciclos de doble etapa: sin sistemas intermedios y con el sistema de subcooler, de la cual se obtienen las siguientes conclusiones:
 - El HFC-404A es el más apropiado para el sistema de doble etapa sin subenfriamiento de líquido y trabajo a altas temperaturas de evaporación, puesto que ofrece mayor COP y potencia frigorífica.
 - El HFC-507A es el más apropiado para el sistema de doble etapa con subcooler, especialmente con elevadas tasas de compresión, puesto que ofrece un COP similar al HFC-404A pero mayor potencia frigorífica.

4.2 Trabajos futuros

La instalación experimental desarrollada servirá de base para la realización de diferentes estudios futuros, que actualmente se encuentran en periodo de planificación.

En primer lugar, a partir de los datos obtenidos de la instalación experimental de doble etapa y de los datos obtenidos previamente por Cabello R. [46] en una instalación de compresión simple, se pretende realizar un estudio energético-económico-ambiental que permita definir las condiciones a partir de las cuales sea aconsejable la utilización de instalaciones de doble etapa frente a instalaciones de compresión simple.

En segundo lugar, dado el gran impacto medioambiental de los refrigerantes artificiales actuales debido a su elevado GWP, se pretende modificar la instalación actual para analizar de forma experimental el comportamiento del dióxido de carbono como fluido secundario. Esta línea de investigación estará destinada principalmente al sector de la refrigeración comercial, sobre todo en supermercados, donde el ratio de fuga de refrigerante es especialmente elevado. Esta futura línea de actuación se nutrirá de la experiencia adquirida por el grupo de investigación en el desarrollo de una instalación de compresión simple que trabaja con dióxido de carbono como refrigerante, que actualmente está siendo estudiada y analizada.

Y por último, dentro de la línea de investigación de refrigerantes naturales que inició el grupo de investigación en el año 2004, se pretende construir, aprovechando las principales conclusiones de la presente tesis doctoral, una instalación de compresión en doble etapa en sistema booster, compound o cascada, que trabaje con el dióxido de carbono como fluido de trabajo.



Referencias



Referencias

- [1] TORRELLA E., CABELLO R., NAVARRO J. Considerations about evaporator thermal design in a vapour compression liquid chiller. Experimental analysis with HFC fluids (R134a and R407C). *Int. J. of Energy Research*, 2004, vol. 28, p. 1329-1341.
- [2] TORRELLA E., NAVARRO J., CABELLO R. Boiling heat-transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour-compression plant's shell-and-tube evaporator. *Applied Energy*, 2006, vol. 83, p. 239-252.
- [3] CABELLO R., NAVARRO J., TORRELLA E. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, p. 1740-1752.
- [4] CABELLO R., NAVARRO J., LLOPIS R., TORRELLA E. Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant. *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27, p. 167-176.
- [5] CABELLO R., TORRELLA E., NAVARRO J. Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 2004, vol. 24, p. 1905-1917.
- [6] CABELLO R., NAVARRO J., TORRELLA E. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, p. 1740-1752.
- [7] LLOPIS R., CABELLO R., NAVARRO J. TORRELLA E. A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. Validation with pure and blend refrigerants. *Int. J. of Energy Research*, 2007, vol. 31, p. 232-244.
- [8] LLOPIS R., CABELLO R., TORRELLA E. A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. *Int. J. of Thermal Sciences*, 2007, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.06.021
- [9] BEHRINGER H. Berechnung des günstigsten zwischendruckes bei verbundkompression für NH₃-kältemaschinen. *Zeitschrift für die Gesamte Kälte-Industrie*, 1928, vol. 35, p. 111-113.
- [10] GOSNEY, W. B. Compound compression refrigeration cycles. *Proceedings of the Conference of International Institute of Refrigeration*. Munich, Germany, 1966, p. 60-72.
- [11] GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. UK: Cambridge University Press, 1982.
- [12] RASI A. La pression intermédiaire la plus correcte pour les cycles frigorifiques à deux phases. *Proceedings of the 9th International Congress of Refrigeration, Paris, France, 1955*. p. 3032-39.
- [13] BAUMANN K. BLASS E. Beitrag zur Ermittlung des Optimalen Mitteldruckes bei zweistufigen Kaltdampf Verdichter-Kältemaschinen. *Kältetechnik*, 1961, vol. 13 p. 210-216.

- [14] ARORA C. P., DHAR P. L. Optimization of multistage refrigerant compressors. *Proceedings 13th Int. Congress of Refrigeration - IIR, Paris, France, 1971.* vol. 2, p. 693-700.
- [15] DE LEPELEIRE G. Une nouvelle façon d'appréciation et de sélection des compresseurs frigorifiques biétagés. *XIII International Congress of Refrigeration, Washington, United States, 1973.* p. 39-48.
- [16] CZAPLINSKI S. Uber den optimalen Zwischendruck bei Kälteprozessen. *Allgemeine Wärmetechnik, 1959,* vol. 91, p. 3-6.
- [17] DOMANSKI P. A. *Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector.* Department of Commerce. United States. 1995. (Report NISTIR 5060. U. S.)
- [18] ZUBAIR S. M., YAQUB M., KHAN S. H. Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical-subcooling refrigeration cycles. *Int. J. of Refrigeration,* 1996, vol. 19, n° 8, p. 506-516.
- [19] KHAN J. R., ZUBAIR S. M. Design and rating of a two-stage vapour compression refrigeration system. *Energy,* 1998, vol. 23, n° 10, p. 867-878.
- [20] OUADHA A., EN-NACER M., ADJLOUT L., IMINE O. Exergy analysis of a two-stage refrigeration cycle using two natural substitutes of HCFC22. *Int. J. Exergy,* 2005, vol. 2, n° 1, p. 14-30.
- [21] CELIK A. *Performance of Two-Stage CO₂ Refrigeration Cycles.* PhD Thesis. Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, 2004.
- [22] CAVALLINI A., CECCHINATO L., CORRADI M., FORNASIERI E., ZILIO C. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. *Int. J. Refrigeration,* 2005, vol. 28. p. 1274-1283.
- [23] AGRAWAL N., BHATTACHARYYA S. Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling. *Applied Thermal Engineering,* 2007, vol. 27, p. 299-355.
- [24] AGRAWAL N., BHATTACHARYYA S., SARKAR J. Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pumps. *Int. J. of Thermal Sciences,* 2007, vol. 46, p. 180-187.
- [25] ZEHNDER M. *Efficient air-water heat pumps for high temperature lift residential heating including oil migration aspects.* PhD Thesis. École Polytechnique Fédérale de Lausanne. Laussane, EPFL, 2004.
- [26] THÉVENOT R. Translated by Fidler J. C. *A history of refrigeration throughout the world.* Institut International du Froid, Paris, 1979.
- [27] STOECKER W. F. *Industrial refrigeration Handbook.* McGraw-Hill, 1998.
- [28] Arias J., 2005. Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements. PhD Thesis. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration Department of Energy Technology Royal Institute of Technology.
- [29] ARTHUR D. LITTLE. *Energy Savings Potential for Commercial Refrigeration Equipment Final Report.* Inc. Building Equipment Division Office of Building Technologies U.S. Department of Energy. Detlef Westphalen Robert A. Zogg Anthony F. Varone Matthew A. Foran. 1996.

-
- [30] IIR/IIF. *Industry as a partner for sustainable development. Refrigeration*. International Institute of Refrigeration and United Nations Environment Programme. United Kingdom, 2002.
- [31] The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997.
- [32] DUMINIL M. Duminil M., *Machine à compression mécanique*. Techniques de l'Ingenieur, traité Génie énergétique, document B 9 730, 1996.
- [33] GEA GRASSO. *Reciprocating compressors for industrial refrigeration. Series Grasso 12. Product information*. 2004.
- [34] BARREAU M. MACAUDIERE S. WEISS P., JOUBERT M. R-404A in Industrial Refrigeration Application for R-502 and HCFC-22 Replacement. System with Recirculation-type Evaporator. *Proceedings of the Int. Conference on Ozone Protection Technologies, October 21-23, Washington DC, USA*. 1996.
- [35] Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer. United Nations, New York, USA, 1987.
- [36] APREA C., MASTRULLO R., DE ROSSI F. Behaviour and performances of R502 alternative working fluids in refrigerating plants. *Int. J. of Refrigeration*, 1996, vol. 19, n° 4, p. 257-263.
- [37] DÖRING R., BUCHWALD H., HELLMANN J. Results of experimental and theoretical studies of the azeotropic refrigerant R507. *Int. J. Refrigeration*, 1997, vol. 20, n° 2, p. 78-84.
- [38] IPCC/TEAP. *Safeguarding the ozone layer and the global climate system: issues related to hydrofluorocarbons and perfluorocarbons*. Special Report by the Intergovernmental Panel on Climate Change. De www.ipcc.ch Octubre 2005.
- [39] CALM J. M., HOURAHAN G. C. Refrigerant data summary. *Engineered Systems*, 2001, vol. 18, p. 74-78.
- [40] BITZER, *Bitzer refrigerants report 14, Edition A-501-14*. De: www.bitzer.de, 2007. (Julio de 2007)
- [41] LEMMON E.W., MCLINDEN M.O., HUBER M.L. *NIST Standard Reference Database 23. v.7.0*, 2002.
- [42] SAMUEL M. SAMI, FONTAINE M. Prediction of condensation characteristics of alternatives to R-502 inside air-refrigerant enhanced surface tubing. *Applied Thermal Engineering*, 2000, vol. 20, p.199-212
- [43] GRECO A., VANOLI G. P. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube. *International J. of Refrigeration*, 2005, vol. 28, p. 872-880.
- [44] LabView V.7. National Instruments, 2004.
- [45] LLOPIS R., NAVARRO J., CABELLO R., TORRELLA E., Monitorización en tiempo real del comportamiento energético de máquinas de producción de frío usando técnicas avanzadas de adquisición de señales. *IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Logroño, España*, 2005.
- [46] CABELLO R. *Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor, para la evaluación de los parámetros energéticos 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, Valencia, España, 2003.
- [47] CARLYLE. *Guía de Servicio COMPRESORES 06D/06E/06CC*. De www.carlylecompressor.com, Septiembre, 2005.
- [48] ASHRAE 2005. *Handbook Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2005.
- [49] PÉREZ-SEGARRA C.D., RIGOLA J., SÒRIA M., OLIVA A., Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. *Int. J. of Refrigeration*, 2005, vol. 28, p. 579-593.
- [50] STOUFFS F. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors. *Int. J. Thermal Sciences*, 2001, vol. 40, p. 52-66.
- [51] LLOPIS R., TORRELLA E., CABELLO R., LARUMBE J.A. Experimental energetic analysis of the liquid injection effect in a two-stage refrigeration facility using a compound compressor. *HVAC & Research*, 2007, vol. 13, n° 5, p. 819-831.
- [52] CABELLO R., TORRELLA E., LLOPIS R., SÁNCHEZ D. Producción de frío por compresión doble directa tipo 'compound' y ciclos transcíticos con R-744. *Proceedings of II Int. Workshop. Advances in Engineering of HVAC & R*. Editor: Ruvio C., Fernández-Seara J. Faro, Portugal, 2007.
- [53] LLOPIS R., TORRELLA E., CABELLO R., SÁNCHEZ D. Caracterización de una instalación de compresión doble etapa tipo compound. *Proceedings of IV Congresso Ibérico e II Congresso Iberoamericano de Ciências e Técnicas do Frio. CYTEF-2007*. Editor: Alfonso C., Palmero A., et al., Oporto, Portugal, 2007
- [54] TORRELLA E., LLOPIS R., CABELLO R. Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor. *International Journal of Refrigeration* (2008), doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.05.006.