

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA**

**INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA**

**DEPARTAMENTO DE TERMODINÁMICA APLICADA**



**Estudio experimental de optimización de una  
bomba de calor agua-agua empleando  
propano como fluido de trabajo**

**Programa Doctoral de Tecnología Energética**

**TESIS DOCTORAL**

**Presentada por:**

**D. Israel Octavio Martínez Galván**

**Dirigida por:**

**Dr. D. José Miguel Corberán Salvador**

**Dr. D. José González Maciá**

**Valencia, 7 de Julio de 2008**



## **Tesis Doctoral**

### **Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua-agua empleando propano como fluido de trabajo**

**Realizada por:** D. Israel Octavio Martínez Galván

**Dirigida por:** Dr. D. José Miguel Corberán Salvador  
Dr. D. José González Maciá

#### **Tribunal Calificador**

**Presidente:** Dr. D. Francisco Javier Rey Martínez

**Secretario:** Dr. D. Enrique Torrella Alcaraz

**Vocales:** Dr. D. Björn E. Palm  
Dr. D. Carlos David Pérez Segarra  
Dr. D. José María Saiz Jabardo

#### **Vocales suplentes:**

Dr. D. Alberto Coronas Salcedo  
Dr. D. José Miguel Díaz Serrano

**Valencia, 7 de Julio de 2008**



*A mi familia*



*"Así volvimos a los días oscuros.  
Hubiera querido llevarlos a pasear por mi memoria  
para que vieran a las generaciones ya muertas..."*

*Una generación sucede a la otra,  
y cada una repite los actos de la anterior.  
Sólo un instante antes de morir descubren que era posible soñar  
y dibujar el mundo a su manera,  
para luego despertar y empezar un dibujo diferente.*

*...pero ya es tarde y tienen que decir adiós  
y descubren que en un rincón está su vida esperándoles  
y sus ojos se abren al paisaje sombrío de sus  
disputas y sus crímenes y se van asombradas  
del dibujo que hicieron en sus años.*

*...y vienen otras generaciones a repetir sus  
mismos gestos y su mismo asombro final".*

**Elena Garro, Los Recuerdos del Porvenir (México, 1963)**





## Agradecimientos

A lo largo de estos años de trabajo han sido muchas las personas que han contribuido al desarrollo de esta tesis y a quienes quiero expresar mi gratitud por el apoyo y la confianza que me han brindado de forma desinteresada, ya que sin su ayuda no lo hubiera conseguido.

En primer lugar quiero agradecer al profesor José Miguel Corberán por el gran esfuerzo que ha realizado en la dirección de este trabajo, por su paciencia para llevarlo a buen término y por haberme dado la oportunidad de trabajar y aprender tantas cosas dentro del grupo de investigación que dirige.

En segundo lugar quiero reconocer a los profesores que de alguna forma han contribuido al desarrollo de mi labor investigadora, de manera especial a Juventino Santiago, a Javier Urchueguía, y a Eric Granryd por sus valiosos consejos, por las enseñanzas prácticas, y por las recomendaciones hechas en gran parte del trabajo experimental desarrollado.

Agradezco también de manera muy especial a mis amigos Emilio Navarro, Santos Méndez, David Fuentes, Mohamed Aitt Bahajji, Javier Caravaca, Javier Blanco, Kleidy González, y Rafael Blasco por los comentarios y sugerencias que han enriquecido este trabajo, por los buenos momentos que he tenido el gusto de compartir con ustedes y sobre todo por el apoyo que me han proporcionado en los momentos difíciles.

A los becarios del programa Erasmus Alexandre Macron, Vicente Deitieux, y Dario Agostini por las incontables horas de trabajo que hemos compartido y por hacer que éstas fueran más llevaderas con el ánimo y las ganas de trabajar que siempre mostraron.

Quiero agradecer también al Vicerrectorado de Innovación y Desarrollo de la Universidad Politécnica por la concesión de la beca FPI y por el apoyo económico que me brindaron durante mi estancia, así mismo a la empresa CIATESA por los medios facilitados para llevar a cabo el desarrollo experimental de este trabajo.

Finalmente agradecer a mi familia, especialmente a mis padres María y Octavio, y a mi hermano Eduardo porque siempre han estado a mi lado para aconsejarme y para apoyar mis decisiones, este trabajo esta dedicado a ustedes.



## Resumen

La tesis que a continuación se presenta surge como una respuesta práctica al problema medioambiental relacionado con el empleo de sustancias sintéticas como fluidos de trabajo en muchos de los equipos de climatización comercializados en la actualidad. Así mismo, con su desarrollo se busca dar alternativas a la creciente demanda de sistemas de climatización eficientes que contribuyan a la optimización de los recursos energéticos.

Por tanto, uno de los objetivos planteados en el desarrollo de la tesis ha sido el diseñar y construir diferentes prototipos experimentales de bombas de calor, particularmente de tipo agua-agua, a partir de componentes de distintas tecnologías, y evaluar su rendimiento con el uso del propano. Así mismo, con la realización del presente trabajo se pretende impulsar el desarrollo de nuevas tecnologías de alta eficiencia, concretamente haciendo uso de este hidrocarburo como fluido de trabajo.

La caracterización de los prototipos se llevó a cabo realizando diferentes estudios de carga con la finalidad de determinar la mínima cantidad de propano en cada sistema para obtener las máximas prestaciones en cuanto a COP y capacidad. Al mismo tiempo se han realizado diferentes estudios que han permitido determinar los parámetros de operación más importantes en cada unidad para funcionar con este refrigerante, con lo cual se ha conseguido optimizar el rendimiento de los componentes estudiados y el de los sistemas en su conjunto.

Los estudios han mostrado que los elementos principales, como el compresor o los intercambiadores de calor presentan mayores rendimientos con el uso del propano en comparación a algunos refrigerantes sintéticos como el R407C. Esto se debe en gran medida a las excelentes propiedades termodinámicas y de transporte del propano, así como a la evolución que este refrigerante tiene a través de los componentes del sistema, con lo cual se consigue minimizar las irreversibilidades asociadas a los diferentes procesos que se llevan a cabo en el interior de estos componentes.

En cuanto a la carga óptima de propano, según el diseño del circuito frigorífico y el tipo de lubricante empleado se han obtenido cargas de refrigerante próximas a los 500 gramos, que han permitido obtener coeficientes de operación elevados bajo condiciones de trabajo típicas de calefacción y refrigeración, así como capacidades específicas de refrigeración entre 25 y 33 Wattios por gramo de propano.



## Summary

This thesis has arisen as a practical solution to the environmental problem related to the use of synthetic substances as working fluids in most of climatization equipments commercialized at present. Also, the thesis tries to provide alternatives to the growing demands for more efficient air-conditioning systems which contribute to the optimization of energy resources.

Therefore, one of the goals outlined in the development of this thesis has been the design and construction of different heat pump prototypes, particularly water to water type, based on components with different technologies, as well as evaluates their performance with the use of propane. Additionally, this study attempts to encourage the development of new high-efficiency technologies, specifically using this hydrocarbon as working fluid.

The characterization of each prototype has been carried out making different charge studies in order to determine the minimum amount of propane in each one, looking for the maximum performance in terms of COP and capacity. This studies have lead to identified the most important operating parameters for each unit, which has allowed optimize the performance of the components studied and the system as a whole.

Studies have shown that the main elements, such as the compressor or heat exchangers have a higher efficiency with the use of propane, compared to some synthetic refrigerants like the R407C. This is mainly due to the excellent thermodynamic and transport properties of propane, as well as the evolution of this refrigerant through the system components, which allow minimize the irreversibilities associated with the different processes that are carried out inside these components.

From the point of view of the charge of propane, the tests have shown that the optimal charge is mainly depending on the design of the refrigerant circuit and the type of lubricant used. In the test, the optimal charges were obtained closed to 500 grams, which have led to high COPs under typical working conditions for heating and cooling, as well as specific cooling capacities rating from 25 and 33 per gram of propane.



## Resum

La tesi que a continuació es presenta sorgix com una resposta pràctica al problema mediambiental relacionat amb l'ocupació de substàncies sintètiques com a fluids de treball en molts dels equips de climatització comercialitzats en l'actualitat. D'altra banda, amb el desenrotllament d'esta tesi es busca donar alternatives a la creixent demanda de sistemes de climatització eficients que contribuïsqen a l'optimització dels recursos energètics.

Per tant, un dels objectius plantejats en el desenrotllament de la tesi ha sigut el dissenyar i construir diferents prototips experimentals de bombes de calor, particularment de tipus aigua-aigua, a partir de components de distintes tecnologies, i avaluar el seu rendiment amb l'ús del propà. Així mateix, amb la realització del present treball es pretén impulsar el desenrotllament de noves tecnologies d'alta eficiència, concretament fent ús d'este hidrocarbur com a fluid de treball.

La caracterització dels prototips es va portar a terme realitzant diferents estudis de càrrega amb la finalitat de determinar la mínima quantitat de propà en cada sistema per a obtindre les màximes prestacions quant a COP i capacitat. Al mateix temps s'han realitzat diferents estudis que han permés determinar els paràmetres d'operació més importants en cada unitat per a funcionar amb este refrigeren-te, amb la qual cosa qual s'ha aconseguit optimitzar el rendiment dels components estudiats i el dels sistemes en el seu conjunt.

Els estudis han mostrat que els elements principals, com el compressor o els intercambiadors de calor presenten majors rendiments amb l'ús del propà en comparació a alguns refrigerants sintètics com el R407C. Açò es deu en gran mesura a les excel·lents propietats termodinàmiques i de transport del propà, així com a l'evolució que este refrigerant té a través dels components del sistema, amb la qual cosa s'aconsegueix minimitzar les irreversibilitats associades als diferents processos que es porten a terme en l'interior d'estos components.

Quant a la càrrega òptima de propà, segons el disseny del circuit frigorífic i el tipus de lubricant empleat s'han obtingut càrregues de refrigeren-te pròximes als 500 grams, que han permés obtindre coeficients d'operació elevats davall condicions de treball típiques de calefacció i refrigeració, així com capacitats específiques de refrigeració entre 25 i 33 Wats per gram de propà.





---

<b>Índice .....</b>	<b>xvii</b>
<b>1 Introducción .....</b>	<b>1</b>
1.1. MOTIVACIÓN .....	1
1.2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE.....	2
1.2.1. Reseña histórica de la evolución de las bombas de calor.....	2
1.2.2. Fluidos de Trabajo Empleados como Refrigerantes.....	7
1.2.2.1. Uso de Hidrocarburos en Sistemas de Refrigeración.....	12
1.2.2.2. Influencia del aceite lubricante .....	20
1.2.2.3. Valoración de las normativas sobre el uso de hidrocarburos.....	22
1.2.2.4. El Propano como refrigerante alternativo al R407C .....	27
1.3. PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	39
1.4. OBJETIVOS Y DESARROLLO DE LA TESIS.....	41
<b>2 Instalación Experimental .....</b>	<b>45</b>
2.1. BANCO DE ENSAYOS .....	48
2.1.1. Instrumentación .....	49
2.1.2. Adquisición de datos.....	54
2.1.3. Sistema de control.....	55
2.2. PROTOTIPOS EXPERIMENTALES DESARROLLADOS.....	55
2.2.1. Unidad de referencia .....	58
2.2.2. Prototipo 1.....	59
2.2.3. Prototipos 2 y 3 .....	60
2.2.4. Prototipos 4 y 5 .....	61
2.2.5. Prototipo 6.....	62
2.2.6. Prototipo 7.....	64
<b>3 Metodología de ensayos .....</b>	<b>67</b>
3.1. PROCEDIMIENTO GENERAL DE ENSAYOS .....	67
3.2. ANÁLISIS DE INCERTIDUMBRE .....	70
3.3. CONDICIONES DE ENSAYO.....	72

## Índice

---

3.4. CAMPAÑA EXPERIMENTAL .....	75
3.4.1. Caracterización de la unidad de referencia .....	76
3.4.2. Caracterización del prototipo 1 .....	83
3.4.3. Caracterización de los prototipos 2 y 3 .....	86
3.4.4. Caracterización de los prototipos 4, 5 Y 6 .....	88
3.4.5. Caracterización del prototipo 7 .....	91
3.5. PROCEDIMIENTO DE CARGA DE PROPANO .....	94
<b>4 Procedimiento de Análisis .....</b>	<b>97</b>
4.1. ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO .....	97
4.1.1. Análisis de los compresores .....	98
4.1.2. Análisis de los intercambiadores de calor .....	107
4.2. ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN .....	119
4.2.1. Grado de subenfriamiento del refrigerante .....	120
4.2.2. Sobrecalentamiento (levantamiento de la válvula de expansión).....	121
<b>5 Resultados y Discusión .....</b>	<b>123</b>
5.1. ESTUDIO COMPARATIVO ENTRE EL PROPANO Y EL R407C .....	123
5.2. COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR .....	140
5.2.1. Caracterización previa del compresor Scroll con R407C .....	142
5.2.2. Curvas características del compresor Scroll con propano y R407C.....	144
5.2.3. Influencia de las condiciones de operación del sistema en el comportamiento del compresor Scroll al emplear propano. ....	147
5.2.4. Comparativa entre compresores al usar propano .....	161
5.3. COMPORTAMIENTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	163
5.3.1. Análisis global del condensador .....	165
5.3.2. Análisis detallado del condensador .....	181
5.3.3. Análisis global del evaporador.....	189
5.3.4. Análisis detallado del evaporador .....	201
5.4. ESTUDIOS DE OPTIMIZACIÓN DE LA CARGA DE PROPANO .....	207
5.4.1. Prototipos experimentales estudiados .....	208

5.4.2. Estudios de carga en la unidad de referencia IZE70 y en el Prototipo1 ..	210
5.4.3. Estudios de carga correspondientes a los prototipos 5 y 6 .....	229
5.4.4. Comparativa de los diferentes prototipos desarrollados.....	247
<b>6 Conclusiones y desarrollos futuros.....</b>	<b>249</b>
6.1. CONCLUSIONES.....	249
6.2. DESARROLLOS FUTUROS .....	256
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>258</b>



**Nomenclatura**

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
A	Área de transferencia de calor	m <sup>2</sup>
b	Separación entre placas	m
CC	Flujo contracorriente	-
COP	Coficiente de operación	-
C <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante	kJ/kg·K
D <sub>h</sub>	Diámetro hidráulico	m
DMLT	Diferencia de temperaturas media logarítmica	K
E	Energía eléctrica consumida por el compresor	kJ
EC	Flujo equicorriente	-
h	Entalpía	kJ/kg·K
k	Conductividad térmica	kW/m·K
n	Régimen de giro	rev/s
N	Número de placas del intercambiador de calor	-
Nu	Número de Nusselt	-
P	Presión	bar
Pr	Número de Prandtl	-
Re	Número de Reynolds	-
S	Entropía	kJ/kg
SC	Subenfriamiento del refrigerante	K
SH	Sobrecalentamiento del refrigerante	K
t	Tiempo de muestreo	s
T	Temperatura	°C
U	Coficiente global de transferencia de calor	kW/m <sup>2</sup> ·K
V	Volumen	m <sup>3</sup>
WX/WY	Temperatura de entrada al circuito exterior X Temperatura de salida del circuito interior Y	°C/°C
$\dot{m}$	Gasto másico	kg/s
$\dot{Q}$	Capacidad térmica	kW
$\dot{V}$	Caudal volumétrico	m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_d$	Volumen barrido por unidad de tiempo	m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_s$	Volumen aspirado por unidad de tiempo	m <sup>3</sup> /s
$\dot{W}$	Potencia eléctrica consumida por el compresor	kW
$\alpha$	Coficiente de convección	kW/m <sup>2</sup> ·K
$\delta_p$	Espesor de la placa	m
$\Delta$	Diferencia	-
$\Phi$	Factor de aumento del área de intercambio de calor	-
$\eta_c$	Eficiencia del compresor	%
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica	%
$\mu$	Viscosidad dinámica	Pa·s
$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>

## Nomenclatura

---

### Subíndices

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>
a	Vapor saturado alta presión
b	Líquido saturado alta presión
BIF	Región de cambio de fase del refrigerante
C	Condensador
c	Vapor saturado baja presión
E	Evaporador
is	Relativo a un proceso isentrópico
L	A la salida del intercambiador de calor
r	Refrigerante
sat	Condiciones de saturación del refrigerante
SC	Región de líquido subenfriado
SH	Región de vapor sobrecalentado
w	Agua
p	Placa
0	A la entrada del intercambiador de calor
1	Succión del compresor
2	Descarga del compresor
2s	Descarga del compresor considerando una compresión isentrópica desde el punto 1
3	Entrada del refrigerante al condensador
4	Salida del refrigerante del condensador (entrada a la válvula de expansión)
5	Salida del refrigerante de la válvula de expansión (entrada al evaporador)
6	Salida del refrigerante del evaporador

# CAPÍTULO 1

---

## Introducción

---

### 1.1. Motivación

El trabajo de investigación que se presenta en esta tesis doctoral ha sido realizado dentro del grupo de Investigación y Modelado de Sistemas Térmicos “IMST” perteneciente al Departamento de Termodinámica Aplicada y al Instituto de Ingeniería Energética de la Universidad Politécnica de Valencia.

Una de las principales líneas de investigación de este grupo es la caracterización experimental y modelado de sistemas de refrigeración por compresión de vapor. El planteamiento de esta línea de trabajo responde a la necesidad que existe en el campo de la refrigeración de encontrar soluciones alternativas a la utilización de refrigerantes medioambientalmente nocivos, así como proporcionar herramientas prácticas para el diseño de sistemas de refrigeración de alta eficiencia.

Las actividades de investigación del grupo se centran en los siguientes objetivos generales:

- Desarrollo de herramientas de simulación por ordenador de componentes para equipos de refrigeración, capaces de asistir tanto al diseño de componentes como al de sistemas de refrigeración.
- Estudio experimental del comportamiento de nuevos refrigerantes tanto en equipos comerciales como en nuevos prototipos.
- Comprensión de los fenómenos de transferencia de calor y masa que ocurren en este tipo de sistemas.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

Las actividades del grupo son avaladas por el desarrollo de una gran cantidad de trabajos de investigación, entre los que se encuentran diversas tesis doctorales [1], [2], [3], [4], [5]; contribuciones en conferencias y revistas internacionales [6], [7], [8], [9]; así como proyectos relacionados con el uso de fluidos naturales en componentes y sistemas de refrigeración, entre los que se pueden citar:

- **HEAHP** (*A new high-efficiency reversible air to water heat pump working with propane for commercial applications in southern Europe*) [10],
- **GEOCOOL** (*Geothermal Heat Pump for Cooling and Heating Along European Coastal Areas*) [11],
- **SHERHPA** (*Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications*) [12], etc.

El desarrollo de la presente tesis se enmarca dentro de los objetivos particulares de los proyectos GEOCOOL y SHERHPA, en los cuales se busca por una parte, comprobar las ventajas funcionales y de eficiencia que proporcionan los sistemas que emplean agua como fluido de trabajo secundario, así como las ventajas energéticas que ofrecen los refrigerantes naturales como los hidrocarburos en este tipo de unidades, y particularmente el propano.

## 1.2. Antecedentes y Estado del Arte

### 1.2.1. Reseña histórica de la evolución de las bombas de calor

Por su naturaleza, el calor fluye de forma espontánea desde condiciones de mayor a menor temperatura. Sin embargo, una bomba de calor es capaz de forzar el flujo de calor en la dirección opuesta, utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña.

Las bombas de calor pueden transferir energía desde las fuentes naturales del entorno a baja temperatura (foco frío), tales como aire, agua o la propia tierra, hacia el interior del espacio a acondicionar o bien para emplearlo en procesos que precisan calor en la edificación o la industria.

Por otra parte, este tipo de sistemas también pueden ser utilizados para refrigerar. En este caso la transferencia de calor se realiza en el sentido contrario, es decir, desde la aplicación que requiere frío, al entorno que se encuentra a una temperatura superior.



El principio de funcionamiento de las bombas de calor no es reciente. Sus orígenes provienen de los conceptos de ciclo y reversibilidad establecidos por Carnot en 1824 [13], y de la posterior concepción teórica del principio de trabajo de “bombeo de calor” a partir de un ciclo termodinámico, realizada por William Thomson (Lord Kelvin) en 1852 [14].

Sin embargo, la invención del primer sistema de refrigeración por compresión de vapor, que es el método más extendido para la obtención de frío de forma artificial y en el cual se basa el principio de funcionamiento de muchos de los sistemas de bombas de calor, se debe a Jacob Perkins que en 1834 obtuvo la patente de la primera máquina que fabricaba hielo a partir de la evaporación y la condensación de éter y otros fluidos volátiles empleados como refrigerantes [15].

A partir de entonces, el desarrollo de la refrigeración mecánica tuvo un rápido progreso y se extendió a todos los países industrializados, principalmente en aplicaciones como la conservación de alimentos o en la industria.

A pesar de ello, las posibilidades de utilizar el calor como fuente térmica, o el frío y calor simultáneamente para fines de climatización no fueron aprovechadas debido a las dificultades tecnológicas que presentaba la construcción de un sistema invertible, así como el bajo precio de la energía, que hacía que este tipo de sistemas no fueran competitivos con los sistemas tradicionales de calefacción a base de carbón, fuel-oil o gas que presentaban una clara ventaja en relación con sus costes.

No obstante, es en 1857 que Peter Ritter von Rittinger construye la primera bomba de calor industrial con una capacidad de 14 kW en Ebensee Australia, para el suministro de energía en forma de calor en la producción de sal.

Sin embargo, no fue hasta los primeros años del siglo XX que destaca la figura de Willis H. Carrier en el desarrollo a gran escala de los sistemas de acondicionamiento de aire, por lo que es considerado como el iniciador de la técnica del tratamiento de aire para aplicaciones de climatización.

En 1902 Carrier realiza la primera instalación completa de climatización integral (Verano-Invierno) aplicada a una industria litográfica en Brooklyn Estados Unidos, y en 1906 obtiene la patente de la máquina de tratamiento de aire. Este hecho motivó que un gran número de industrias adoptaran esta tecnología para el control de la temperatura y la humedad en los procesos industriales.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

Es a partir de 1930 que se fabrican en Estados Unidos los primeros equipos de aire acondicionado residencial para enfriar, calentar y limpiar el aire, y cuya principal aplicación fue el uso doméstico, pero la “Gran Depresión” en los Estados Unidos interrumpió el uso y desarrollo de los sistemas de aire acondicionado en los hogares [16]-[17].

A finales de los años cincuenta se reinicia la expansión de las bombas de calor invertibles en Estados Unidos, y su producción en serie, con la siguiente evolución en el número de ventas: 1954 (2000 unidades), 1957 (10000 unidades), 1963 (76000 unidades) [18].

Mientras tanto, en Europa fue en el año 1938 cuando se construyó la primera bomba de calor de gran capacidad para calefacción y refrigeración, en el *City Hall* en Zurich, Suiza. Sin embargo el desarrollo de estos sistemas tuvo una modesta difusión y sólo unos pocos inmuebles fueron equipados con este tipo de sistemas.

La comercialización de las bombas de calor en Europa se inició como consecuencia de la crisis del petróleo y el alza de los precios de los combustibles en la década de los años 70. A partir de 1973 se impulsaron las investigaciones para el desarrollo de nuevos equipos de alta eficiencia. Además, los costes de calefacción fueron creciendo, lo cual también benefició el desarrollo de la bomba de calor.

Así, en 1973 se vendieron en Francia alrededor de 600 equipos de tipo doméstico, y aproximadamente 7000 unidades en 1977. En 1980 se comercializaban en España del orden de 2500 unidades [18].

A pesar de ello, en Europa las bombas de calor no resultaban todavía económicamente competitivas contra los sistemas comerciales tradicionales, lo que trajo como consecuencia un escaso mercado de este tipo de sistemas.

Sin embargo, es a partir de mediados de 1990 que se da en Europa un resurgimiento en el desarrollo y venta de estos equipos, debido al progresivo compromiso de los países europeos de mantener un desarrollo sostenible para un uso más eficiente de la energía, así como de la necesidad de proteger el medio ambiente.

El inicio de este resurgimiento estuvo influenciado por diversos factores, entre los que se encuentran:

- La demanda específica y la necesidad de abastecimiento de calor sobre todo en países del centro y norte de Europa.
- El desarrollo de diversos programas gubernamentales de apoyo para la creación de oportunidades de mercado para este tipo de sistemas en residencias, comercios y en edificios institucionales.
- La mayor competitividad económica de las bombas de calor en relación a los sistemas convencionales de calefacción a gas, motivada en gran medida por la tendencia general de mantener e impulsar edificaciones de bajo consumo energético, requiriendo por tanto equipos de menor potencia.
- El desarrollo de bombas de calor invertibles, y el consecuente crecimiento del mercado de este tipo de sistemas, originado por la creciente necesidad de contar con sistemas tanto para calefacción como refrigeración, principalmente en los países del sur de Europa.
- Finalmente, las fuertes regulaciones dentro de la Unión Europea para controlar y reducir el uso de las sustancias que agotan el ozono estratosférico y/o que contribuyen al calentamiento global del planeta han jugado un papel importante en el impulso de este tipo de sistemas.

En lo que respecta al mercado de bombas de calor en años recientes, Laue [19] expone que en 1997 se instalaron cerca de 90 millones de bombas de calor en todo el mundo, de las cuales, menos del 5% se localizaron en Europa (aproximadamente 4 millones).

La mayoría de los equipos fueron bombas de calor aire-aire. De esta cifra, el 30% de los equipos instalados representó a los sistemas de compresión para calefacción de locales y abastecimiento de agua caliente en edificios del centro y norte de Europa.

Según estimaciones del Instituto Internacional del Frío (IIR) [20], la Unión Europea ocupa actualmente el cuarto lugar en el mercado de unidades de aire acondicionado, detrás de China, Estados Unidos y Japón.

Por otra parte, de acuerdo a la Asociación Japonesa de la Industria de Refrigeración y Aire Acondicionado (JRAIA) [21], las ventas en equipos residenciales y comerciales en Europa durante el 2004 fueron de aproximadamente 5 millones de unidades, y se estima que en el 2008 serán cerca de 7 millones.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

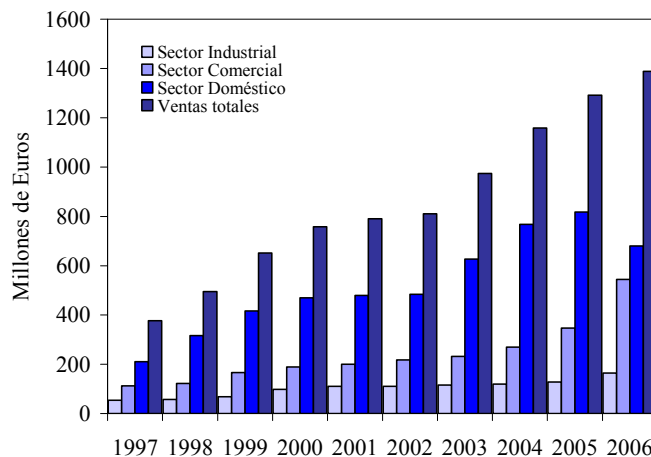
---

En relación al mercado español de equipos de refrigeración y climatización, éste se ha convertido en una parte estratégica de las actividades comerciales de estos sistemas principalmente en el sur de Europa, dadas las particulares condiciones climáticas y las crecientes demandas en cuanto a confort y crecimiento económico de esta región.

Por su parte, la Asociación Española de Fabricantes de Equipos de Climatización (AFEC) [22] expone que la demanda actual de enfriadoras y equipos de acondicionamiento de aire, para uso residencial, comercial e industrial ha experimentado incrementos considerables en las últimas décadas.

En relación a ello, se estima que más del 70% del mercado de la Unión Europea en el sector de bombas de calor residenciales y más del 72% en el sector industrial de bombas de producción de frío y calor se venden en los países del sur de Europa, siendo España el mercado más importante.

Dichos mercados han experimentado tasas de crecimiento de entre un 15% y 20% en los últimos años, como se aprecia en la figura 1.1, siguiendo la misma tendencia que otras regiones de condiciones similares como la costa Oeste de los Estados Unidos o Japón.



**Figura 1.1** Tendencias del mercado español de equipos de acondicionamiento de aire y enfriadoras para uso doméstico, comercial e industrial de los últimos años, según datos de la AFEC [22].

Estos datos muestran que la necesidad de contar con espacios acondicionados va a incrementarse en un futuro próximo, produciendo un impacto muy

importante sobre la demanda energética y la emisión de gases de efecto invernadero. Así mismo, demuestran además el impacto que pueden tener a nivel industrial las actuaciones en dicho sector.

### **1.2.2. Fluidos de Trabajo Empleados como Refrigerantes**

Desde la concepción de la primera máquina de frío a principios del siglo XIX, y hasta hoy en día, muchas sustancias químicas han sido empleadas como fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración y bombas de calor.

En un principio, la mayoría de los refrigerantes usados fueron inflamables, tóxicos, e incluso algunos también reactivos, por lo que los accidentes eran frecuentes.

Algunos de los primeros fluidos de trabajo usados en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor fueron: el éter (1834); el dimetil éter (1840); la mezcla de agua y ácido sulfúrico (1850); el amoníaco (1859); el dióxido de carbono (1866); el dióxido de azufre (1875); el cloruro de metilo, el cloruro de etilo (1870-1880), etc. Una descripción más detallada de la evolución histórica de los refrigerantes se puede consultar en la referencia [23].

Por su parte, los hidrocarburos fueron empleados como refrigerantes desde 1866, sin embargo no fue hasta 1920 que el propano fue presentado y comercializado como un refrigerante seguro e inodoro, y como una alternativa adecuada para sustituir al amoníaco [24]-[25], principalmente por los riesgos que conlleva la utilización de éste en equipos de uso doméstico.

Es en 1931 que la industria de la refrigeración sufre un cambio importante con la introducción y comercialización de los refrigerantes sintéticos, a partir del surgimiento de los Clorofluorocarbonos (CFCs). Su desarrollo se da como respuesta a la constante búsqueda por encontrar al fluido refrigerante más adecuado desde el punto de vista de seguridad y eficiencia.

El desarrollo de estos nuevos refrigerantes comienza a partir de 1928, con los trabajos realizados por Thomas Midgley, Albert L. Henn y Robert R. McNary, quienes se dieron a la tarea de realizar una amplia investigación para determinar aquellos elementos químicos, que al combinarse, dieran origen a un fluido de trabajo adecuado para su empleo en sistemas de refrigeración de uso doméstico, que fuera químicamente estable, no tóxico y no inflamable.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

La selección que realizaron se redujo a ocho elementos básicos: Carbono, Nitrógeno, Oxígeno, Azufre, Hidrógeno, Flúor, Cloro, y Bromo. Descubrieron que la fluoración o cloración de los hidrocarburos (hidrocarburos halogenados<sup>1</sup>), puede ser modificada para obtener diversos fluidos frigorígenos con puntos de ebullición específicos.

Es en 1930 que Midgley *et al.* [26] presentan en una conferencia desarrollada en la Sociedad Americana de Química un fluido refrigerante seguro e inocuo, que más tarde se conocería como R12. Este fue el inicio del amplio desarrollo de los Clorofluorocarbonos (CFCs), precursores de los Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), que son compuestos no completamente halogenados basados en componentes de Carbono, como el R22.

El desarrollo de los refrigerantes sintéticos trajo como consecuencia que los fluidos naturales, que habían sido ampliamente usados como refrigerantes en diversas aplicaciones, decreciera considerablemente; con excepción del amoníaco, el cual siguió empleándose principalmente en grandes plantas de refrigeración.

A partir de entonces los CFCs y posteriormente los HCFCs se convirtieron en los fluidos de trabajo seguros y eficientes por excelencia, sin embargo se desconocía el efecto perjudicial que provocarían años más tarde sobre el medio ambiente, contribuyendo significativamente al deterioro de la capa de ozono y al incremento del calentamiento global del planeta.

Fue más de cuarenta años después cuando los estudios presentados por Sherwood Rowland y Mario Molina (1974) [27], relacionaron la disminución del espesor de la capa de ozono estratosférico con la acción catalítica de las moléculas de determinados compuestos halogenados, derivados de los hidrocarburos saturados, abriendo un amplio debate a nivel mundial sobre la necesidad de encontrar soluciones alternativas a los refrigerantes sintéticos empleados como fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

En el año 1980 el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, UNEP, inició los trabajos para la preparación de un convenio internacional con objeto de establecer las líneas generales a nivel internacional con vistas a la protección de la capa de ozono estratosférico.

---

<sup>1</sup> En los cuales cada molécula contiene uno o más átomos del grupo de los halógenos (Flúor, Cloro, Bromo) en sustitución de uno o más átomos de Hidrógeno.

Fue entonces que en el año 1985 se aprobó el convenio de Viena para la protección de la capa de ozono, mientras que en el año 1987 se suscribió el Protocolo de Montreal [28] relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono, en donde se restringe la producción y uso de los CFCs.

Más tarde y como consecuencia de los resultados obtenidos de las investigaciones científicas fomentadas por el Protocolo de Montreal, que han contribuido a aumentar el conocimiento del mecanismo de deterioro de la capa de ozono, el número de sustancias reguladas y sus correspondientes calendarios de supresión, se han ido endureciendo en las sucesivas enmiendas a dicho protocolo, Helsinki (1989), Londres (1990), Copenhagen (1992), Bangkok (1993), Viena (1995), Montreal (1997) y Beijing (1999), ver Watanabe (2002) [29].

En las instalaciones de producción de frío la solución al problema de los refrigerantes halogenados, como el R22, ha consistido en reemplazar dichos fluidos por otros de menor impacto. Entre las opciones elegidas se encuentran los Hidrofluorocarbonos, los refrigerantes naturales y las mezclas sintéticas.

En este sentido existen marcadas tendencias regionales, siendo Europa donde mayor impulso han recibido los nuevos desarrollos que emplean frigorígenos naturales, cuyo efecto medioambiental es prácticamente nulo.

De entre los refrigerantes naturales los hidrocarburos presentan numerosas ventajas, al ser sustancias con características termodinámicas similares a las de algunos de los fluidos sintéticos tradicionalmente usados en sistemas de refrigeración, como el R22, lo que permite su utilización en equipos existentes sin que se requiera un cambio sustancial de los mismos (“*drop-in*”).

Por otra parte, en relación a los llamados gases de efecto invernadero mencionados por primera vez en la conferencia de Río (1992) [30], y discutidos en la Primera Conferencia de las Partes del Convenio de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (Berlín, marzo de 1995) [31], la importancia atribuida a estas sustancias quedó plasmada posteriormente en el protocolo aprobado en la cumbre de Kyoto (diciembre de 1997) [32].

Dicho protocolo prevé limitar las emisiones de seis gases, o categorías de gases, de efecto invernadero en los países industrializados en el periodo 2008-2012. El gas cuya emisión se quiere limitar particularmente es el CO<sub>2</sub>, pero entre los seis considerados se encuentran todos los alcanos, fluidos de trabajo universalmente utilizados en las instalaciones de producción de frío.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

Las instalaciones de producción de frío están doblemente vinculadas a la problemática de la conservación del medio ambiente por ser consumidoras de sustancias que agotan la capa de ozono (debido a la emisión de fluidos frigorígenos clorados derivados de los alcanos) y también consumidoras de energía eléctrica (debido a la emisión de CO<sub>2</sub> cuando su generación ha sido por combustión térmica).

El parámetro que mide la contribución al efecto invernadero de una instalación de producción de frío es el TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*), definido como una función del potencial de calentamiento global (GWP), de la masa de refrigerante emitido, de la cantidad de CO<sub>2</sub> generada por la producción de energía eléctrica, y de la energía consumida por el sistema en su vida útil, según se indica en la ecuación 1.1.

$$TEWI = GWP m_{ref}(kg) + m_{CO_2}(kg/kWh) E(kWh) \quad (1.1)$$

El impacto del calentamiento total equivalente (TEWI) puede ser disminuido mediante el uso de refrigerantes “energéticamente eficientes”, con potenciales de calentamiento global (GWP) bajos; o mediante sistemas de elevadas prestaciones y bajos consumos energéticos, y cuyas emisiones al medio ambiente sean mínimas.

En este sentido, la eficiencia energética de los hidrocarburos empleados como refrigerantes ha sido estudiada en numerosas pruebas y ensayos, en los cuales se han observado incrementos importantes en los coeficientes de operación de los equipos, al ser comparados con otros refrigerantes sintéticos.

Esto es muy importante debido a que la contribución directa de los hidrocarburos en el impacto del calentamiento total equivalente (TEWI) es mínima, de modo que su contribución a este coeficiente se encuentra determinada principalmente por la energía empleada para impulsar el sistema. Por tanto el uso de hidrocarburos como refrigerantes debe proporcionar siempre el mínimo valor de TEWI, sin importar la fuente de energía.

A escala mundial se calcula que la producción de frío (refrigeración y acondicionamiento de aire) consume entre el 10% y el 20% de la electricidad consumida en el mundo [33]. En 1993 éste consumo ascendió a 12000 TWh. Admitiendo una emisión media de 0.65 kg de CO<sub>2</sub> por kWh producido, la industria del frío fue responsable de la emisión de entre 800 y 1600 Mt/año de dicho gas.



A la vista de estas cifras está plenamente justificado todo intento por mejorar el rendimiento energético de las instalaciones tanto en el aspecto medioambiental como desde el punto de vista de una mayor economía y, por tanto, mayor competitividad de los procesos.

Dentro de las legislaciones vigentes, los plazos establecidos para la eliminación progresiva de los fluidos sintéticos clorados de tipo CFC y HCFC permiten decir que el problema del agotamiento de la capa de ozono está ya en vías de solución. Por el contrario, la solución al problema del aumento de temperatura global por efecto invernadero aún está lejos, dado que ni siquiera existe un consenso sobre cómo limitar la emisión de los gases que lo producen.

En la actualidad, el uso de los hidrofluorocarbonos (HFCs) ha sido una alternativa adoptada en muchos países para sustituir a los refrigerantes clorados, sin embargo aunque este tipo de refrigerantes no contribuyen al deterioro de la capa de ozono, presentan un alto potencial de calentamiento global, por lo que son considerados como compuestos de transición, lo que implica que tendrán que ser reemplazados a su vez por compuestos más aceptables desde el punto de vista ambiental. Dentro de los HFCs se encuentran el R134a, R152a, R32, R125, R134a, y mezclas de estos, como el R407C y el R410A.

Desafortunadamente, el paso intermedio entre las sustancias que deterioran la capa de Ozono y los HFCs incrementará los costes de los nuevos equipos, de los cambios en las líneas de producción, así como de la capacitación del personal técnico.

En este sentido, el interés de muchos países se ha reforzado hacia el uso de otro tipo de sustancias como fluidos de trabajo, como consecuencia del temor de que surjan otros efectos ambientales desconocidos con el uso de los nuevos productos químicos empleados como refrigerantes.

Como alternativa a los refrigerantes sintéticos se encuentran los fluidos naturales, tales como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), los hidrocarburos (HC) o el amoníaco ( $\text{NH}_3$ ), que son sustancias encontradas en la naturaleza de forma abundante y que tienen un impacto insignificante en el calentamiento global del planeta, así como un nulo potencial de deterioro de la capa de ozono.

Por su parte, los fluidos naturales exhiben una serie de propiedades que los cualifica como una alternativa viable, tales como: bajo costo, abundante disponibilidad, buenas propiedades termodinámicas, bajo peso molecular en comparación con los fluidos sintéticos y además, los potenciales de destrucción

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

de la capa de ozono (ODP) y de calentamiento global (GWP) son cero y prácticamente cero, respectivamente.

Por todo lo anteriormente expuesto se puede decir que la industria de la refrigeración se encuentra en la actualidad experimentando un proceso de transición en la búsqueda de refrigerantes medioambientalmente seguros, por tanto el problema de los frigorigenos sustitutivos de los refrigerantes sintéticos medioambientalmente nocivos es un problema abierto.

### 1.2.2.1. Uso de Hidrocarburos en Sistemas de Refrigeración.

Por muchos años los hidrocarburos han sido empleados como combustibles, principalmente por su elevado poder calorífico y por las ventajas que ofrecen sus propiedades físicas y químicas en los procesos de combustión, sin embargo su empleo también ha sido notable en la industria tanto como materia prima en numerosos procesos químicos o incluso como fluidos de trabajo en grandes plantas de refrigeración.

Su empleo como refrigerantes no ha sido reciente, y se dio con anterioridad al uso de los CFCs y HCFCs, sin embargo su aplicación cayó en desuso principalmente porque no había una razón aparente que justificara el manejo de refrigerantes inflamables en este tipo de sistemas.

En años recientes, la reaparición de los hidrocarburos como refrigerantes ha llegado a ser cada vez más popular, ganando una progresiva aceptación a nivel comercial, especialmente en el mercado de pequeños equipos de uso doméstico [34], [35], [36], ello como consecuencia de las normas que están exigiendo a la industria sustituir a los refrigerantes sintéticos por los riesgos medioambientales que estos suponen.

Adicionalmente a los beneficios ambientales que conlleva el uso de los hidrocarburos como refrigerantes, su empleo ha generado un especial interés debido a las posibles mejoras que se pueden obtener en términos de eficiencia energética en los sistemas de refrigeración.

Si bien la eficiencia energética de un sistema de refrigeración depende en gran medida de las variables de diseño, tales como el tipo de compresor o las condiciones de trabajo impuestas, las propiedades termodinámicas y de transporte del refrigerante tienen un efecto fundamental en el funcionamiento del sistema y en el aprovechamiento de la energía.

En este sentido, existen en la literatura un gran número de artículos y publicaciones que hacen referencia al tema y coinciden en señalar las excelentes propiedades termodinámicas y de transporte de los hidrocarburos al ser empleados como fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración [37], [38], [39], [40], [41].

Sin embargo a pesar de las múltiples cualidades de los hidrocarburos, la principal desventaja que impide su amplio aprovechamiento sigue siendo el alto índice de inflamabilidad que presentan.

Entre los hidrocarburos considerados se encuentran el propano, el propileno, el butano, el iso-butano, el etano y mezclas de estos; los cuales presentan un nulo potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) y un despreciable potencial de calentamiento global (GWP). En la tabla 1.1 se presentan algunas propiedades de estos hidrocarburos.

**Tabla 1.1** Propiedades de los hidrocarburos como refrigerantes [37].

Refrigerante	Clasificación	Fórmula	Peso Molecular	NBP <sup>1</sup> (°C)	T <sup>a</sup> crítica (°C)	P crítica (bar)
Etano	R170	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,07	-88.6	32,2	48,7
Butano	R600	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,12	-0.5	152,0	38,0
Iso-butano	R600a	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,12	-11.7	134,7	36,4
Propano	R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1	-42.1	96,7	42,5
Ciclopropano	RC270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,08	-32.9	124,7	54,9
Propileno	R1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,08	-47.7	91,8	46,1
Dimetileter	(DME)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46,07	-24.7	126,9	53,7

<sup>1</sup> Punto normal de ebullición

El planteamiento de los hidrocarburos como alternativa a los refrigerantes tradicionales supone cambios en el diseño de los nuevos sistemas o en la adaptación de los ya existentes, más aún si se tienen en cuenta los avances que a nivel de componentes para refrigeración se producen en la actualidad.

La selección de los refrigerantes sustitutos para determinados usos se basa generalmente en la correspondencia de las presiones de vapor, a fin de lograr características de funcionamiento y capacidades de refrigeración similares a las de los refrigerantes convencionales.

No obstante, además de obtener capacidades similares se deben considerar entre otras cosas: la eficiencia del sistema, la compatibilidad química del refrigerante sustituto con los materiales del sistema, la solubilidad de éste con el aceite lubricante, así como cuestiones relacionadas con la seguridad, especialmente cuando se trata de refrigerantes inflamables, como es el caso de los hidrocarburos.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

La tabla 1.2 muestra algunos de los refrigerantes comúnmente usados con sus aplicaciones y los posibles hidrocarburos alternativos para reemplazarlos. Todos los hidrocarburos mencionados tienen presiones de vapor similares que aquellos a los que sustituyen, con excepción del HC-R600a cuya presión absoluta es aproximadamente mitad del CFC-R12.

**Tabla 1.2.** Gama de usos para los hidrocarburos como refrigerantes sustitutos [38].

Fluoro carbonos	Hidrocarburos equivalentes	Aplicación típica
CFC-R12, HFC-R134a	HC-R600a, (HC-R6004/HC-R290)*	Aplicaciones domésticas
CFC-R12, HFC-R134a	(HC-R600a/HC-R290)*	Automotores
R502, HCFC-R22, HFC-R404A, HFC-R407C, HFC-R507	HC-R290, HC-R1270, (HC-R290/HC-R170)*	Refrigeración comercial en industrial, A/C, bombas de calor, enfriadores.
R503, CFC-R13, HFC-R23	HC-R170	Bajas temperaturas, sistemas en cascada
CFC-R11, HCFC-R123	HC-R601, HC-R601a	Enfriadores centrífugos

\* Mezcla

Una de las líneas actuales de investigación relacionada con la adaptación de los hidrocarburos en sistemas de refrigeración convencionales es el estudio de las prestaciones en cuanto a capacidades y eficiencias mediante la sustitución directa o “*drop-in*”.

Lystad (1995) [42] ha comparado el funcionamiento de un sistema agua-agua con propano y R22, concluyendo que la capacidad de la unidad se reduce aproximadamente 10%, mientras que el COP se incrementa en aproximadamente 7%. Estos resultados son consistentes con los experimentos realizados por Halozan (1995) [43], Pelletier (1998) [24], o Hwang *et al.* (2002) [44], quienes evaluaron el funcionamiento de diferentes sistemas de refrigeración convencionales usando propano y R22.

Estudios similares son comentados por Chang *et al.* (2000) [45], quienes evaluaron la eficiencia de una bomba de calor invertible (calefacción y refrigeración) con diferentes hidrocarburos, como son: propano (R290), isobutano (R600a), propileno (R1270) y sus mezclas, comparando los resultados con el uso de R22. Por su parte, Purkayashta *et al.* (1998) [46], han realizado investigaciones sobre el efecto de las temperaturas de condensación y evaporación en una bomba de calor trabajando con propano, así como una mezcla de gas natural licuado (LPG) como alternativas para sustituir al R22.

Hammad *et al.* (1999) [36] determinaron la eficiencia de una pequeña unidad de refrigeración empleando mezclas con propano e iso-butano, como sustitutos del R12. De igual forma, Halimic *et al.* (2003) [47], llevaron a cabo estudios para evaluar y comparar la capacidad y COP de una unidad de refrigeración con R410A, R290 y R134a, también como sustitutos del R12.

Estudios más recientes relacionados con las prestaciones de diferentes sistemas de refrigeración mediante el uso de hidrocarburos como sustitutos de algunos HFC (como el R404A, R410A, R134a) son comentados por Domanski *et al.* (2006) [48], o Shin *et al.*, (2006) [49].

De los trabajos antes mencionados, los autores coinciden en señalar que las capacidades de los sistemas se deterioran entre un 3% y 15%, dependiendo de las condiciones de operación de la unidad y del hidrocarburo sustituto, observando que el consumo eléctrico del compresor es proporcionalmente menor al realizar el cambio de refrigerante, con lo cual se obtienen incrementos de COP que van del 0% al 7%. Así mismo, se comprueba que con el uso de los hidrocarburos se requiere una menor cantidad de refrigerante en el sistema, lo que representa menores costes y una posible solución a los elevados índices de inflamabilidad que presentan los HC.

En relación a los límites de inflamabilidad de los hidrocarburos, existen dos tendencias que son consideradas actualmente como posibles soluciones a esta limitante. Una de ellas es el uso de mezclas entre refrigerantes inflamables y refrigerantes sintéticos, con el objeto de aumentar el valor del límite inferior de inflamabilidad de los hidrocarburos, reduciendo simultáneamente los efectos nocivos de los refrigerantes sintéticos.

En este sentido, Kim *et al.* (1994) [50] evaluaron las prestaciones de una bomba de calor invertible, proponiendo el uso de dos mezclas: R290/134a (45%/55%) y R134a/600a (80%/20%). De los resultados experimentales observaron que, en comparación a los respectivos refrigerantes puros, la mezcla de R134a/600a proporcionó un COP ligeramente mayor, mientras que el COP de la mezcla de R290/134a fue ligeramente menor. En cuanto a las capacidades, estas fueron mayores con las dos mezclas, destacando además una disminución considerable de los índices de inflamabilidad en comparación a los hidrocarburos en estado puro.

Por su parte, Bobbo *et al.* (2004) [51] proporcionan un resumen de los diversos trabajos que han realizado con mezclas de hidrocarburos y refrigerantes sintéticos. De los resultados experimentales obtenidos y del ajuste de dos modelos de ecuaciones de estado han determinado las propiedades

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

termodinámicas de diez mezclas, las cuales han sido comparadas de forma teórica con los ciclos termodinámicos del R22, el R134a, R502, R407C, y R410A.

Concluyen que sólo algunas de las combinaciones proporcionan coeficientes de operación aceptables, con capacidades volumétricas que favorecen principalmente a las mezclas ricas en propano. Estas mezclas, aunque ofrecen un menor potencial de calentamiento global (GWP) en relación a los HFC puros, no llegan a cumplir con los límites de inflamabilidad adecuados.

Por otra parte, Pasken *et al.* (2006) [52] han investigado de forma experimental el uso de la mezcla del propano con el R134a como sustituto del R22. De sus investigaciones concluyen que la proporción 60%/40% de propano y R134a es adecuada para sustituir al R22. En esta composición, el valor del límite inferior de inflamabilidad de la mezcla (LFL) es mayor al del propano puro, lo que la clasifica como una sustancia de tipo A2<sup>2</sup>.

En cuanto al rendimiento del sistema, los valores de COP alcanzados con la mezcla son comparativamente mayores a los obtenidos con R22 y menores a los obtenidos con propano puro, destacando la menor cantidad de mezcla necesaria, así como los elevados coeficientes de transferencia de calor conseguidos en los procesos de condensación y evaporación.

Por otra parte, y siguiendo en la línea de los límites de inflamabilidad que limitan el uso de los hidrocarburos, algunos autores han optado por el diseño de sistemas de reducidas dimensiones, a fin de minimizar la carga total de refrigerante; ya sea para atenuar los riesgos asociados al uso de refrigerantes inflamables, o para aminorar el impacto del calentamiento total equivalente (TEWI) que genera el empleo de refrigerantes sintéticos, ver Barnes *et al.* (2002) [53], Clodic *et al.* (2002) [54].

Una de las alternativas consideradas ha sido el uso de los intercambiadores de placas, destacando al respecto diferentes estudios relacionados tanto con la minimización de la carga de refrigerante, como con la evaluación y comparativa de los coeficientes de transferencia de calor y pérdidas de presión en condensación y evaporación con diferentes fluidos.

Los trabajos publicados por Reay (2002) [55], Ayub (2003) [56], Shah (2006) [57], o Claesson (2004) [58], [59] muestran un panorama general del estado

---

<sup>2</sup> Según la norma europea **UNE-EN-378:2000** [86], en la cual los fluidos de clase A2 tiene a una baja toxicidad y son ligeramente inflamables.

actual de las investigaciones realizadas con este tipo de intercambiadores, principalmente en relación a los diferentes mecanismos de transferencia de calor que ocurren en los procesos de cambio de fase con distintos tipos de refrigerantes. Desafortunadamente la información publicada al respecto se encuentra muy limitada, debido en parte a la dificultad que implica el análisis de intercambiadores con geometrías tan complejas como es el caso de este tipo de intercambiadores de calor.

Por otra parte, con respecto al uso de hidrocarburos destacan los trabajos realizados por Chang *et al.* (2000) [45], o Jung *et al.* (2004) [60], [61], en el desarrollo de correlaciones para predecir los coeficientes de transferencia de calor en geometrías conocidas.

Con relación al estudio de intercambiadores de placas con hidrocarburos destacan los trabajos realizados por Pelletier *et al.* (1997) [62]-[63], Setaro *et al.* (2000) [64], o García *et al.* (2007) [65] quienes han estudiado y comparado los coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión en intercambiadores de placas para bombas de calor y enfriadoras de agua de baja y alta potencia, usando propano como alternativa al R22.

Las principales conclusiones a las que llegan estos autores son que en condensación, los coeficientes de transferencia de calor del propano tienden a ser similares a los obtenidos con R22, mientras que en evaporación el propano muestra coeficientes de transferencia de calor entre 15% y 35% mayores. Por otra parte, las pérdidas de presión en ambos casos son menores para el propano entre 40 y 45%.

Dado que los coeficientes de transferencia de calor con propano son comparativamente superiores y las pérdidas de presión menores, existe la posibilidad de rediseñar la geometría de los intercambiadores para su uso con hidrocarburos, de tal forma que se obtengan coeficientes de transferencia de calor aún mayores tanto en condensación como en evaporación, sin que las pérdidas de presión lleguen a mostrar consecuencias significativas en el rendimiento del sistema.

En este sentido, algunos autores han enfocado sus estudios en el diseño de intercambiadores con mayores áreas de transferencia de calor y menores volúmenes internos Owhaib *et al.* (2002) [66], Fernando *et al.* (2004) [67]-[68], Hoehne *et al.* (2004) [69], o Palm (2007) [70], proponen el uso de intercambiadores de calor de mini y micro canales en sistemas de refrigeración indirectos de baja capacidad, principalmente para el uso de hidrocarburos como fluidos de trabajo.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

En estos trabajos los autores señalan la posibilidad de emplear cantidades de refrigerante relativamente bajas sin perjuicio de las prestaciones del sistema. Comentan además que a diferencia de los sistemas convencionales que almacenan grandes cantidades de refrigerante en el compresor e intercambiadores de calor<sup>3</sup>, con el uso de intercambiadores de mini o micro canales es posible reducir el exceso de carga sin observar pérdidas de capacidad.

De estos trabajos se concluye también que una reducción adicional de la carga de refrigerante se puede conseguir mediante la adecuada selección del tipo de lubricante o a través del uso de compresores con bajas cargas de aceite, enfatizando particularmente la buena compatibilidad del propano con los aceites lubricantes minerales y sintéticos, empleados en este tipo de sistemas de refrigeración.

Finalmente, en cuanto al estudio de los hidrocarburos como fluidos de trabajo en compresores, destaca la relación que guardan a este respecto los estudios de sustitución directa comentados en párrafos anteriores, en los cuales se advierte la importancia que adquiere el desempeño del compresor sobre el COP y la capacidad de los sistemas, puesto que es el compresor el elemento que marca fundamentalmente su tamaño y eficiencia.

Sin embargo, se observa que más allá de los estudios de sustitución directa publicados, existe una gran carencia de información con respecto al comportamiento detallado de estos componentes con el uso de muchos de los refrigerantes que se proponen como sustitutos de los tradicionales halogenados, y en especial con los hidrocarburos.

De ahí el riesgo cierto de que el efecto benéfico de protección de la capa de Ozono que se pretende alcanzar con los nuevos refrigerantes se vea afectado por la introducción de componentes con un menor rendimiento energético y mayor emisión global de gases de efecto invernadero.

Al respecto, sólo algunas empresas han considerado las ventajas que presentan los hidrocarburos, optando por el desarrollo de compresores para este tipo de refrigerantes. Ejemplo de ello son: Danfoss [71], que cuenta con una línea de compresores herméticos para sistemas de baja capacidad para su uso con hidrocarburos, Bitzer [72] por su parte, fabrica compresores semiherméticos de

---

<sup>3</sup> Sin que estas cantidades de carga contribuyan necesariamente a la producción de calor o frío.



gran capacidad para refrigerantes sintéticos y permitiendo su uso con hidrocarburos.

En cuanto a las líneas de investigación relacionadas con el estudio de los compresores se encuentra principalmente el desarrollo de modelos para predecir el comportamiento y/o prestaciones de estos componentes en determinados regímenes de trabajo y con determinados refrigerantes. Esta línea de trabajo no es reciente, y existen al respecto múltiples estudios dedicados al tema. Un número importante de trabajos publicados al respecto puede ser consultado en las diferentes ediciones de los congresos realizados en la universidad de Purdue en los Estados Unidos [73].

En este sentido, uno de los trabajos más sobresalientes se encuentra en el modelo desarrollado por Navarro *et al.* (2006) [74], el cual tiene la particularidad de predecir a partir de datos de catálogo, las eficiencias volumétrica y del compresor por medio de un número determinado de parámetros físicos, los cuales describen las principales pérdidas que ocurren en el proceso de compresión del refrigerante. Esta característica permite comparar el funcionamiento interno de un mismo compresor con refrigerantes de propiedades distintas.

Dicho modelo ha sido validado en diferentes estudios experimentales empleando propano y R407C, en los cuales se reporta una desviación con respecto a los resultados experimentales que no supera el 3% [75]. Por otra parte, algunos de los trabajos experimentales más destacables han sido realizados por Corberán *et al.* [76], Urchueguía *et al.* [77], quienes han realizado estudios de caracterización en compresores de diversos tamaños y tecnologías empleando propano, coincidiendo en señalar las menores relaciones de presión y temperaturas de descarga alcanzados con este hidrocarburo, así como las mayores eficiencias en comparación a otros refrigerantes sintéticos.

En estos trabajos se comentan también que un problema muy particular que se presenta en compresores para refrigeración se relaciona con las propiedades de la mezcla de lubricante-refrigerante, las cuales tienen un impacto importante en el funcionamiento y durabilidad del compresor.

En relación a esto, algunos autores han enfocado sus estudios en la determinación de propiedades físicas y químicas de las mezclas entre aceites y refrigerantes. Al respecto es importante mencionar la elevada solubilidad que presentan los hidrocarburos en los aceites minerales, lo que puede perjudicar directamente la durabilidad del compresor, ver [78], [79].

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

Por otra parte, un factor muy importante a considerar en relación a la mezcla de refrigerantes y lubricantes es la cantidad de refrigerante necesaria en el sistema, lo cual representa particularmente un inconveniente en el caso de los hidrocarburos por los riesgos asociados a sus límites de inflamabilidad. Al respecto, Fernando *et al.* (2003) [80] muestran un estudio relacionado con la solubilidad del propano en algunos de los lubricantes comúnmente empleados en sistemas de refrigeración. Por su parte Marsh *et al.* (2002) [81] proporcionan un resumen muy completo de los lubricantes comúnmente usados en refrigeración.

En cuanto al estudio de las propiedades de la mezcla refrigerante-aceite, existen en la literatura algunos trabajos dedicados al desarrollo teórico de ecuaciones que intentan predecir las propiedades termodinámicas y de transporte de las mezclas entre refrigerantes y aceites lubricantes, ver Bertuccio *et al.* (1999) [82], o Quiñones-Cisneros *et al.* (2005) [83].

### 1.2.2.2. Influencia del aceite lubricante

Un aspecto de gran importancia para el correcto funcionamiento del compresor es el aceite lubricante, ya que asegura un desgaste moderado del mismo, refrigera las zonas calientes por la fricción y favorece la estanqueidad de las válvulas.

Sin embargo, el refrigerante es normalmente soluble en el aceite y en su paso por el compresor arrastra una pequeña parte del mismo hacia el circuito frigorífico. Si el aceite no retorna al compresor, el nivel de líquido en el mismo irá decreciendo progresivamente hasta que no sea suficiente para mantener una lubricación eficiente, pudiéndose llegar en último caso a la rotura del compresor. Para favorecer el retorno del aceite al compresor es necesario evitar las posibles trampas a su circulación y mantener una velocidad adecuada a lo largo de todo el circuito frigorífico y de los componentes [84], [85].

Por otro lado la presencia de refrigerante disuelto en el aceite lubricante constituye un problema puesto que supone una degradación de las propiedades lubricantes del mismo. De aquí que la elección de las propiedades y viscosidad del aceite sea muy dependiente del refrigerante que emplea el sistema.

La solubilidad del fluido frigorígeno en el aceite lubricante puede también tener un efecto dañino en el arranque del compresor. Cuando el sistema de refrigeración está parado, las condiciones en el cárter del compresor son de presión intermedia (correspondiente a la presión de vapor a temperatura

ambiente). Bajo estas condiciones puede existir una fracción considerable de fluido frigorígeno disuelto en el aceite que al arrancar el compresor, y por lo tanto existir una bajada brusca de la presión en el cárter, aparece en forma de espuma provocada por la salida del refrigerante disuelto disminuyendo considerablemente la viscosidad del lubricante.

Esta situación puede además llevar al arrastre de una gran cantidad de aceite por el refrigerante, pudiendo retornar al cilindro gotas líquidas de aceite y también perder el nivel mínimo de aceite para la adecuada lubricación, con el consiguiente daño para el compresor.

Por otra parte, con refrigerantes como el propano en los que la carga es un factor determinante, el hecho de que el refrigerante se encuentre parcialmente disuelto en el aceite conduce a un aumento de la carga de este en el sistema.

Por último, el efecto frigorífico o calorífico del gasto másico de refrigerante trasegado por el compresor se reduce en la cantidad arrastrada de aceite teniendo también influencia sobre el proceso de transmisión de calor en el evaporador y condensador, lo cual se comentará con más detalle en apartados posteriores.

### *Aceites lubricantes para el propano*

Existen dos familias de aceites lubricantes, los aceites minerales y los sintéticos. Originalmente se usaron aceites del tipo mineral en todos los equipos de refrigeración, pero la mala solubilidad que presentaban con refrigerantes HFC (con el consiguiente problema asociado de no retorno al compresor) hizo que se desarrollaran aceites sintéticos.

Los aceites sintéticos mas usados hoy en día con los HFC son los POE (Poli-Esteres) y menos frecuentemente (A/C automoción) los PAG (Poli-Alkilen-Glicoles).

Una característica que hay que tener en cuenta de los aceites sintéticos es que son muy higroscópicos, y si la presencia de humedad en ellos es elevada pueden descomponerse formando ácidos y alcohol que puede llevar a un gripaje de las partes móviles por falta de lubricación.

El propano es miscible con los tres tipos de aceite antes mencionados con lo que el retorno del lubricante en un compresor que emplee cualquiera de estos está asegurado. Sin embargo, una miscibilidad alta puede presentar dos problemas,

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

por una parte la reducción de la viscosidad de la solución lubricante, pudiéndose romper la película de lubricante en las partes del compresor sometidas a rozamiento, con el consiguiente perjuicio. Por otra parte, puede existir una gran cantidad de refrigerante en el aceite ya que se dan las condiciones adecuadas para ello (presión moderada y temperatura ambiente), con lo que al arrancar el compresor se puede producir el fenómeno descrito anteriormente de pérdida de lubricación por barboteo del refrigerante disuelto.

### 1.2.2.3. Valoración de las normativas sobre el uso de hidrocarburos

Como se ha comentado anteriormente, el uso de los hidrocarburos como refrigerantes se considera en la actualidad como una alternativa viable para sustituir a los tradicionales refrigerantes sintéticos, sin embargo la principal desventaja que limita su uso es el alto índice de inflamabilidad que presentan.

En este sentido, las normativas actuales sobre el empleo de fluidos inflamables en sistemas de refrigeración están siendo evaluadas por diferentes comités de expertos con el fin de unificar criterios sobre el uso de los hidrocarburos, sobre todo en lo relacionado con la carga límite de refrigerante y el área de emplazamiento del sistema, aunque hasta la fecha no ha sido posible establecer un criterio general al respecto.

En la actualidad se encuentran vigentes una serie de recomendaciones y normas que especifican los requerimientos que deben cumplir los equipos de refrigeración al emplear gases inflamables. Entre las más significativas cabe citar las normas *UNE-EN-378:2000* [86], la propuesta de norma *IEC 61D/138/FIDS* [87], y las recomendaciones del panel británico *ACRIB* [88] del consorcio de industrias de refrigeración del Reino Unido.

En estos documentos se establecen una serie de criterios y requisitos que permiten fijar los límites de carga de refrigerante y otros parámetros de diseño de los equipos en función del tipo de aplicación, de la categoría de ocupación según el espacio alrededor de la máquina y del emplazamiento de esta, el cual puede ser en un lugar ventilado, cerrado o al aire libre, etc.

La norma *UNE-EN-378:2000* cubre los requisitos ambientales y de seguridad para sistemas de refrigeración y bombas de calor incluyendo el uso de refrigerantes inflamables. En este sentido los hidrocarburos son clasificados como fluidos tipo L3 (baja toxicidad/alta inflamabilidad). De acuerdo a esta norma, los refrigerantes de clasificación L3 no deben ser usados en sistemas

directos, sistemas abiertos indirectos ni en sistemas abiertos indirectos ventilados ya sea para calefacción o refrigeración.

Esto implica que el uso de hidrocarburos para aplicaciones de bomba de calor residencial debe ser restringido al uso de sistemas externos con circuitos secundarios, siendo el agua el único fluido de transmisión de calor que puede circular en los espacios habitados. La carga máxima de refrigerante depende del tipo de local, según la siguiente clasificación:

- Categoría A: Acceso no restringido.
- Categoría B: Restringido a un número de personas.
- Categoría C: Acceso totalmente restringido.

La tabla 1.3 muestra la carga máxima para el caso de refrigerantes con clasificación L3, dependiendo la categoría del local y el sitio de ubicación del sistema.

**Tabla 1.3** Clasificación de la carga máxima de refrigerantes de clasificación L3 de acuerdo con la categoría del local y del emplazamiento de la máquina.

Ubicación del equipo	Sistema que no este situado en un sala de máquinas especial o al aire libre	Si la sección de alta presión esta situada en una sala de máquinas especial o al aire libre	Sistema que este situado en un sala de máquinas especial o al aire libre
Categoría A	20% del LFL y un máximo de 1.5kg Solo para sistemas sellados Sin fuentes de ignición	20% del LFL y un máximo de 1.5kg Solo para sistemas sellados Sin fuentes de ignición	Sobre el nivel de suelo: 20% del LFL y un máximo de 5kg
			Situado en un sótano: 20% del LFL y un máximo de 1kg
Categoría B	Sobre el nivel de suelo: 20% del LFL y un máximo de 2.5kg	Sobre el nivel de suelo: 20% del LFL y un máximo de 2.5kg	Sobre el nivel de suelo: Un máximo de 10kg
	Situado en un sótano: 20% del LFL y un máximo de 1kg	Situado en un sótano: 20% del LFL y un máximo de 1kg	Situado en un sótano: Un máximo de 1kg
Categoría C	Sobre el nivel de suelo: Un máximo de 10kg	Sobre el nivel de suelo: Un máximo de 25kg	Sobre el nivel de suelo: No hay restricción
	Situado en un sótano: Un máximo de 1kg	Situado en un sótano: Un máximo de 1kg	Situado en un sótano: Un máximo de 1kg

En cuanto a la propuesta *IEC 61D/138/FIDS*, esta se refiere a los requisitos particulares que habrán de cumplir las bombas de calor, acondicionadores de aire y deshumidificadores que contengan refrigerantes inflamables, y surge como una evolución de las normas *IEC 60335-2-4.0* [89] concerniente a los

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

---

requerimientos de seguridad en bombas de calor accionadas eléctricamente para uso doméstico, así como la norma *ISO 5149:1993* [90] relacionada con la seguridad de sistemas de refrigeración mecánicos, las cuales no consideran el uso de refrigerantes inflamables. Todos los sistemas han de cumplir con los preceptos que se refieren a la normativa de seguridad eléctrica *IEC 60079:2001* [91].

En la propuesta de la norma *IEC 61D/138/FIDS* los sistemas de refrigeración se clasifican teniendo en cuenta la ubicación del equipo. Con base a la definición de la ubicación del sistema de refrigeración, la normativa específica los requisitos que deben cumplir los sistemas de refrigeración, tomando como referencia una comparativa entre la carga que tiene el sistema,  $M$ , y tres cargas límites,  $m_1$ ,  $m_2$  y  $m_3$  que varían según el tipo de refrigerante. A continuación se resumen los criterios de selección de esta propuesta:

**Tabla 1.4** Valores límites de carga y requerimientos de ventilación de la norma IEC 61D/138/FDIS

Masa máxima de refrigerante	Sistemas ubicados al aire libre	Sistemas cerrados o almacenados por debajo o por encima del nivel del suelo	
$M \leq m_1$	--	--	
$m_1 < M \leq m_2$	--	Áreas sin ventilar:	Con ventilación mecánica:
		$m_{\max} = 2.5 \text{ LFL}^{3/4} h_0 A^{1/2}$ $A_{\min} = \left( \frac{M}{2.5 \text{ LFL}^{3/4} h_0} \right)^2$	Para dispositivos cerrados: $\Delta P > 20 \text{ Pa}$ $\varphi_{\min} = S \cdot 15 \left( \frac{m_c}{\rho} \right)$ *Con un mínimo de $2\text{m}^3/\text{h}$
$m_2 < M \leq m_3$	--	Con ventilación mecánica:	
		Para dispositivos cerrados: $\Delta P > 20 \text{ Pa}$ $\varphi_{\min} = S \cdot 15 \left( \frac{m_c}{\rho} \right)$ *Con un mínimo de $2\text{m}^3/\text{h}$	Para recintos: Atender a los requerimientos de la norma ISO 5149
$M > m_3$	Normas de aplicación nacional	Consultar las normas de aplicación nacional	

$m_1$ :  $(4\text{m}^3\text{LFL})$  [kg] = 152 g en el caso de propano  
 $m_2$ :  $(26\text{m}^3\text{LFL})$  [kg] = 988 g en el caso de propano  
 $m_3$ :  $(30\text{m}^3\text{LFL})$  [kg] = 4940g en el caso de propano  
 M: Carga de refrigerante en el sistema [kg]  
 $A_{\min}$ : Área mínima requerida en el recinto [ $\text{m}^2$ ]  
 A: Área de la habitación [ $\text{m}^2$ ]  
 LFL: Límite de inflamabilidad inferior [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $h_0$ : Altura de la instalación [m]  
 0.6m sobre en nivel del suelo  
 1.8m montado en un muro  
 1.0m montado en una ventana  
 2.2m montado en el techo

$\Delta P$ : Presión de vacío en el interior de la unidad [Pa]  
 $\varphi_{\min}$ : Flujo hacia el exterior [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]  
 $m_c$ : masa de refrigerante [kg]  
 S: Factor de seguridad (=4)  
 $\rho$ : Densidad del refrigerante [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ], a presión atmosférica y  $25^\circ\text{C}$

En las recomendaciones *ACRIB* la carga máxima de refrigerante se fija con arreglo al volumen del emplazamiento donde se ubica el equipo de refrigeración hasta una cantidad de carga máxima o umbral que depende del cada sistema, ubicación, categoría del local y tipo de refrigerante. El cálculo se basa en el concepto de límite práctico que identifica la concentración máxima de refrigerante que puede admitirse en la estancia, y se toma como el 20% del límite bajo de inflamabilidad (LFL) en todos los refrigerantes del grupo L3.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

La tabla 1.5 muestra los límites de carga de refrigerante en función de la categoría del local y el sitio de ubicación del sistema, siendo las categorías de los locales las siguientes:

- Categoría A: Acceso no restringido.
- Categoría B: Restringido a un número de personas.
- Categoría C: Acceso totalmente restringido.

**Tabla 1.5** Límites de carga de refrigerante en función de la categoría del local, según las recomendaciones ACRIB

Ubicación del equipo	Categoría A	Categoría B	Categoría C
Sistemas de expansión directa en recintos habitados	20% del LFL Con un máximo de 1.5kg	20% del LFL Con un máximo de 2.5kg	20% del LFL Con un máximo de 10kg
Sistemas indirectos en recintos habitados.	20% del LFL Con un máximo de 5kg	20% del LFL Con un máximo de 10kg	20% del LFL Con un máximo de 10kg
Sistemas con la sección de alta presión esta situada en una sala de máquinas.	20% del LFL Con un máximo de 5kg	20% del LFL Con un máximo de 10kg	20% del LFL Con un máximo de 25kg
Sistema que este situado en una sala de máquinas especial o al aire libre.	20% del LFL Con un máximo de 5kg	20% del LFL Con un máximo de 10kg	20% del LFL Si limite

En cuanto a las normativas de aplicación nacional, entre las más importantes se encuentran la norma holandesa NPR 7600 [92], la normativa alemana DIN 7003 [93], y la norma británica BS 4434 [94] relacionadas a los requerimientos de seguridad en sistemas de refrigeración que empleen refrigerantes inflamables.

Con la finalidad de contrastar las diferentes normativas, en la tabla 1.6 se muestra un resumen que ejemplifica las restricciones en cuanto al área mínima requerida según los estándares consultados, suponiendo un sistema ubicado en un recinto sin ventilación con diferentes cargas de propano.

**Tabla 1.6** Relación de área mínima ( $m^2$ ) de acuerdo con las normas IEC, CENELEC y EN-378.

Carga de propano	EN-378	IEC	ACRIB Guidelines	NPR 7600	DIN 7003	BS4434: 1995
0,3 kg	15	142	15	14	6	14
0,5 kg	25	395	25	23	10	23
0,7 kg	34	774	34	32	14	32
1,0 kg	49	1579	49	46	20	46

\*El LFL del propano es  $0,038 \text{ kgm}^{-3}$ .

\*El valor  $h_0$  corresponde con 2.2 (sistema colocado en el techo).



Como se observa de la tabla 1.6 los requerimientos en cuanto al área mínima de los estándares EN-378, ACRIB, NPR, DIN, BS son similares entre sí, pero discordantes con respecto a la normativa IEC la cual es comparativamente más restrictiva. La causa de la gran diferencia observada es que en la propuesta IEC se basan en hipótesis poco realistas.

### **1.2.2.4. El Propano como refrigerante alternativo al R407C**

Dentro de los hidrocarburos, el propano ha sido empleado durante muchos años como fluido de trabajo en grandes plantas de refrigeración, fundamentalmente en la industria petroquímica. En 1920 fue presentado y comercializado como un refrigerante seguro e inodoro, y como una alternativa adecuada para sustituir al amoníaco [24]-[25], principalmente por los riesgos que conlleva la utilización de éste en equipos de uso doméstico. Sin embargo con el desarrollo de los CFCs a partir de 1930 su aplicación cayó en desuso principalmente porque no había una razón aparente que justificara el manejo de refrigerantes inflamables.

El propano es un fluido que posee excelentes propiedades termodinámicas, buena compatibilidad con muchos de los materiales empleados en sistemas de refrigeración, es medioambientalmente seguro y en su descomposición no da lugar a productos irritantes o tóxicos, además de tener una buena solubilidad con muchos aceites convencionales.

En cuanto a las propiedades termodinámicas, de transporte y de refrigeración del fluido, éstas influyen directamente en lo que se refiere a la transferencia de calor y pérdida de presión dentro del sistema, lo que necesariamente afecta a la eficiencia global del ciclo de forma directa.

A continuación se presenta un estudio comparativo de las principales propiedades termodinámicas y de refrigeración del propano y R407C, fluido refrigerante que incorpora la máquina de referencia del presente estudio. Las propiedades de los refrigerantes han sido obtenidas a partir de las subrutinas de la base de datos REFPROP 7 [95].

#### **1.2.2.4.1. Propiedades termodinámicas y de transporte del propano**

##### ***Punto normal de ebullición***

El punto normal de ebullición representa la temperatura a la cual un refrigerante en su estado líquido comienza a hervir a presión atmosférica normal (101.325

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

kPa), es decir la temperatura a la cual la presión de vapor del líquido es igual a una atmósfera. Esta propiedad suele usarse para aproximar la presión de trabajo de un sistema, y es de especial interés debido a que se busca que los refrigerantes alternativos proporcionen presiones de trabajo similares al sustituir a los refrigerantes convencionales.

Un punto normal de ebullición bajo corresponde a una presión alta para una temperatura dada y viceversa. El propano tiene un punto normal de ebullición de  $-42.1^{\circ}\text{C}$ , mientras que el del R407C es de  $-43.8^{\circ}\text{C}$ , lo cual representaría una disminución en la presión del sistema para una aplicación de sustitución directa. Es importante mencionar que el R407C es una mezcla no azeotropa y que, por lo tanto el valor de la presión de saturación es un valor medio.

### *Presión de saturación*

Una de las características más importantes de un refrigerante es la dependencia de la presión de vapor con la temperatura, tal relación se muestra para el propano y el R407C en la figura 1.2, en donde se puede observar que a bajas temperaturas de operación, la presión de saturación es similar para ambos refrigerantes. Por otra parte, a mayores temperaturas de operación, la presión de saturación del propano es mucho menor. Esta situación representa una gran ventaja para el propano, el cual requiere una menor presión para alcanzar una misma temperatura de trabajo, principalmente en la zona de alta presión.

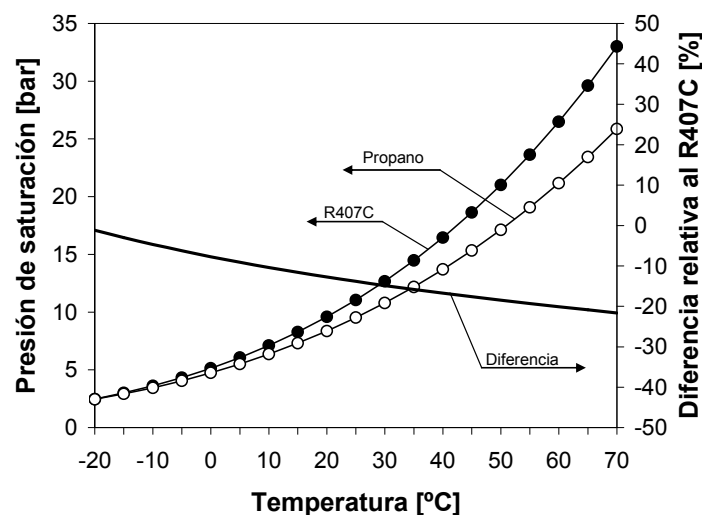


Figura 1.2 Presión de saturación para el propano y el refrigerante R407C.

### Densidad

La densidad del refrigerante, sobre todo en estado líquido influye de manera directa en la carga de refrigerante contenido el sistema. La figura 1.3 muestra las densidades en saturación en fase líquida para el R407C y el propano, en donde se puede observar que el valor de la densidad del propano es aproximadamente la mitad en comparación con el R407C en un amplio rango de temperaturas.

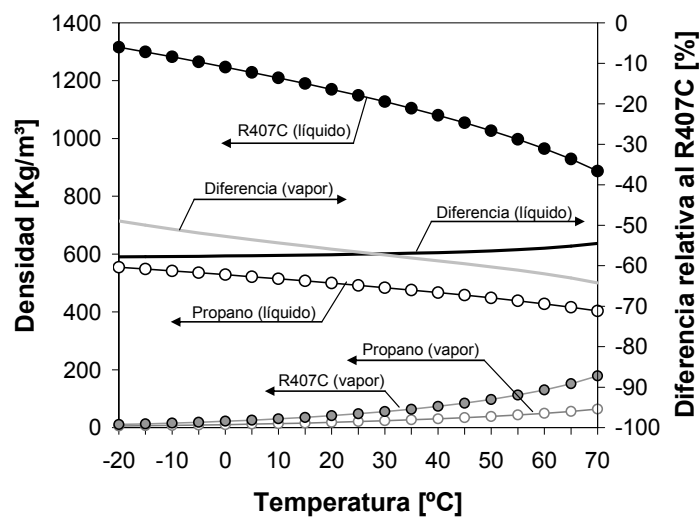


Figura 1.3 Densidad en la fase líquida para el propano y el refrigerante R407C.

Esto implica que si en un sistema diseñado para funcionar con R407C se cargara propano, la carga de éste dentro del sistema sería, en teoría, alrededor de un 50% menor, sin embargo ocuparía aproximadamente el mismo volumen de líquido en el sistema. Esto es deseable en vistas a disminuir en lo posible la cantidad de propano como refrigerante en un sistema determinado, como es el caso que nos atañe, sin embargo como se comentará a continuación, esto también tiene implicaciones en lo que se refiere a la capacidad del sistema.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

### *Entalpía de cambio de fase*

El propano tiene una entalpía de cambio de fase considerablemente mayor en comparación al R407C, tal y como se observa en la figura 1.4. Esto significa que para gastos máscicos iguales, la capacidad de un sistema operando con propano será mayor que la de un sistema que emplea R407C. Sin embargo, al ser la densidad del propano mucho menor, la capacidad con un flujo volumétrico similar tenderá a ser parecida.

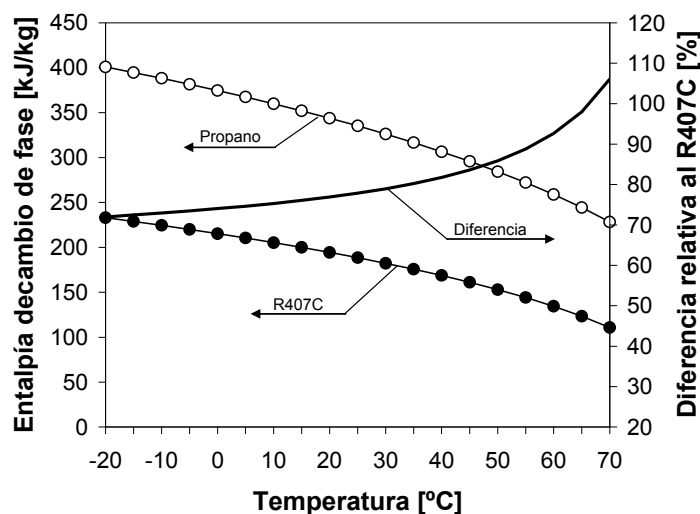


Figura 1.4 Entalpía de cambio de fase para el propano y el refrigerante R407C.

Por otra parte, una entalpía de cambio de fase elevada conduce a tener un menor flujo de refrigerante para producir una cierta capacidad de refrigeración o calefacción. Esto es importante para el diseño de las tuberías e intercambiadores de calor.

### *Calor específico y conductividad térmica*

El calor específico y la conductividad térmica son dos propiedades de gran importancia en los procesos de transferencia de calor que se dan en cualquier sistema de refrigeración, principalmente en los procesos condensación y evaporación que se llevan a cabo en el interior de los intercambiadores de calor.

La conductividad térmica debe ser lo más alta posible para facilitar la transmisión de calor, por otra parte el calor específico del líquido debe ser bajo, para que el subenfriamiento se realice de forma fácil. En las figuras 1.5 y 1.6 se

observa que el propano tiene un calor específico elevado en estado líquido en comparación con el R407C, así como una conductividad térmica ligeramente mayor en la fase líquida y en vapor.

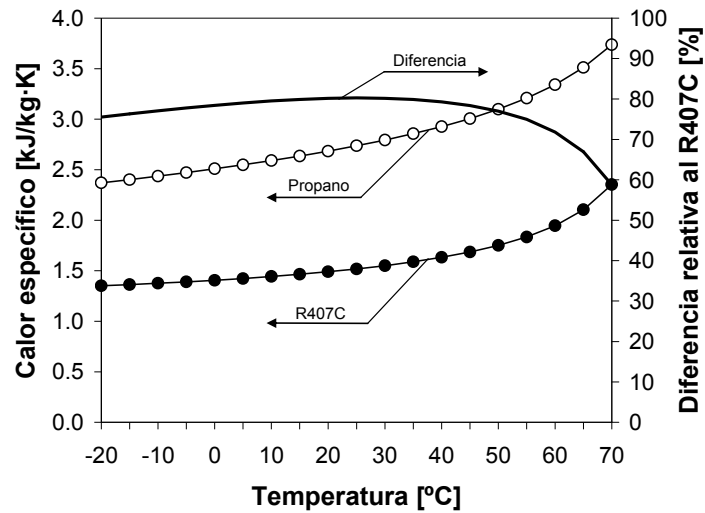


Figura 1.5 Calor específico en la fase líquida para el propano y el refrigerante R407C.

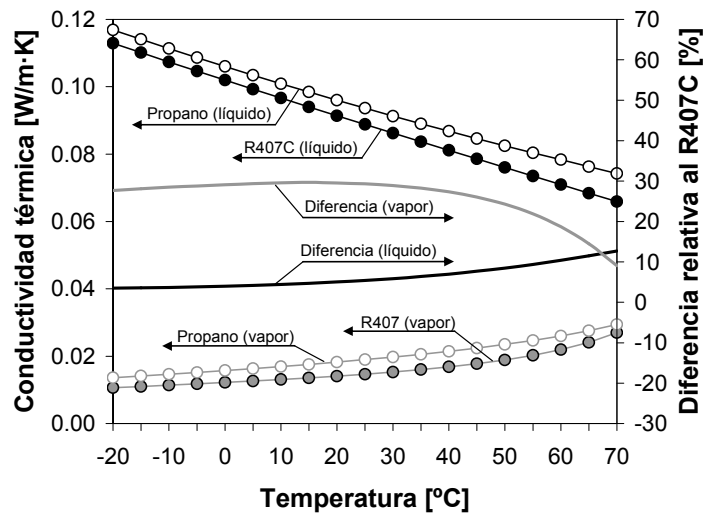


Figura 1.6 Conductividad térmica para el propano y el refrigerante R407C en líquido y vapor.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte

### Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica es una propiedad importante para la transferencia de calor y la caída de presión, tanto en flujo monofásico como en flujo bifásico. Esta debe ser lo más pequeña posible para disminuir la pérdida de carga y el trabajo de circulación. En la figura 1.7 se observa que la viscosidad dinámica es considerablemente menor para el propano en relación con el R407C, sobre todo para temperaturas de evaporación bajas, lo que explica que las pérdidas de presión tiendan a ser más bajas con el propano que con el R407C.

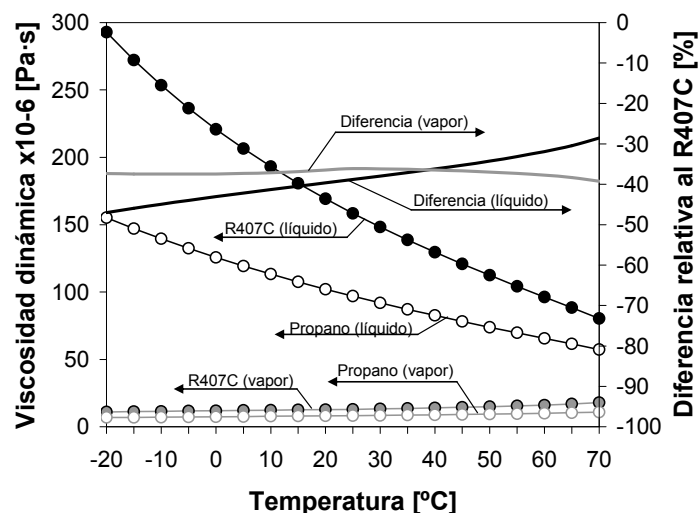


Figura 1.7 Viscosidad dinámica para el propano y el refrigerante R407C en líquido y vapor.

#### 1.2.2.4.2. Propiedades del propano como refrigerante

A continuación se presenta un estudio comparativo de las propiedades del R407C y del propano como refrigerantes, a partir del planteamiento del ciclo termodinámico teórico que seguiría cada refrigerante fijando como referencia determinadas condiciones de operación.

En el estudio teórico que se presenta a continuación se ha establecido una temperatura de evaporación correspondiente a 0°C para ambos refrigerantes, mientras que la temperatura de condensación ha sido variada en un intervalo comprendido entre 30°C y 70°C a fin de simular las condiciones de trabajo reales de un sistema invertible, tanto de calefacción como de refrigeración. Por otra parte, en cada ciclo se han mantenido constantes los valores de

subenfriamiento y sobrecalentamiento de ambos refrigerantes en 8K y 11K respectivamente, considerando en todos los casos una compresión isentrópica.

En relación al refrigerante R407C, las temperaturas de evaporación y condensación empleadas se refieren a las temperaturas medias entre líquido y vapor saturado calculadas a una presión constante.

Las magnitudes comparadas a partir del ciclo teórico, son las capacidades volumétricas en calefacción y refrigeración, el consumo de energía volumétrica, y los correspondientes coeficientes de operación isentrópicos para del condensador y evaporador. Las propiedades de los refrigerantes se obtuvieron nuevamente a partir de las subrutinas de la base de datos REFPROP 7.

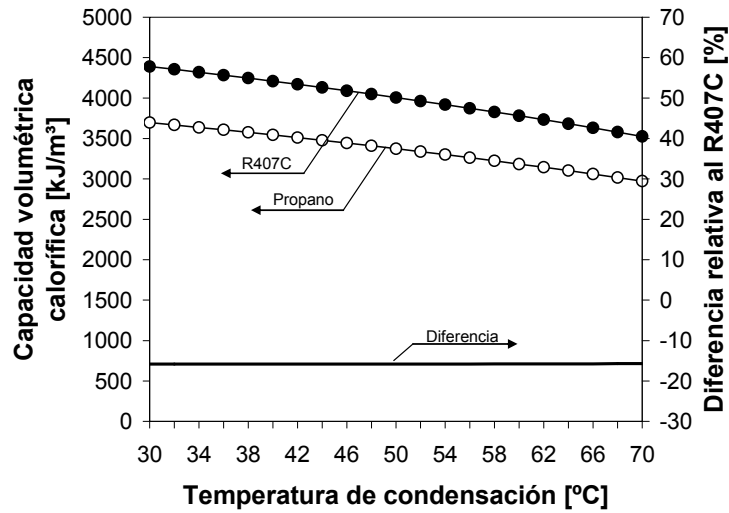
### ***Efecto volumétrico de calefacción y refrigeración***

El efecto frigorífico volumétrico o capacidad volumétrica de refrigeración se define como la capacidad frigorífica por unidad de volumen de vapor, evaluado a la salida del evaporador o entrada al compresor. Un refrigerante con una elevada capacidad volumétrica, proporcionará una gran capacidad frigorífica para un determinado desplazamiento del compresor.

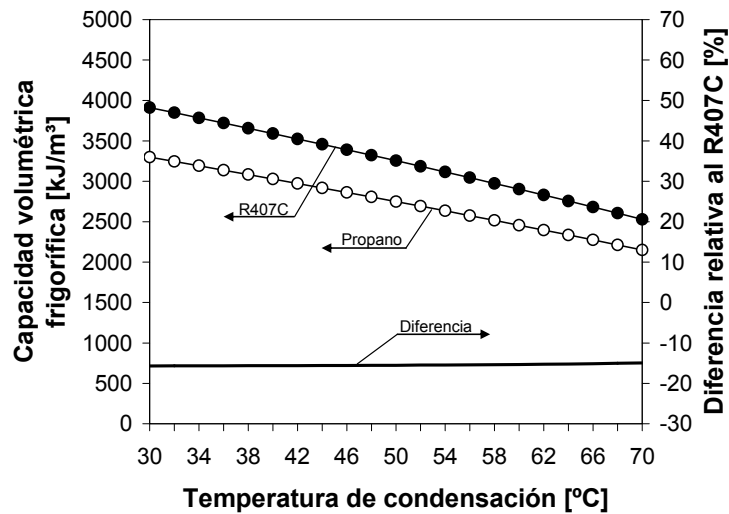
De manera similar, la capacidad volumétrica calorífica se define como la capacidad calorífica por unidad de volumen de vapor, evaluado a la salida del evaporador o entrada al compresor. Las figuras 1.8 y 1.9 muestran las capacidades volumétricas teóricas en calefacción y refrigeración para los dos refrigerantes comparados, en función de las temperaturas de condensación.

La capacidad volumétrica es un parámetro que ayuda a dimensionar el tamaño del compresor en un sistema de refrigeración. Como se observa en las figuras 1.8 y 1.9, el propano proporciona una capacidad 15% menor que el R407C para un mismo volumen desplazado, lo que a priori implica la necesidad de emplear un compresor con un desplazamiento mayor al emplear propano como sustituto del R407C en un sistema convencional, a fin de que las capacidades de refrigeración y/o calefacción sean equivalentes.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte



**Figura 1.8** Capacidad volumétrica calorífica del propano y R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.

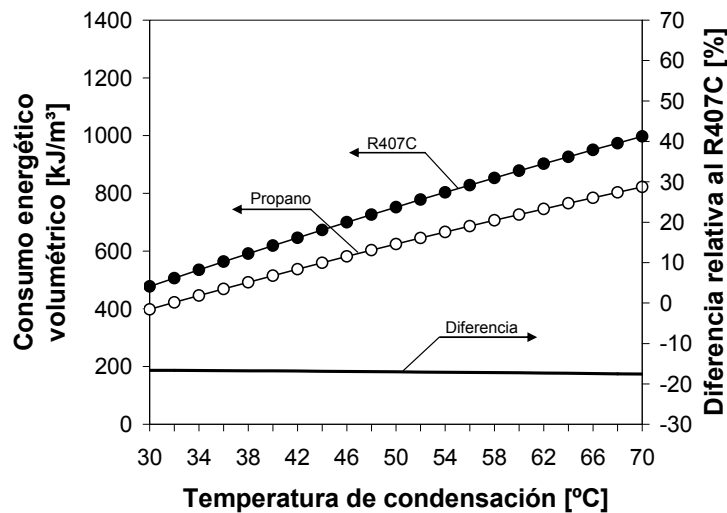


**Figura 1.9** Capacidad volumétrica frigorífica del propano y R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.



### *Demanda energética volumétrica*

Una cuestión que cobra importancia al comparar las prestaciones de los dos refrigerantes es el consumo de energía que requiere el compresor. En la figura 1.10 se observan los resultados comparativos del consumo energético por unidad de volumen del ciclo teórico planteado para ambos refrigerantes, en donde se puede observar que el propano presenta un consumo considerablemente menor en comparación al R407C. Esto significa que un compresor diseñado para operar con R407C presentaría un ligero sobredimensionamiento en el motor eléctrico para su uso con propano.

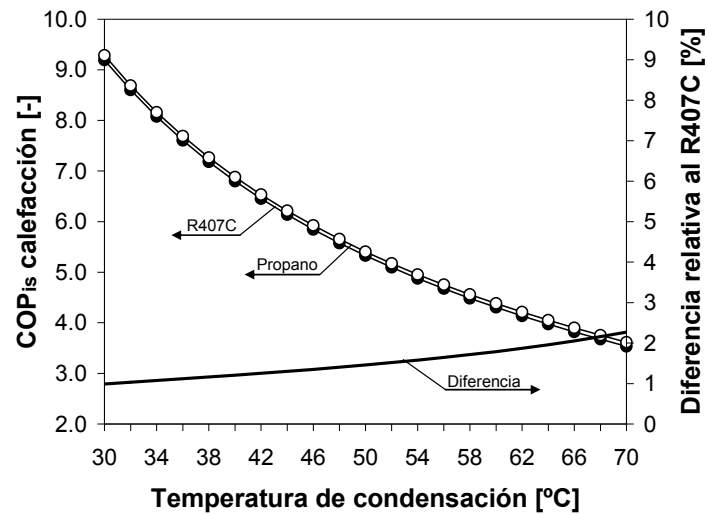


**Figura 1.10** Consumo eléctrico volumétrico del propano y R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.

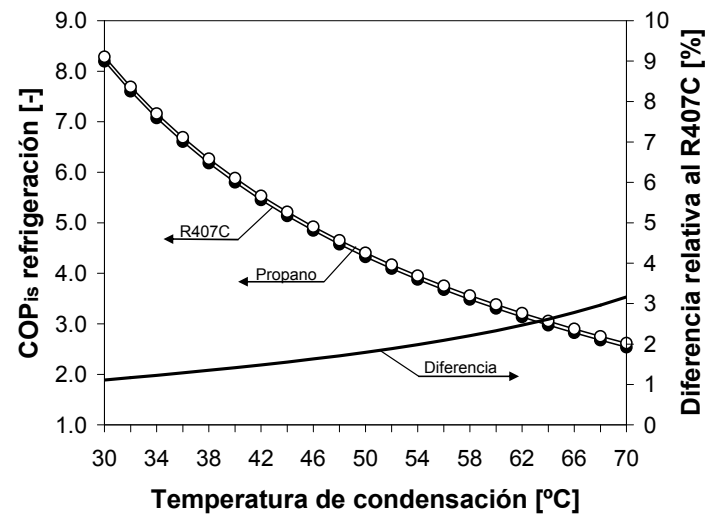
### *COP refrigeración y COP calefacción*

El coeficiente de operación (COP) se define como la relación entre la capacidad frigorífica o calorífica en los intercambiadores de calor y el consumo de energía en el compresor. Como se ha observado anteriormente, el R407C presenta una capacidad y un consumo volumétricos mayores que el propano, lo cual propicia que el coeficiente de operación para ambos refrigerantes sea similar, tal y como se observa en las figuras 1.11 y 1.12.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte



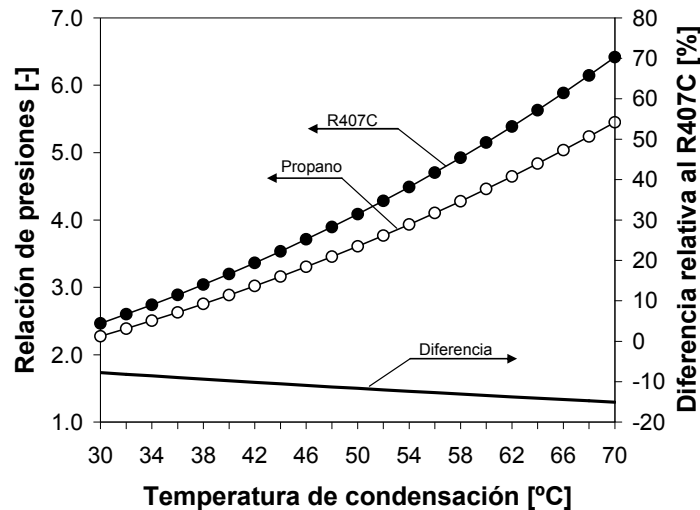
**Figura 1.11** COP isentrópico en calefacción para el propano y el R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.



**Figura 1.12** COP isentrópico en refrigeración para el propano y el R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.

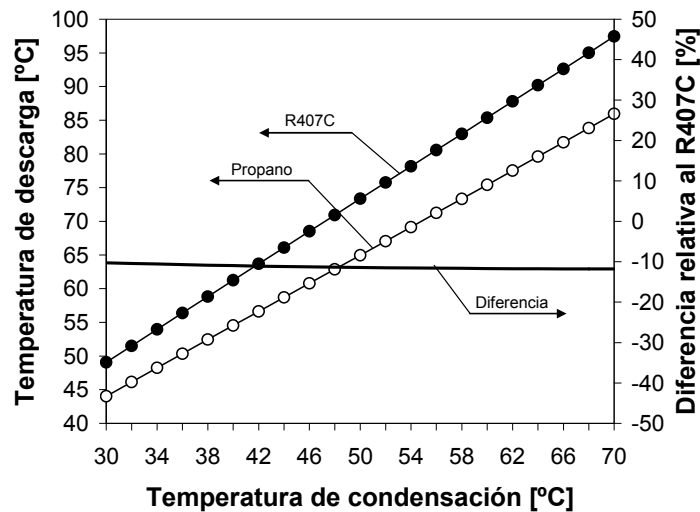
### *Relación de presiones y temperatura de descarga*

La relación de presiones determina el trabajo que ha de realizar el compresor en a la compresión del refrigerante vaporizado. Una elevada relación de presiones, también implica una alta temperatura de descarga, como se observa en las figuras 1.13 y 1.14, lo cual puede ocasionar una reducción en la vida útil del compresor. En la figura 1.13 se presenta la relación de presiones para el propano y el R407C calculadas a partir del ciclo teórico propuesto anteriormente. En la figura 1.13 se puede observar que la relación de presiones del propano es menor que la del R407C, lo cual es muy conveniente tomando en cuenta que la eficiencia del compresor y la eficiencia volumétrica dependen directamente de dicha relación de presiones.



**Figura 1.13** Relación de presiones para el propano y el R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.

## 1.2 Antecedentes y Estado del Arte



**Figura 1.14** Temperatura de descarga para el propano y el R407C a una temperatura de evaporación de 0°C, 8K de subenfriamiento, 11K de sobrecalentamiento y diferentes temperaturas de condensación.

El hecho de que la relación de presiones del compresor sea considerablemente menor para el propano implica que para las nuevas condiciones de operación el compresor trabajará más descargado, esto finalmente se traduce en un incremento de la eficiencia del compresor, cuya magnitud dependerá del tipo de compresor utilizado.

Como se comentará en el apartado dedicado al estudio de los compresores, la eficiencia del compresor Scroll muestra una pendiente considerable con la relación de presiones, por lo que la ventaja de trabajar con propano resulta importante. La eficiencia de los compresores alternativos tiene una pendiente mucho menor con la relación de presiones, con lo cual la ventaja no resulta tan importante.

### **1.3. Planteamiento y justificación del problema**

Por todo lo referido anteriormente en relación al contexto en el que se halla la industria de la climatización y en general la industria de la producción de frío, tanto a nivel nacional como internacional puede resumirse lo siguiente:

En años recientes, el uso de tecnologías de producción de calor y frío aplicables a la climatización se ha visto potenciado por el creciente interés de incrementar la eficiencia energética de los equipos y maximizar la utilización de los recursos naturales.

Así mismo, las crecientes necesidades de confort han contribuido al incremento en el desarrollo de sistemas de climatización invertibles, principalmente en países del sur de Europa y concretamente en el área del Mediterráneo, lo cual constituye un mercado en expansión muy importante en estas regiones.

Por tanto, el desarrollo de bombas de calor invertibles para refrigeración y calefacción es una alternativa que permite dar respuestas a las crecientes demandas de confort tanto para calefacción como refrigeración, aportando ventajas como la de obtener calor y frío de la misma máquina y en una misma instalación, obtener considerables ahorros de energía, así como ventajas medioambientales por la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera.

Sin embargo, los beneficios energéticos y medioambientales obtenidos con el uso de bombas de calor pueden ser afectados parcialmente por el impacto negativo de los fluidos de trabajo en el calentamiento global del planeta y en el deterioro de la capa de ozono.

En este sentido, las legislaciones actuales imponen un calendario de sustitución de los fluidos frigorígenos tradicionales por otros fluidos que no dañen la capa de ozono. Sin embargo, no existe un consenso global sobre cuales serán los fluidos refrigerantes futuros, a pesar de ello existen en la actualidad diferentes alternativas que han permitido detener el problema del agotamiento de la capa de ozono estratosférico.

Entre las sustancias que se proponen actualmente como fluidos sustitutivos se encuentran por una parte los HFCs, que son refrigerantes sintéticos que si bien no dañan la capa de Ozono tienen un gran impacto sobre el calentamiento global del planeta. Por otra parte se encuentran los refrigerantes naturales, destacando en este sentido los hidrocarburos, por sus excelentes propiedades como refrigerantes y su bajo impacto en el calentamiento global, así como su nulo potencial de deterioro del Ozono estratosférico.

### 1.3 Planteamiento y justificación del problema

---

La principal desventaja que impide el amplio aprovechamiento de los hidrocarburos sigue siendo el alto índice de inflamabilidad que presentan, sin embargo a pesar de este inconveniente existe la posibilidad de tomar diferentes alternativas que permitan disminuir los riesgos asociados a su empleo.

En cuanto al mercado de componentes, existe en la actualidad una evolución tecnológica que se traduce en la oferta de nuevos productos y materiales (compresores, intercambiadores, elementos de regulación, etc.), pero cuyos beneficios o mejoras suelen estar documentados o referidos a su empleo con frigorigenos tradicionales.

Existe por consiguiente un cierto riesgo de que los diseños que deben surgir no logren aprovechar los beneficios potenciales de las nuevas técnicas o incluso ofrezcan peor rendimiento que los sistemas basados en fluidos tradicionales al emplear refrigerantes alternativos.

Por tanto, es importante mantener una línea de investigación relacionada con el estudio de las prestaciones de los componentes desarrollados a partir de nuevas tecnologías, con los refrigerantes que se proponen como sustitutos de los fluidos frigorigenos tradicionales.

A fin de dar respuestas prácticas a los puntos antes comentados, en el desarrollo de la presente tesis se plantean los objetivos siguientes.

#### **1.4. Objetivos y desarrollo de la tesis**

El objetivo principal del presente trabajo es el evaluar experimentalmente el comportamiento del propano como alternativa al refrigerante R407C y a los HFC, empleados actualmente como fluidos de trabajo en una gran cantidad de sistemas de refrigeración, y avanzar en el conocimiento de su comportamiento en cada uno de los componentes del equipo y en su conjunto.

Desde el punto de vista tecnológico el trabajo también pretende contribuir al desarrollo de sistemas de climatización de alta eficiencia, para lo cual se plantea el desarrollo y evaluación experimental de un conjunto de prototipos de bombas de calor de tipo agua-agua, invertibles y de capacidad media empleando propano como fluido de trabajo. Dadas las particulares restricciones que implica el uso del propano por los límites de inflamabilidad que presenta, se pretende así mismo obtener en cada uno de los prototipos desarrollados la mínima carga de refrigerante sin perjuicio de las prestaciones del sistema.

Finalmente, a partir del conjunto de datos experimentales recabados y del análisis de los resultados realizado, se pretende sintetizar un conjunto de directrices y alternativas de diseño, que permitan ofrecer respuestas prácticas a las cuestiones que surgen en el diseño de este tipo de sistemas y de sus componentes, así como en la adaptación de unidades ya existentes, al emplear particularmente el propano como fluido de trabajo.

El alcance de estas metas se apoya en una serie de objetivos específicos que se describen a continuación.

- La caracterización y comparación de las prestaciones de una unidad convencional de capacidad media empleando refrigerante R407C y posteriormente propano.
- Diseño y construcción de diversos prototipos de bombas de calor invertibles, empleando componentes de distintas tecnologías.
- Determinación experimental de la carga óptima de propano en cada una de las unidades experimentales desarrolladas, y evaluación de las prestaciones de la unidad tanto en calefacción como en refrigeración.
- Estudio comparativo de las diferentes tecnologías de compresores caracterizadas con el propano.

## 1.4 Objetivos y desarrollo de la tesis

---

- Análisis del desempeño de diferentes tipos de intercambiadores de placas, bajo diferentes configuraciones de flujo empleando propano como fluido de trabajo.
- Estudio de la influencia del tipo de lubricante en las prestaciones de los componentes principales de las diversas máquinas estudiadas, como son los compresores y los intercambiadores de calor, así como la relación que guarda el lubricante con la carga óptima de refrigerante.
- Estudio de la influencia de los parámetros generales de operación del sistema en sus prestaciones.

La tesis se encuentra limitada al estudio de equipos agua-agua de tamaño medio (10-20 kW), bajo condiciones estacionarias. Así mismo, los objetivos se limitan al estudio termodinámico y al diseño optimizado de componentes y sistema, aún cuando se tengan en cuenta las condiciones de seguridad en equipo y material eléctrico expuestos a medios explosivos.

Para alcanzar los objetivos anteriormente planteados, la tesis ha sido estructurada de la siguiente forma:

En el *capítulo uno* se hace una revisión bibliográfica del estado del arte en cuanto al desarrollo de las bombas de calor, de la problemática actual sobre el uso de sustancias sintéticas como refrigerantes en este tipo de sistemas y de las alternativas existentes para reemplazarlos, particularmente en lo que se refiere a uso de los hidrocarburos en general y de forma concreta con el propano. Finalmente se comenta de forma general la motivación para la realización del presente trabajo y se detalla los objetivos específicos abordados en el desarrollo de la tesis.

En el *capítulo dos* se hace una descripción detallada de la instalación experimental diseñada; de los instrumentos empleados para la medición, adquisición y control; del diseño de cada uno de los diferentes prototipos experimentales desarrollados a lo largo de la tesis, y finalmente de las características principales de los elementos que los conforman.

En el *capítulo tres*, se realiza una breve descripción del procedimiento general de ensayos adoptado y de las condiciones de trabajo que establecen los estándares referentes a la caracterización de unidades agua-agua. Posteriormente se describe el conjunto de experimentos realizados a lo largo de la campaña experimental de la tesis, mencionando de forma general los resultados parciales obtenidos en los diferentes prototipos desarrollados.



En el *capítulo cuatro* se describe el procedimiento de análisis adoptado para el estudio de los resultados experimentales obtenidos de la caracterización de los diferentes componentes experimentados, así como la influencia de las condiciones de operación que han sido impuestas en el conjunto de ensayos.

En el *capítulo cinco* se comenta y discute pormenorizadamente los resultados experimentales obtenidos a lo largo de la campaña de ensayos. Al respecto se analizan las prestaciones y el comportamiento individual de los componentes empleados, así como su dependencia con los parámetros de operación que han sido considerados, como son la carga de propano, el tipo de lubricante usado, las condiciones de trabajo establecidas, etc.

Finalmente en el *capítulo seis* se presenta las conclusiones principales del estudio así como los posibles desarrollos futuros del trabajo realizado.



## CAPÍTULO 2

---

### Instalación Experimental

---

La caracterización experimental de los diferentes prototipos de bombas de calor desarrollados y los correspondientes estudios de optimización se llevaron a cabo en un banco de ensayos diseñado para simular diversas condiciones de carga térmica en cada unidad experimental.

El diseño de la instalación ha permitido fijar y mantener diversos regímenes de trabajo, manteniendo la estabilidad del sistema de forma automática y con desviaciones mínimas en las consignas establecidas. De esta forma, las mediciones de los diferentes parámetros de operación y la estimación de las prestaciones del sistema en cuestión han contado con una gran precisión.

La sección principal de la instalación experimental esta constituida por un banco hidráulico, el cual ha sido integrado por dos circuitos cerrados de agua, independientes entre si, que simulan la fuente y sumidero de calor (circuitos interior y exterior), a los que se acopla la unidad experimental o bomba de calor.

Por otra parte, la instalación cuenta con un sistema de regulación que opera mediante dos controladores programables (PID), que permiten fijar diferentes caudales y temperaturas de entrada y/o salida de agua en ambos circuitos de agua.

En relación a la evaluación de los parámetros de operación de la unidad experimental, la instalación ha sido equipada con diferentes instrumentos de medida, tanto en los circuitos hidráulicos como en el circuito de refrigeración.

Entre los sensores instalados se cuenta con diferentes sondas de temperatura, transductores de presión, medidores de gasto másico, así como un medidor de consumo eléctrico; los cuales proporcionan información del ciclo

---

termodinámico, así como de los parámetros de operación más importantes y del desempeño global del sistema.

La información experimental generada es recabada por medio de un equipo de adquisición de datos, el cual se encuentra conectado a un ordenador para su posterior procesamiento y análisis.

Finalmente y dado que se emplea un refrigerante inflamable, la instalación cuenta con un sistema de suministro eléctrico equipado con diferentes dispositivos de seguridad que interrumpen la corriente eléctrica en caso de cualquier fallo en el ciclo de refrigeración o en los sistemas hidráulicos.

En la figura 2.1 se muestra un esquema general de la instalación con la disposición de los circuitos hidráulicos y su acoplamiento a la unidad de ensayos, mostrando la ubicación de las diversas sondas de medida, así como de los elementos más importantes de la parte de control. A continuación del diagrama, se describen con mayor detalle los elementos que conforman el banco de pruebas, haciendo referencia a su ubicación dentro del mismo.

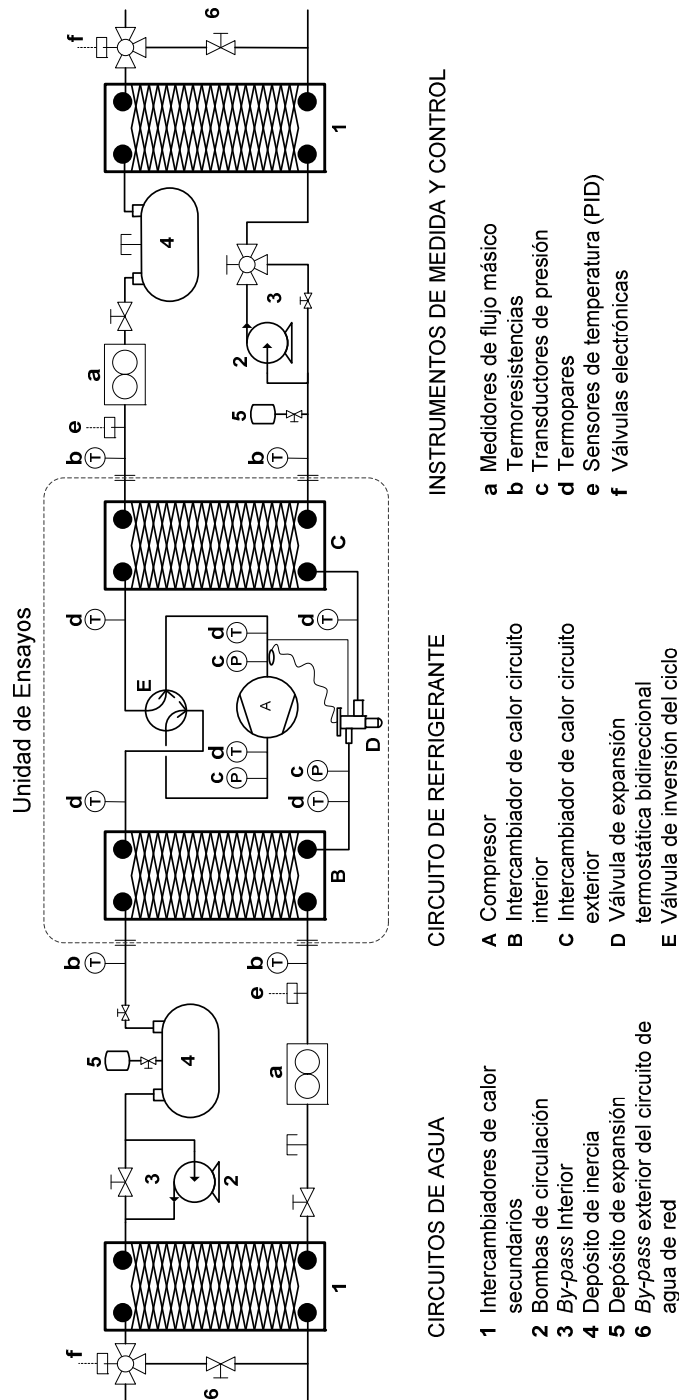


Figura 2.1 Esquema general de la instalación experimental

## 2.1 Banco de ensayos

---

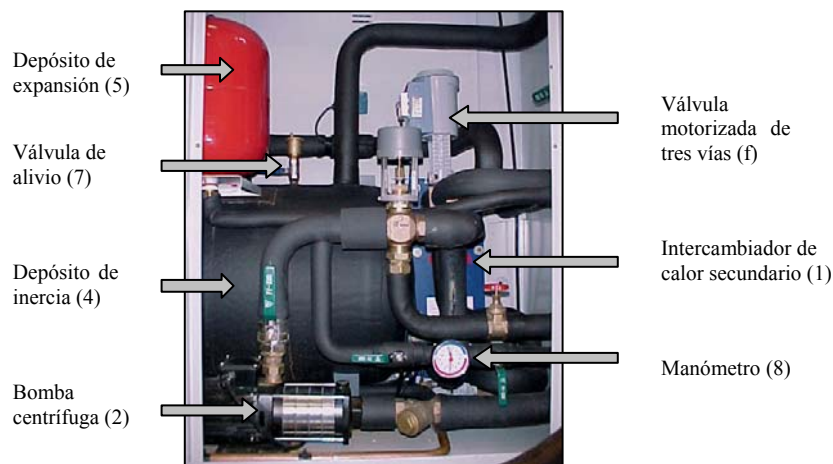
### 2.1. Banco de ensayos

Las condiciones de ensayo son impuestas en la unidad de experimental por medio de dos circuitos hidráulicos, cerrados e independientes entre si (circuitos interior y exterior), que emplean agua como fluido de trabajo y en los cuales se simulan diferentes condiciones de carga térmica en la unidad de ensayos.

Cada circuito cerrado está integrado por un intercambiador de calor secundario (1), que intercambia calor con agua de la red mediante la regulación del caudal a través de una válvula motorizada de tres vías (f) y un “*by-pass*” exterior (6).

Dentro de cada circuito cerrado, el gasto másico de agua es abastecido por medio de una bomba centrífuga (2), y es regulado mediante un juego de válvulas semiautomáticas y un “*by-pass*” interior (3).

Un depósito de inercia (4) permite mantener homogénea y sin perturbaciones la temperatura del agua en el interior de los circuitos cerrados; mientras que un depósito de expansión (5), diversas válvulas de alivio (7) y manómetros (8) son empleados como dispositivos de seguridad en caso de un aumento excesivo de la presión en cada circuito. La figura 2.2 muestra un detalle constructivo de uno de los circuitos hidráulicos y la ubicación de algunos elementos que los conforman.



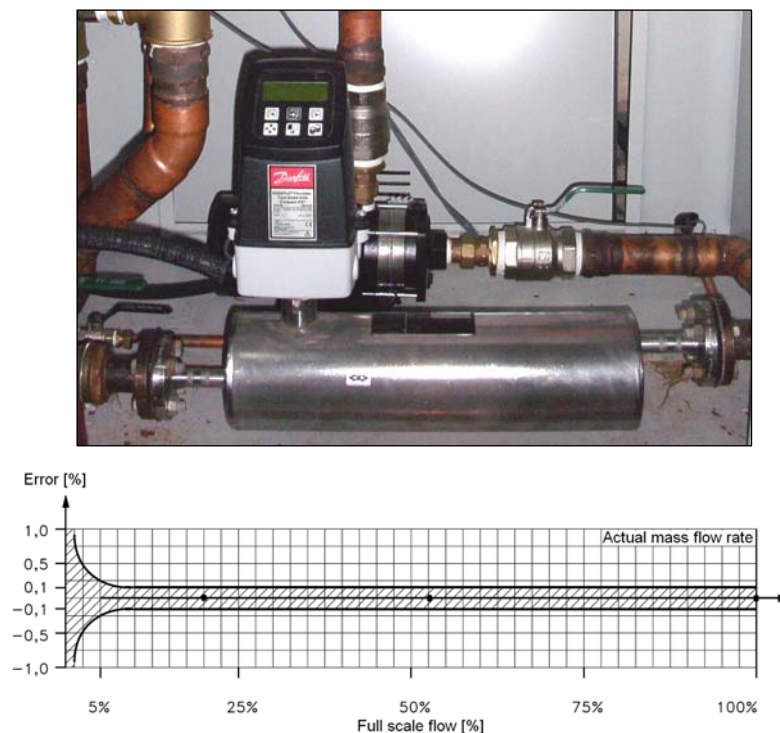
**Figura 2.2** Detalle del interior de uno de los grupos hidráulicos.

### 2.1.1. Instrumentación

Los instrumentos de medida que a continuación se describen se agrupan según su ubicación dentro del banco de ensayos.

En primer lugar se encuentran los instrumentos instalados en los circuitos cerrados de agua, en donde se han evaluado básicamente las temperaturas de entrada y salida del agua a la unidad de ensayos y los correspondientes gastos másicos, con el objetivo principal de determinar la potencia térmica intercambiada con el refrigerante, tanto en el condensador como en el evaporador.

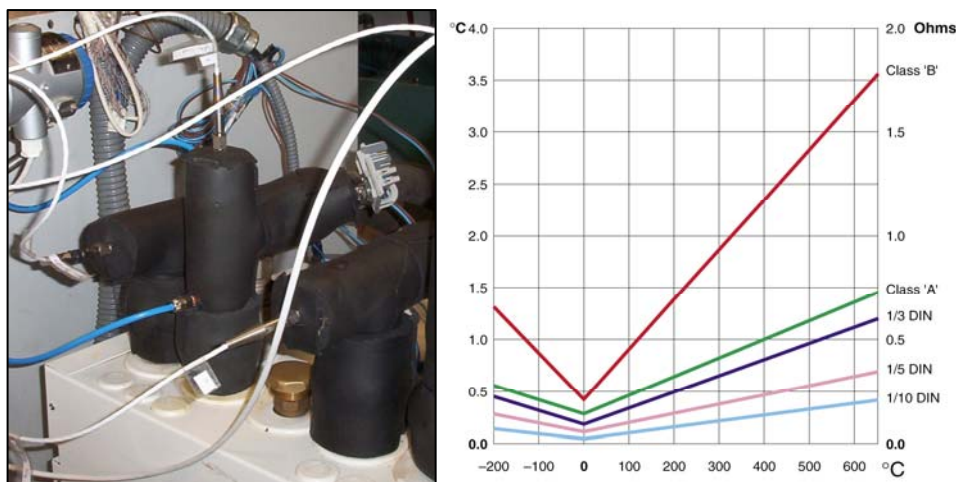
La medición de los flujos de agua se realizó por medio de dos medidores de gasto másico de efecto Coriolis, modelo *MASS 6000* de *Danfoss* (ver figura 2.3), los cuales cuentan con una incertidumbre menor al 0.05 % en gasto másico y menor al 0.07 % en flujo volumétrico, según las hojas de calibración proporcionadas por el fabricante.



**Figura 2.3** Detalle de la instalación de uno de los medidores de gasto másico de efecto Coriolis, y valores de incertidumbre asociados a la calibración de los instrumentos.

## 2.1 Banco de ensayos

Por otra parte, las temperaturas de entrada y salida del agua a los intercambiadores de placas se midieron por medio de dos pares de termoresistencias de platino con conexión a cuatro hilos tipo **PT-100**, las cuales cuentan con una incertidumbre de medida correspondiente a la **clase 1/10**. En la figura 2.4 se muestra un detalle del montaje de las termoresistencias y las curvas de incertidumbre asociadas a este tipo de sondas como función del rango de temperaturas.



**Figura 2.4.** Detalle del montaje de los sensores de platino Pt 100 de clase DIN 1/10 instalados a la entrada y salida de los circuitos de agua en el banco de ensayos, así como de las curvas de incertidumbre de los mismos.

En cuanto al circuito de refrigerante, los instrumentos instalados fueron por una parte, sensores de presión y temperatura, con los cuales se determinaron las propiedades del refrigerante en diversos puntos a lo largo del circuito frigorífico. Así mismo, se contó con un medidor de energía eléctrica para determinar el consumo eléctrico del compresor.

La medición de las temperaturas en el circuito de refrigeración se realizó por medio de diversos termopares tipo **T (cobre-constantán)** de clase 1, cuya incertidumbre de medida es  $\pm 0.5$  K ( $-40^{\circ}\text{C} < t < 125^{\circ}\text{C}$ ) según los datos del fabricante, los cuales fueron instalados a la entrada y salida de los intercambiadores de calor, el compresor, la válvula de expansión, así como en el depósito de aceite de cada uno de los compresores estudiados.

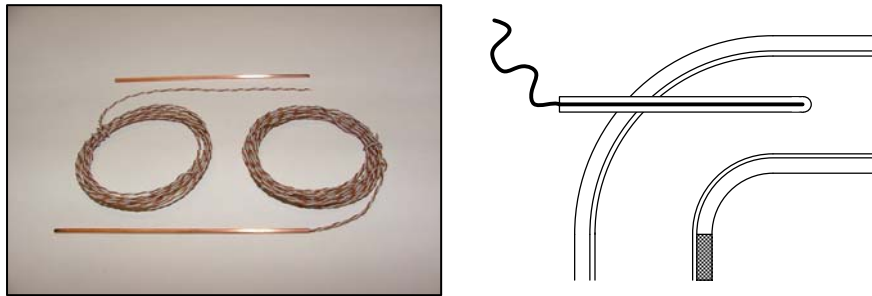
La instalación de estos sensores de temperatura se realizó en la mayoría de los casos por medio de varios termo-pozos, hechos con tubos de cobre de 1.5 mm de diámetro, los cuales fueron sellados por un extremo e introducidos en



---

## 2. Instalación experimental

diversos puntos en el interior de la tubería que conforma el circuito frigorífico, a la cual fueron posteriormente soldados, tal y como se muestra en la figura 2.5.



**Figura 2.5** Detalle constructivo y de instalación de los termopares empleados en el circuito de refrigeración de cada prototipo desarrollado.

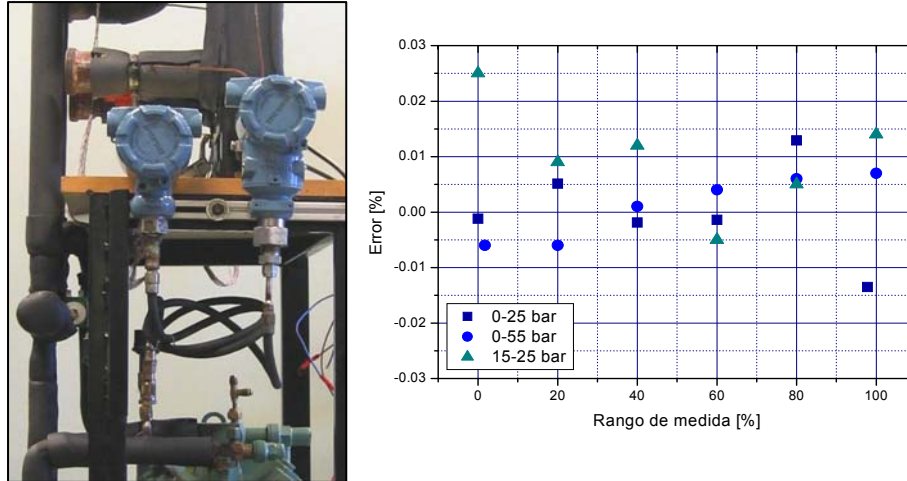
Para asegurar que las medidas de temperatura se llevaran a cabo sin perturbaciones externas, se inyectó una pasta de silicona altamente conductora en el interior de cada uno de los termo-pozos antes de introducir los termopares, a fin de evitar burbujas de aire que afectarían de forma negativa el tiempo de respuesta térmica de las sondas.

Las presiones dentro del circuito frigorífico se midieron a través de tres sensores de presión absoluta *Fisher-Rosemount* modelos *2088* y *3051* cuya incertidumbre de medida es menor al 0.03%, según las hojas de calibración proporcionadas por el fabricante. En la figura 2.6 se observa el montaje de los transductores de presión y las incertidumbres de medida obtenidas de las hojas de calibración.

Dos de los sensores de presión absoluta fueron instalados en las tuberías de succión y descarga, conectadas al compresor de cada uno de los prototipos desarrollados.

Por otra parte, en el prototipo de referencia se incorporó un tercer sensor de presión, el cual se montó en la línea de líquido con el fin de estimar la influencia del deslizamiento o “glide” en el subenfriamiento del refrigerante que se presenta en los ensayos de caracterización con el refrigerante R407C.

## 2.1 Banco de ensayos



**Figura 2.6** Transductores de presión Fisher Rosemount instalados en uno de los prototipos experimentales, y valores de la incertidumbre de medida.

Para evaluar el consumo eléctrico del compresor, y estimar el COP en cada prototipo se instaló un contador de energía modelo **Quantum-D200** de **Schlumberger** (ver figura 2.7), cuya precisión para la estimación de la potencia activa es de  $\pm 1\%$ , y que corresponde a la clase 1 de la norma UNE-EN 62053-21:2003 [96].



**Figura 2.7** Contador de energía eléctrica Quantum D200 empleado para la medición del consumo eléctrico de los compresores instalados en los diferentes prototipos experimentales.

## 2. Instalación experimental

Por otra parte, para determinar la carga de propano que ha sido introducida en los diferentes prototipos desarrollados se empleó una balanza modelo **CB12K1N** de **KERN** que cuenta con una precisión de  $\pm 1g$  y un rango máximo de 12 kg. Así mismo, se empleó un depósito especialmente construido para dosificar y cuantificar de forma fácil la cantidad de refrigerante que se introducida en cada unidad de ensayos.

Dicho depósito ha sido equipado con una resistencia eléctrica que incrementa la temperatura y la presión del refrigerante ( $7 < P < 10$  bar) a fin de que éste pueda ser “inyectado” en la succión del compresor estando la máquina en marcha; de igual forma, el depósito ha sido equipado de un elemento termostático de seguridad que interrumpe la corriente eléctrica cuando la temperatura es superior a  $35^{\circ}C$ . La capacidad del depósito es de 1kg de propano en condiciones de temperatura ambientales.

En la figura 2.8 se muestra un detalle de la balanza y del depósito de almacenamiento de refrigerante, mientras que en la tabla 2.1 se muestran las especificaciones técnicas de todos los equipos de medida empleados en la realización de los experimentos.



**Figura 2.8** Balanza y depósito de almacenamiento de propano para la dosificación de refrigerante realizada en los estudios de carga con propano.

## 2.1 Banco de ensayos

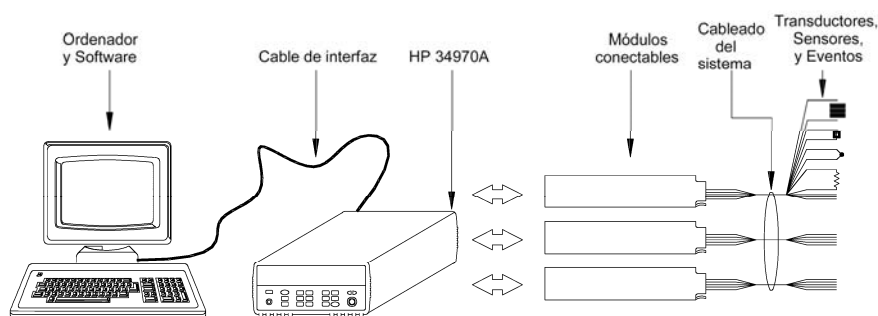
**Tabla 2.1** Especificaciones de los sensores de medida utilizados en la unidad de ensayos.

Equipo/Sensor	Denominación	Rango	Incertidumbre
Termopar	Tipo-T	-200°C-400°C	± 0.5 K
Termoresistencias	PT-100 4 hilos	-100°C-200°C	± 0.1K
Medidores de gasto másico	Danfoss Mass 6000 Efecto Coriolis	0-5500 kg/h 0-5.5 m <sup>3</sup> /h	0.05 % gasto másico 0.07 % flujo volumétrico
Presión absoluta a la descarga del compresor	Fisher-Rosemount 2088	0-55 bar	0.03 %
Presión absoluta en la succión del compresor	Fisher-Rosemount 3051	0-25 bar	0.03 %
Presión absoluta en la línea de líquido	Fisher-Rosemount 2088	15-25 bar	0.03 %
Contador de energía	Schlumberger Quantum D200	10(80)A 3Φx230/400V	1%
Balanza electrónica	CERN 440	0-12 kg	± 1g

### 2.1.2. Adquisición de datos

La parte de adquisición de datos esta formada por una unidad de adquisición y conmutación de datos modelo 34970A de Agilet HP, así como tres módulos multiplexores de adquisición de datos HP modelo 34901A de 20 canales cada uno.

El programa de cómputo usado para recopilar y analizar las mediciones ha sido el BenchLink Data Logger de HP que permite el registro de los datos significativos de temperaturas, caudales, presiones y consumo. La señal se transmite desde la unidad de adquisición al ordenador por medio de un cable de interfaz HP-IB (IEEE-488), ver figura 2.9.



**Figura 2.9** Configuración de la unidad de adquisición de datos.

---

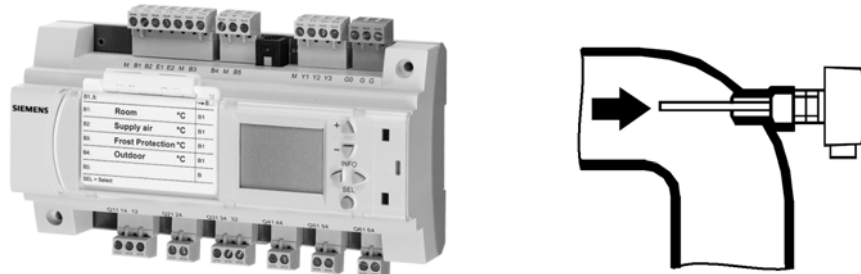
## 2. Instalación experimental

La adquisición se realizó registrando los datos por ciclos y de forma continua, con una secuencia de toma de datos ajustada para obtener un registro completo cada 10 segundos, una vez que se han alcanzado las condiciones de régimen estable.

El cableado de las sondas a los instrumentos de medida fue en todos los casos aislado y aterrizado para evitar que corrientes parásitas interfirieran en la señal ocasionando ruido y error en las medidas.

### 2.1.3. Sistema de control

El sistema de control que regula los caudales de agua para disipar el calor dentro de los circuitos hidráulicos opera mediante un controlador universal (PID) modelo RWX62 de SIEMENS Polygyr, que recibe la señal de dos sondas de temperatura montadas a la entrada de los circuitos de agua de la bomba de calor, enviando una señal de respuesta a dos servo-válvulas instaladas dentro de los grupos hidráulicos, ver figura 2.10. Los parámetros de programación para el controlador universal (PID), fueron ajustados mediante el proceso iterativo de Ziegler-Nichols [97].



**Figura 2.10** Controlador universal de regulación proporcional y detalle del montaje de la sonda de temperatura para la regulación de las condiciones de trabajo en el banco de ensayos.

## 2.2. Prototipos experimentales desarrollados

En esta sección se describen las principales especificaciones de diseño que caracterizan a cada uno de los prototipos experimentales desarrollados a lo largo de la tesis. Los estudios dieron inicio con la evaluación de las prestaciones de una bomba de calor comercial de la casa CIATESA, estudiada inicialmente con el refrigerante original (R407C) y posteriormente con propano.

## 2.2 Prototipos experimentales desarrollados

---

A partir de los datos recabados en esta primera serie de ensayos se realizaron progresivamente diferentes cambios que permitieron comparar las prestaciones de las diversas unidades desarrolladas y de los diferentes componentes seleccionados. A continuación se describen de forma general las características de los componentes empleados en cada uno de los prototipos, y posteriormente las características de las máquinas desarrolladas.

- **Compresores estudiados:**

La unidad de referencia fue originalmente equipada con un compresor Scroll, modelo ZR72KCE de COPELAND, con un desplazamiento volumétrico de 17 m<sup>3</sup>/h a 2900 rpm y 50Hz, con una capacidad frigorífica nominal de 17 kW en condiciones ARI<sup>4</sup> usando R407C como refrigerante. Este mismo compresor fue usado más tarde en la mayoría de los prototipos desarrollados, empleando propano como refrigerante.

Por otra parte, se ensayó un compresor alternativo de pistones modelo TAG5573E de TECUMSEH, cuya capacidad frigorífica nominal en condiciones ARI trabajando con para R22 es de 72 000 BTUH ( $\approx$  21 kW). Este compresor cuenta con un desplazamiento de 23.4 m<sup>3</sup>/h a 2900 rpm y a 50 Hz.

Finalmente en el ultimo prototipo se montó un compresor alternativo de pistones “semihermético” marca BITZER modelo 4EC-6-2P-40S con un desplazamiento de 22.72 m<sup>3</sup>/h a 1450 RPM y 50Hz, que proporciona una capacidad nominal de 19.5 kW bajo las condiciones de trabajo establecidas por el fabricante<sup>5</sup>, empleando refrigerante R22. Este compresor presenta la peculiaridad que es el único de tamaño comercial que se puede encontrar en el mercado con la autorización por parte del fabricante para trabajar con hidrocarburos.

- **Intercambiadores de calor estudiados:**

Cuatro diferentes modelos de intercambiadores de placas fueron instalados y comparados dentro de los diferentes prototipos de bombas de calor. Se trata de los modelos: B27 de 28 placas, B80 de 26 placas y V80 de 26 placas (con distribuidor), de SWEP; así como un intercambiador Alfa Laval de 46 placas con distribuidor, modelo CB5246HX.

---

<sup>4</sup> T<sup>a</sup> Evaporación 7.2°C, T<sup>a</sup> Condensación 54.4°C, SH 11.1 K y SC 8.3 K

<sup>5</sup> T<sup>a</sup> Evaporación 7.5°C, T<sup>a</sup> Condensación 50°C, T<sup>a</sup> entrada al compresor 20°C y sin subenfriamiento de líquido.

- **Válvulas de expansión estudiadas:**

La válvula de expansión instalada en el equipo de referencia fue una válvula bidireccional de Danfoss, modelo TDEBZ, diseñada para operar con una capacidad máxima de 28 kW en un rango de temperaturas de evaporación comprendido entre -40°C y +10°C, sin MOP<sup>6</sup>.

Posteriormente, esta válvula fue sustituida en la mayor parte de los experimentos, por una válvula modelo TRE10 de Danfoss diseñada para trabajar con una capacidad máxima de 28 kW, bajo el mismo rango de temperaturas de evaporación, y con la cual se obtiene una menor reducción de la capacidad media al invertir la dirección del flujo de refrigerante para funcionar en sentido no preferencial.

Finalmente, en el último prototipo desarrollado se instaló una válvula de expansión electrónica bidireccional de CAREL modelo E<sup>2</sup> 24, la cual cuenta con un controlador PID programable modelo EVD-300.

- **Aceites lubricantes estudiados:**

Los aceites escogidos para estudiar la influencia del tipo de lubricante sobre los diferentes elementos del circuito frigorífico han sido: aceite Polioléster (POE) tipo 3MAF de 32 cSt de COPELAND; aceite mineral (MO) tipo ClavusG de 68 cSt de SHELL; aceite POE 160 PZ de DANFOSS/MANEUROP también con 32 cSt, y finalmente aceite POE tipo EAL Artic de MOBIL con 22 cSt.

- **Diseño del circuito frigorífico:**

Uno de los puntos de mayor interés en el planteamiento de cada diseño de bomba de calor desarrollado, fue el de reducir la carga de refrigerante al mínimo posible, para lo cual se tomaron diferentes medidas al respecto, entre ellas se disminuyeron progresivamente las dimensiones de las tuberías en cada prototipo, especialmente en lo que se refiere a la línea de líquido.

- **Accesorios adicionales:**

En todos los diseños se ha desestimado el uso de accesorios como filtros deshumidificadores, separador de aceite, visores, botella de líquido, desuperheater, o subenfriadores, debido a que desde un inicio se pretendía

---

<sup>6</sup> Limitador de la presión máxima de operación

## 2.2 Prototipos experimentales desarrollados

---

realizar un circuito de mínimas dimensiones, que resultase económico y que no diera lugar al almacenamiento de refrigerante, ya que como se ha indicado anteriormente uno de los objetivos es la reducción de la carga de propano.

- **Refrigerantes empleados:**

En cuanto a los refrigerantes empleados en las pruebas, estos han sido por una parte, el R407C cargado en la unidad de referencia en una cantidad de 1.4 kg. En el resto de estudios se ha empleado propano de alta pureza (99.5%) en diferentes cantidades, según los estudios de carga propuestos.

### 2.2.1. Unidad de referencia

La unidad experimental de referencia fue una bomba de calor de tipo agua-agua modelo IZE-70 de CIATESA, invertible, de construcción compacta, aplicable a calefacción y refrigeración, con una capacidad frigorífica nominal de 15.9 kW y una capacidad calorífica nominal de 19.3 kW con R407C.

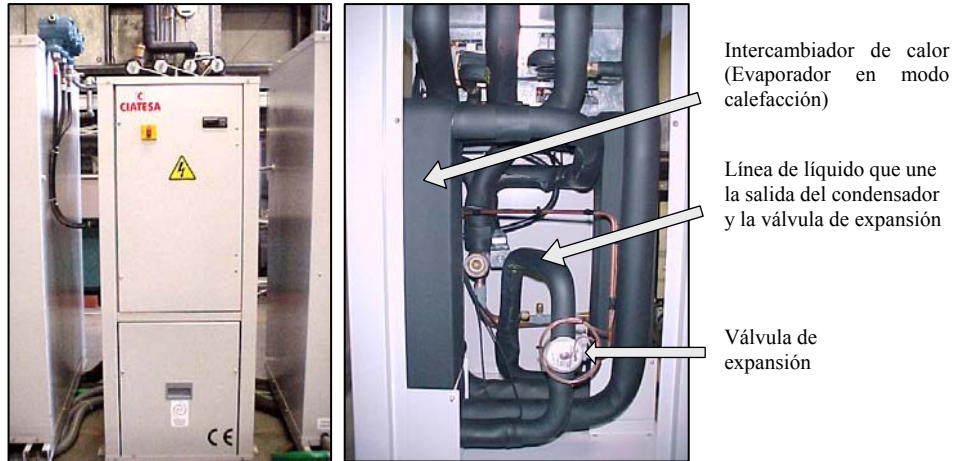
La unidad fue originariamente equipada con el compresor Scroll ZR72KCE de COPELAND, evaporador y condensador SWEP B27 de 28 placas cada uno, válvula de expansión termostática bidireccional TDEBZ de Danffos, válvula de cuatro vías para la inversión del ciclo y una carga de 1.4 Kg de refrigerante R407C.

Una de las características principales de este diseño fue que la línea de líquido que une a la válvula de expansión con los intercambiadores de calor, tenía una longitud considerable en ambos sentidos, lo cual ha contribuido a almacenar una mayor carga de refrigerante en este sistema, tal y como se observa en la figura 2.11.

Así mismo, la ubicación de la válvula de expansión ha favorecido el almacenamiento excesivo de refrigerante en el condensador, puesto que al estar en una posición elevada, se requería de una mayor cantidad de refrigerante en estado líquido tanto en la tubería como en el intercambiador de calor para evitar la formación de burbujas antes de la expansión.



## 2. Instalación experimental



**Figura 2.11** Unidad de ensayos de referencia, y detalle constructivo interior, en donde se observa la longitud original de la línea de líquido y la disposición de los intercambiadores de calor

### 2.2.2. Prototipo 1

En el prototipo 1 se procedió a instalar un juego de intercambiadores SWEP de la serie B80 con 26 placas, ver figura 2.12, los cuales son una evolución de la serie B27 de 28 placas, los cuales permiten trabajar un menor volumen interior sin perjuicio de la capacidad gracias al rediseño de los puertos de entrada y salida, que facilitan la distribución del refrigerante de forma más eficiente a lo largo de los canales del intercambiador, logrando con ello tener capacidades similares con intercambiadores de menor área.



**Figura 2.12** Intercambiadores de calor SWEP B80 de 26 placas instalados en el prototipo 1.

## 2.2 Prototipos experimentales desarrollados

---

Por otra parte, en este prototipo se incorporó una válvula de expansión termostática bidireccional modelo TRE10 de Danfoss en sustitución del modelo TDEBZ, que permite reducir la pérdida de capacidad de un 20% a un 15% cuando la máquina opera en sentido no preferencial.

Entre las modificaciones de mayor relevancia en el nuevo diseño se encuentran la reducción de la longitud y diámetro de la línea de líquido (en ambos sentidos) con el objeto minimizar la carga de propano, así como el uso de dos tipos de aceites lubricantes de distintas propiedades, como lo fueron el Polioléster Copeland 3MAF originalmente cargado en el compresor y el aceite mineral Shell Clavus G68.

### 2.2.3. Prototipos 2 y 3

El diseño de los prototipos 2 y 3 ha tenido como característica principal el uso del compresor alternativo TAG5573 de TECUMSEH en sustitución del compresor Scroll de COPELAND, con la finalidad de comparar ambas tecnologías aplicadas al uso del propano como refrigerante. En la figura 2.13 se puede observar un detalle del compresor alternativo instalado en ambos diseños.

Por otra parte, en el prototipo 2 se mantuvieron los intercambiadores de calor SWEP B80 de 26 placas, mientras que en el prototipo 3 se optó por usar como evaporador (instalado en el circuito exterior) un intercambiador de calor Alfa Laval de 46 placas equipado con un anillo de distribución.

El objeto de instalar el nuevo intercambiador de calor ha sido el evaluar y comparar la efectividad del dispositivo de distribución, observando el ajuste del grado de sobrecalentamiento que realiza la válvula de expansión al aumentar el área de transferencia de calor del evaporador, y comparar los resultados con los obtenidos en el prototipo 2.

En cuanto al dispositivo de expansión empleado en los prototipos 2 y 3, se optó por mantener la válvula de expansión TRE10, por el mejor ajuste del sobrecalentamiento que se obtiene y por las menores pérdidas de capacidad al operar en el sentido de flujo no preferencial. Finalmente, en relación a la cantidad y tipo de aceite lubricante usado, se mantuvo en ambos prototipos una carga de 2 litros de aceite mineral Clavus G68.



**Figura 2.13** Compresor alternativo TECUMSEH instalado en los prototipos 2 y 3.

### 2.2.4. Prototipos 4 y 5

En cuanto al diseño de las unidades 4 y 5 se buscó que estas conservaran los componentes de mayores prestaciones evaluados en los prototipos previamente desarrollados, con la intención de obtener un nuevo diseño de alta eficiencia que contara con la menor carga de propano posible. Por tanto, en ambos prototipos se volvió a hacer uso del compresor Scroll, así como de los dos intercambiadores de calor B80 de 26 placas, y de la válvula de expansión TR10.

Para minimizar la carga, se redujeron al máximo las longitudes y diámetros de las tuberías del circuito frigorífico, en especial la línea de líquido. Así mismo, se realizaron diferentes pruebas de carga con dos tipos de aceites lubricantes distintos: el aceite POE 160PZ de Danfoss/Maneurop, usado en el prototipo 4 e inicialmente en el prototipo 5, así como el aceite mineral Clavus G68 usado en gran parte de las pruebas desarrolladas en el prototipo 5.

Por otra parte, en el diseño del prototipo 5 se prescindió de la válvula de inversión del ciclo, con la finalidad de determinar y comparar el efecto de ésta sobre el comportamiento del sistema, debido a que es un elemento que al encontrarse conectado entre la succión y la descarga del compresor puede

## 2.2 Prototipos experimentales desarrollados

---

permitir la transferencia de masa y energía por medio de la filtración de pequeñas cantidades de refrigerante de la zona de alta presión a la de baja presión. La figura 2.14 muestra el aspecto de los elementos que conformaron a los prototipos 4 y 5.

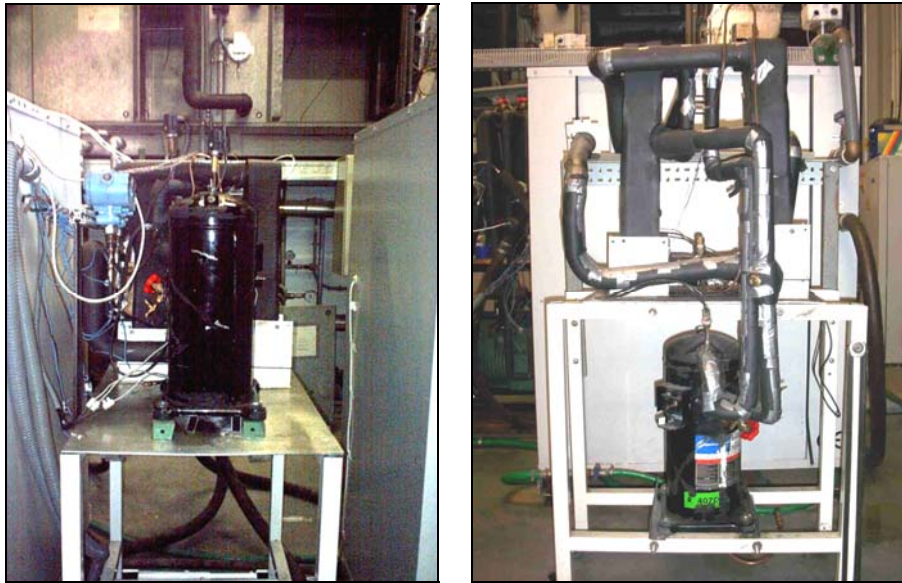


Figura 2.14 Detalle constructivo de los Prototipos 4 y 5.

### 2.2.5. Prototipo 6

En el diseño del prototipo 6 se ha mantenido el compresor Scroll COPELAND, la válvula de expansión TR10, el intercambiador SWEP B80 de 26 placas empleado como condensador, mientras que como evaporador se incorporó el intercambiador SWEP V80 de 26 placas con anillo de distribución. En este diseño se han conservado las dimensiones en cuanto a las longitudes y diámetros en las tuberías, principalmente en la línea de líquido a fin de cumplir con el objetivo de minimización de la carga de propano. Finalmente se ha estudiado el comportamiento de tres tipos de aceites lubricantes que son: el aceite mineral Clavus G68, el aceite POE 160PZ, y finalmente aceite POE EAL Artic.

Cabe mencionar que una vez realizado el montaje de los elementos y la puesta a punto de esta unidad de ensayos en el laboratorio, el diseño final del circuito

## 2. Instalación experimental

frigorífico fue enviado a la planta de armado de la casa CIATESA, a fin de que la unidad contara con las características de una máquina comercial, teniendo en cuenta las especificaciones de seguridad necesarias en las conexiones eléctricas (aisladas del circuito frigorífico), así como en lo referente a la unión de los componentes, la cual se realizara por medio de soldadura eléctrica (TIG) para asegurar en todo momento la hermeticidad del circuito de refrigeración.

En la figura 2.15 se puede observar un detalle del montaje de fábrica, así como de las reducidas dimensiones de la línea de líquido que une la válvula de expansión con los dos intercambiadores de calor. En contraste al prototipo IZE70 mostrado en la figura 2.11, el diseño del circuito del prototipo 6 presenta un volumen mínimo que permite reducir considerablemente la carga de propano en el sistema.

En la actualidad esta máquina opera de forma alternada con el prototipo 7 en las instalaciones del edificio del Departamento de Termodinámica Aplicada de la UPV como parte del plan de trabajo de los proyectos GEOCOOL y SHERPHA.



**Figura 2.15** Detalle del circuito frigorífico del prototipo 6, y de la longitud de la línea de líquido que une ambos intercambiadores de calor.

## 2.2 Prototipos experimentales desarrollados

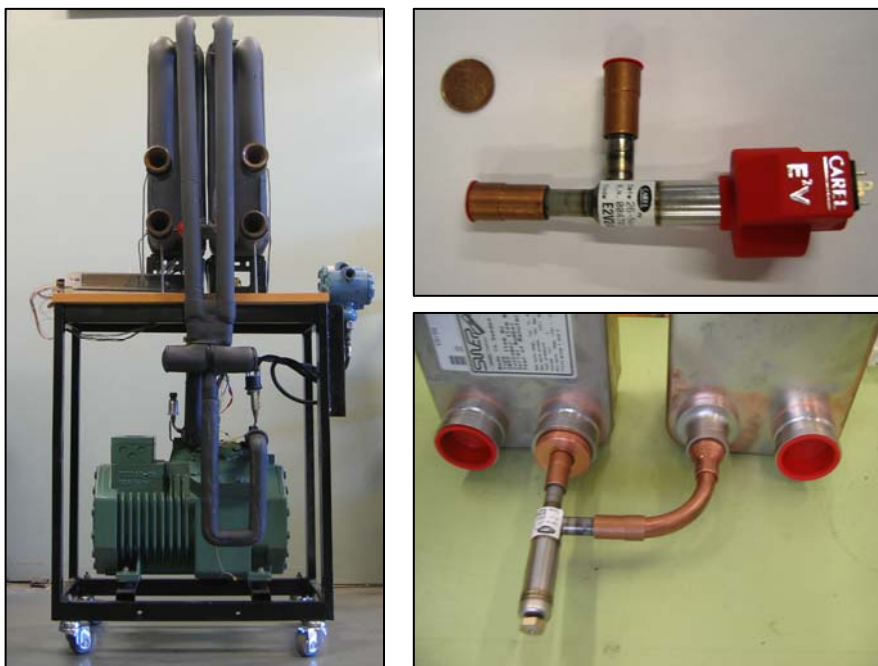
---

### 2.2.6. Prototipo 7

A diferencia de los prototipos previamente desarrollados, el diseño del prototipo 7 ha contado con un compresor alternativo “semihermético” de BITZER, el cual se encuentra comercialmente disponible para su uso con hidrocarburos. En cuanto a los intercambiadores de calor empleados, estos fueron el SWEP B80 de 26 placas como condensador y el SWEP V80 de 26 placas como evaporador.

Una válvula de expansión electrónica de modulación proporcional ha sido instalada para sustituir a las válvulas termostáticas anteriormente estudiadas en los prototipos previos. Cabe destacar que las dimensiones de esta válvula permiten disminuir de forma importante el diámetro de la línea de líquido que la une a los dos intercambiadores de calor, lo cual es una ventaja importante para conseguir minimizar la carga de refrigerante en el sistema.

En la figura 2.16 se observa una imagen del prototipo 7, un detalle de la válvula de expansión así como de su montaje, en donde se muestra la longitud y diámetro de la línea de líquido. Finalmente, en la tabla 2.2 se muestra un resumen de los prototipos desarrollados y de los elementos que los conforman.



**Figura 2.16** Prototipo 7 y detalle del montaje de la válvula de expansión electrónica, así como de línea de líquido con una longitud mínima.

**Tabla 2.2** Elementos constitutivos de los diferentes prototipos experimentales

Prototipos	Compresor	Intercambiadores Circuitos interior y exterior	Válvula de expansión	Válvula inversora	Tipo y cantidad de aceite lubricante [l]	Longitud de las tuberías [mm]							
						Succión		Descarga		Líquido			
						Calentador	Frio	Calentador	Frio	Calentador	Frio		
<b>IZE70</b>	Scroll Copeland	Swep B27x28	Danfoss TDEBZ	4 vías RANCO	POE 3MAF (1.6 l)	193.5 (1-1/8)	153.5 (1-1/8)	168.0 (7/8)	208.0 (7/8)	63.0 (7/8)	25.5 (7/8)		
<b>Prototipo 1</b>	Scroll Copeland	Swep B80x26	Danfoss TRE10	4 vías RANCO	POE 3MAF (1.6 l) MO G68 (1.5 l)	193.5 (1-1/8)	153.5 (1-1/8)	168.0 (7/8)	208.0 (7/8)	30.5 (5/8)	30.5 (5/8)		
<b>Prototipo 2</b>	Pistones Tecumseh	Swep B80x26	Danfoss TRE10	4 vías RANCO	MO G68 (2 l)	218 (1-1/8)	173 (1-1/8)	188 (7/8)	228 (7/8)	30.5 (5/8)	30.5 (5/8)		
<b>Prototipo 3</b>	Pistones Tecumseh	Swep B80x26 AL CH52x46	Danfoss TRE10	4 vías RANCO	MO G68 (2 l)	218 (1-1/8)	173 (1-1/8)	188 (7/8)	228 (7/8)	30.5 (5/8)	30.5 (5/8)		
<b>Prototipo 4</b>	Scroll Copeland	Swep B80x26	Danfoss TRE10	4 vías RANCO	MO G68 (1.5 l)	55 (7/8)	55 (7/8)	48 (7/8)	48 (7/8)	7.5 (5/8)	10 (5/8)		
<b>Prototipo 5</b>	Scroll Copeland	Swep B80x26	Danfoss TRE10	Sin válvula	POE 160PZ (1.5 l) MO G68 (1.5 l)	55 (7/8)	55 (7/8)	48 (7/8)	48 (7/8)	7.5 (5/8)	7.5 (5/8)		
<b>Prototipo 6</b>	Scroll Copeland	Swep Y80x26	Danfoss TRE10	Sin válvula	POE 160PZ (1.5 l) POE EAL (1.5 l) MO G68 (1.5 l)	135 (7/8)	135 (7/8)	130 (7/8)	130 (7/8)	7.5 (5/8)	7.5 (5/8)		
<b>Prototipo 7</b>	Pistones Bitzer	Swep Y80x26	Carel E <sup>2</sup> 24	4 vías RANCO	MO G68 (2 l)	121 (7/8)	120 (7/8)	153 (7/8)	154 (7/8)	12 (0.39)	12 (0.39)		





## CAPÍTULO 3

---

### Metodología de ensayos

---

#### 3.1. Procedimiento general de ensayos

Ante la necesidad de comparar las prestaciones térmicas de los diferentes prototipos desarrollados bajo unas mismas condiciones de operación, se realizó una revisión de los diversos estándares sobre ensayos en equipos de refrigeración y bombas de calor: ARI [98], ASHRAE [99], EUROVENT [100], UNE [101]-[102], ISO [103], con el objeto de determinar un método general de pruebas que permitiera establecer los criterios y procedimientos a considerar para evaluar y comparar los resultados experimentales obtenidos de los equipos estudiados.

De las normas consultadas se desprende que para realizar la evaluación de las prestaciones térmicas de cada uno de los prototipos, no es necesario obtener información de sus condiciones de operación internas.

No obstante, para llevar a cabo un estudio minucioso del comportamiento de cada sistema y de sus componentes, como es el objetivo de la presente tesis, ha sido preciso realizar un conjunto de medidas en determinados puntos del ciclo a fin de conocer con detalle sus condiciones de operación, principalmente al realizar los estudios de optimización con un refrigerante poco convencional como lo es el propano.

El método de ensayos adoptado como referencia para la caracterización de los prototipos desarrollados fue el que se describe en los estándares europeos EN-255 (1998) [101], y EN-12055 (1995) [102], referentes a los requerimientos, características de instalación y método de ensayos para equipos de refrigeración y bombas de calor accionados eléctricamente, para operar en modo calefacción y refrigeración respectivamente.

### 3.1 Procedimiento general de ensayos

---

En estas normas se establece el procedimiento para evaluar los datos característicos de este tipo de sistemas, en especial las capacidades térmicas y los coeficientes de operación en ambos modos de operación.

El cálculo de las capacidades térmicas en cada unidad experimental se ha realizado mediante la medición del caudal del medio transmisor de calor, en este caso agua, así como las temperaturas de entrada y salida; teniendo en cuenta el calor específico y la densidad del medio transmisor de calor, tal y como se indica en la ecuación 3.1a.

$$\dot{Q} = \dot{V}_w \bar{\rho}_w \bar{Cp}_w \Delta T_w \quad (3.1a)$$

En la expresión anterior,  $\dot{Q}$  corresponde a la potencia térmica del condensador o evaporador, según sea el caso;  $\dot{V}_w$  el caudal volumétrico del agua que circula por el intercambiador de calor;  $\bar{\rho}_w$  la densidad media del agua entre la entrada y salida del intercambiador de calor;  $\bar{Cp}_w$  el calor específico medio entre la entrada y salida del agua al intercambiador de calor;  $\Delta T_w$  la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del agua en el intercambiador de calor.

En los experimentos realizados en laboratorio, los valores del caudal y densidad media del agua han sido sustituidos por el valor del gasto másico del agua, que se mide con un dispositivo de efecto Coriolis como se ha comentado en el capítulo anterior. Por tanto la expresión 3.1a puede reescribirse de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \bar{Cp}_w \Delta T_w \quad (3.1b)$$

Por otra parte, el rendimiento de las unidades evaluadas se ha determinado mediante los coeficientes de operación (COP) en cada modo de trabajo, los cuales han sido calculados a partir de los cocientes entre las capacidades térmicas obtenidas en cada modo de operación, y la energía eléctrica consumida por el compresor a lo largo del periodo de pruebas, como se indica en la ecuación 3.2.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}}{\Delta E/t} \quad (3.2)$$

### 3. Metodología de ensayos

Donde  $\dot{Q}$  es la potencia térmica del condensador o evaporador,  $\dot{W}$  es la potencia eléctrica consumida por el compresor,  $\Delta E$  es la energía eléctrica consumida por el compresor en el tiempo de muestreo  $t$ .

En cuanto a las mediciones, estas se llevaron a cabo bajo condiciones estacionarias usando al menos 180 lecturas para cada condición de ensayo evaluada, lo que asegura una buena estimación de la desviación estándar en cada experimento. El tiempo de muestreo de los diferentes ensayos ha sido aproximadamente 30 minutos.

De acuerdo con los estándares consultados, se considera que un régimen estable en los equipos agua-agua se consigue cuando todas las magnitudes medidas se mantienen constantes sin que los valores consigna en los fluidos secundarios deban ser modificados.

Las fluctuaciones periódicas de dichas magnitudes debido a la actuación de los equipos de regulación y control son permitidas siempre que los valores medios de estas fluctuaciones no hayan superado las desviaciones admisibles indicadas en la tabla 3.1, obtenidas de las normas europeas EN-255 y EN-12055 anteriormente comentadas.

**Tabla 3.1** Desviaciones admisibles sobre los valores consigna en los circuitos de agua.

Magnitud medida en los circuitos de agua.	Desviaciones admisibles entre los valores consigna y la media aritmética de los valores reales	Desviaciones admisibles entre los valores consigna y los valores individuales medidos
Temperatura de entrada	$\pm 0.2$ K	$\pm 0.5$ K
Temperatura de salida	$\pm 0.3$ K	$\pm 0.6$ K
Caudal (volumétrico)	2 %	5 %

En cuanto a las capacidades, las normativas establecen que estas deben ser determinadas con una incertidumbre máxima del 5%, independientemente de las incertidumbres de medida de los instrumentos usados, incluidas las incertidumbres debidas a las propiedades de los fluidos.

En la tabla 3.2 se resumen algunas de las magnitudes medidas en el banco de pruebas y los valores de incertidumbre permitidos según los estándares.

## 3.2 Análisis de incertidumbre

---

**Tabla 3.2** Valores de incertidumbre permitidos para algunas magnitudes medidas.

Magnitud medida	Unidad	Incertidumbre de medida
Circuitos de Agua		
- temperatura (circuitos de agua)	°C	± 0.1°C
- diferencia de temperatura	K	± 0.1K
- gasto másico de agua	kg/h	5%
Potencia consumida	W	0.1%
Tensión	V	0.5%
Intensidad	A	0.5%
Energía eléctrica	kW/h	1%

### 3.2. Análisis de incertidumbre

Con el objeto de delimitar los errores asociados a los instrumentos empleados en la caracterización de las unidades desarrolladas, se llevó a cabo un análisis de incertidumbre en las prestaciones de los diferentes prototipos experimentales, así como en algunas otras magnitudes evaluadas de forma indirecta y que han sido de gran importancia tanto para el estudio del ciclo termodinámico como para el estudio de los componentes de cada uno de los sistemas desarrollados.

Entre las magnitudes evaluadas se encuentran, obviamente, la capacidad y el COP, así como el grado de sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante, el gasto másico de refrigerante, los valores de eficiencia volumétrica y del compresor, la diferencia de temperaturas media logarítmica entre el refrigerante y el agua de los intercambiadores de calor, así como los coeficientes globales de transferencia de calor.

El error asociado a cada una de estas magnitudes es una función de las incertidumbres de los instrumentos de medida empleados. Partiendo de la ley de propagación de errores [104] se tiene que:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f(y)}{\partial x_i} \right|^2 \varepsilon_i^2} \quad (3.3)$$

donde:

$\varepsilon_y$  es el error absoluto de la magnitud  $y$ ,

$f$  es una función que describe la magnitud  $y$

$x_i$  son las variables independientes de la función  $f$ ,

$\varepsilon_i$  es la incertidumbre propia del instrumento con que se mide la propiedad  $x_i$ .

A partir de la definición 3.3 y de las expresiones 3.1b y 3.2 que determinan las prestaciones de un sistema de refrigeración, se deducen las incertidumbres en el COP y capacidad de los prototipos desarrollados, como indican las ecuaciones 3.4 y 3.5.

o ***Incertidumbre en el cálculo de la capacidad***

$$\varepsilon_{\dot{Q}} = \dot{Q} \sqrt{\frac{\varepsilon_{\dot{m}_w}^2}{\dot{m}_w^2} + \frac{\varepsilon_{C_{p_w}}^2}{C_{p_w}^2} + 2 \frac{\varepsilon_{T_w}^2}{(\Delta T_w)^2}} \quad (3.4)$$

o ***Incertidumbre en el cálculo del COP***

$$\varepsilon_{\text{COP}} = \text{COP} \sqrt{\frac{\varepsilon_{\dot{m}_w}^2}{\dot{m}_w^2} + \frac{\varepsilon_{C_{p_w}}^2}{C_{p_w}^2} + 2 \frac{\varepsilon_{T_w}^2}{(\Delta T_w)^2} + 2 \frac{\varepsilon_E^2}{(\Delta E)^2} + \frac{\varepsilon_t^2}{t^2}} \quad (3.5)$$

En las expresiones anteriores, las incertidumbres asociadas a las temperaturas y gastos máxicos del agua, así como al consumo eléctrico del compresor se encuentran determinadas por la precisión de los instrumentos de medida empleados. Por otra parte, la evaluación de la incertidumbre del calor específico del agua se define nuevamente a partir de la ley de propagación del error. En este caso la ecuación de estado que define esta propiedad depende de la presión y la temperatura.

Sin embargo, el modelo de la ecuación de estado es una función desconocida, por lo que las derivadas parciales correspondientes deben ser aproximadas por medio de pequeños incrementos, dada la dificultad de realizar las derivad

### 3.3 Condiciones de ensayo

---

numéricas con respecto a estos dos parámetros. Por tanto, el error de esta magnitud quedaría definido de la siguiente forma:

$$\varepsilon_{C_{p_w}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta C_{p_w}}{\Delta P_w}\right)^2 \varepsilon_{P_w}^2 + \left(\frac{\Delta C_{p_w}}{\Delta T_w}\right)^2 \varepsilon_{T_w}^2} \quad (3.6)$$

Particularmente en el caso del calor específico del agua, se ha observado que la dependencia de esta propiedad con los cambios en las presiones y temperaturas es prácticamente cero en todos los casos, por lo que los valores de incertidumbre de las capacidades y coeficientes de operación no se encuentran afectados por este parámetro.

Finalmente, en relación a las expresiones que determinan la incertidumbre de medida del resto de magnitudes evaluadas en el desarrollo de la tesis, estas serán comentadas en los apartados correspondientes desarrollados en capítulo 4, en los cuales se describe el procedimiento de análisis adoptado para el estudio de cada uno de los componentes.

### 3.3. Condiciones de ensayo

De las normas consultadas se encontró que existen diversos regímenes de trabajo para determinar los datos característicos de capacidad y eficiencia de un equipo. Dichas condiciones se basan principalmente en las temperaturas de los focos (interior y exterior), según el tipo de aplicación requerida.

En las normativas, los puntos de trabajo son establecidos mediante una condición de temperatura de entrada y/o salida en cada uno de los fluidos secundarios (agua o aire, según sea el caso), complementada con un valor de gasto másico o con un salto de temperaturas fijo.

Entre las condiciones de trabajo más representativas para la caracterización de unidades agua-agua se encuentran las correspondientes a las normas europeas EN-255 y EN-12055, así como las que se desprenden de la norma ISO 13256-2 que se citan a continuación.

- **Normas Europeas EN-255 (Calefacción) y EN-12055(Refrigeración)**

**Tabla 3.3** Temperaturas de trabajo establecidas en las normativas Europeas.

EN-255 (Calefacción) EN-12055(Refrigeración)		Refrigeración		Calefacción	
		Entrada	Salida	Entrada	Salida
T1	Temperatura agua fría (°C)	12	7	10	*
	Temperatura agua caliente (°C)	30	35	*	50
T2	Temperatura agua fría (°C)	--	--	10	*
	Temperatura agua caliente (°C)	--	--	*	35
T3	Temperatura agua fría (°C)	--	--	15	*
	Temperatura agua caliente (°C)	--	--	*	50

\* Los ensayos se efectúan con los caudales indicados por el fabricante. Cuando el fabricante indica solamente una gama de caudales sin mencionar un caudal nominal, los ensayos se efectuarán con el valor mínimo de la gama.

- **Normas ISO 13256-2**

**Tabla 3.4** Temperaturas de trabajo establecidas en la normativa ISO 13256-2

ISO 13256-2		Refrigeración		Calefacción	
		Entrada	Salida	Entrada	Salida
A	Temperatura agua fría (°C)	12	*	20	*
	Temperatura agua caliente (°C)	30	*	40	*
B	Temperatura agua fría (°C)	12	*	10	*
	Temperatura agua caliente (°C)	15	*	40	*
C	Temperatura agua fría (°C)	12	*	0	*
	Temperatura agua caliente (°C)	25	*	40	*

\* Las bombas de calor sin bomba de circulación de líquido deberán ser ensayadas con los flujos especificados por el fabricante.

Las condiciones A, B y C de la norma ISO 13256-2 corresponden a los siguientes medios de transmisión de calor en el circuito exterior:

A- Ensayos en bombas de calor con un circuito cerrado de agua que puede ser fuente o sumidero de calor.

B- Ensayos para bombas de calor empleando agua bombeada de un pozo, lago o arroyo funcionando como fuente o sumidero de calor.

C- Ensayos en bombas de calor usando una solución de salmuera circulando a través de un circuito subterráneo, funcionando como fuente o sumidero de calor.

### 3.3 Condiciones de ensayo

---

- **Normas EUROVENT**

Al margen de las normas mencionadas anteriormente se encuentran las condiciones de ensayo que establece la asociación europea de fabricantes de equipos de tratamiento de aire y refrigeración EUROVENT/CECOMAF. Sin embargo, estas condiciones de prueba son muy similares a las condiciones de trabajo T1 para calefacción y refrigeración que establecen las normas europeas EN-255 y EN-12055, tal y como se indica en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5** Temperaturas de trabajo establecidas por EUROVENT/CECOMAF.

LCP/W (Water/Water)	Refrigeración		Calefacción	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Temperatura agua fría (°C)	12	7	10	*
Temperatura agua caliente (°C)	30	35	40	45

\* Medida con el mismo valor de flujo de agua como en el modo refrigeración.

En resumen, se observa que existen ciertas discrepancias en cuanto a las temperaturas de trabajo que son establecidas en cada normativa, así como ambigüedad en cuanto a los gastos máxicos de los fluidos secundarios que deben ser empleados para la caracterización de este tipo de unidades.

Por otra parte, si la unidad en cuestión es invertible, se presentan diferentes circunstancias a considerar en el momento de evaluar sus prestaciones, entre ellas la designación del tipo de flujo que debe circular a través de los intercambiadores de calor, el cual dependerá a su vez de las especificaciones del fabricante o del modo de trabajo que se requiera potenciar.

En relación a las condiciones de trabajo adoptadas en el presente trabajo, estas han sido determinadas a partir de las especificaciones que describen las normas europeas, y siguiendo los siguientes criterios:

- La selección de las temperaturas de los focos para ambos modos de trabajo coinciden en algunos casos con las temperaturas establecidas en las normativas EN-255 y EN-12055, sin embargo en gran parte de los estudios se ha optado por establecer condiciones de trabajo específicas, según los objetivos particulares de los proyectos asociados a la tesis.
- Las condiciones de temperatura establecidas en ambos circuitos secundarios son complementadas con un salto de temperaturas fijo de 5K en todos los experimentos.



- Por otra parte, las condiciones de trabajo han sido agrupadas según el tipo de flujo que circula en el interior de los intercambiadores de calor, el cual puede ser en contracorriente o equicorriente. La designación del tipo de flujo en cada máquina ha dependido del modo de trabajo que ha sido optimizado en cada unidad experimental desarrollada, siguiendo los objetivos particulares de los proyectos asociados a la tesis.

Las condiciones específicas de trabajo que han sido empleadas en cada unidad experimental se comentarán con mayor detalle en la siguiente sección, que está dedicada a la descripción de la campaña de ensayos.

#### **3.4. Campaña experimental**

El alcance y cronología de la campaña experimental se enmarcó desde un inicio en el desarrollo de un conjunto de prototipos experimentales de bombas de calor como parte de los proyectos GEOCOOL y SHERPHA, por lo que la planificación de los ensayos realizados a lo largo de la tesis ha sido condicionada en gran medida por la evolución de dichos proyectos.

El plan de trabajo que engloba el conjunto total de experimentos se agrupa dentro de tres categorías de trabajo principales, de acuerdo a los siguientes puntos:

- Comparativa experimental de las prestaciones de una bomba de calor comercial empleando R407C y propano como fluidos de trabajo, bajo diferentes condiciones de trabajo en calefacción y refrigeración.
- Estudios de optimización de diferentes prototipos de bombas de calor invertibles empleando propano como refrigerante, potenciando sus prestaciones en modo calefacción.
- Estudios de optimización de diferentes prototipos experimentales invertibles con propano como fluido de trabajo en condiciones de trabajo típicas del sur de Europa y del área del Mediterráneo.

A continuación se describen los experimentos que han sido realizados en cada unidad de ensayos y las condiciones de trabajo impuestas en cada sistema. La designación que se hace de las temperaturas de los medios transmisores de calor a lo largo de la tesis se basa en la siguiente nomenclatura: **W10/W50**, en donde:

### 3.4 Campaña experimental

---

- Los valores situados en primer lugar corresponden a las temperaturas del intercambiador de calor exterior, mientras que los valores situados en segundo lugar corresponden a las temperaturas del intercambiador interior, independientemente del modo de trabajo.
- Las temperaturas para el intercambiador de calor interior son temperaturas de salida, mientras que las temperaturas para el intercambiador de calor exterior son temperaturas de entrada.
- Como se ha mencionado anteriormente, en el desarrollo de la tesis se maneja siempre un salto de temperaturas correspondiente a 5K en ambos circuitos de agua.
- Se emplea una letra característica para el medio de transferencia de calor, en este caso W para el agua como fluido secundario.

#### 3.4.1. Caracterización de la unidad de referencia

##### *Estudios con refrigerante R407C*

El objetivo de realizar esta primera serie de ensayos ha sido el tener una referencia con la cual comparar el comportamiento de una misma unidad experimental con dos refrigerantes de propiedades termodinámicas similares.

Por ello se llevó a cabo una serie de experimentos en donde se evaluaron inicialmente las prestaciones de la máquina de referencia trabajando con el refrigerante R407C. Dicho refrigerante fue originalmente dispuesto en la unidad de ensayos por el propio fabricante, en una cantidad que permitió obtener las máximas prestaciones del sistema y que correspondió a 1.4 kg de refrigerante.

La matriz de ensayos realizada usando el R407C incluyó diversas pruebas llevadas a cabo tanto en modo refrigeración como en modo calefacción y en diferentes puntos de trabajo, así como pruebas referentes al tipo de flujo en el interior de los intercambiadores de calor, esto es flujo en equicorriente y flujo en contracorriente. En la tabla 3.6 se resumen los puntos ensayados en ambos modos de trabajo.

### 3. Metodología de ensayos

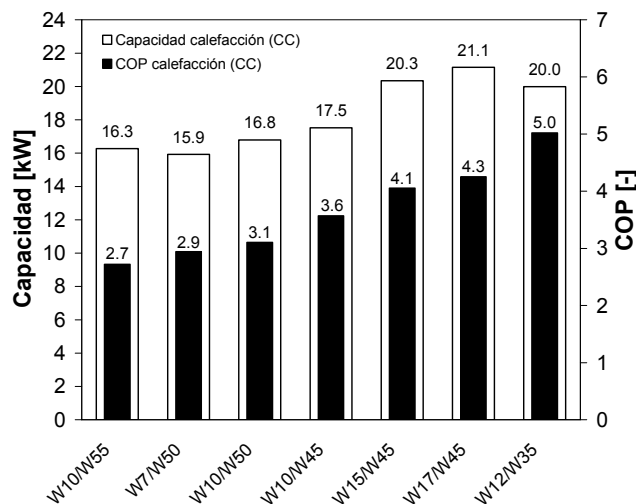
**Tabla 3.6** Condiciones de trabajo con refrigerante R407C en calefacción y refrigeración

Temperaturas del agua en el evaporador	Temperaturas del agua en el condensador						
	Calefacción <sup>1</sup>				Refrigeración <sup>2</sup>		
	30/35°C	40/45°C	45/50°C	50/55°C	25/30°C	30/35°C	45/50°C
2/7 °C	-	-	W7/W50	-	-	-	-
5/10 °C	-	W10/W45	W10/W50	W10/W55	-	W30/W5	W45/W5
7/12 °C	W12/W35	-	-	-	W25/W7	W30/W7	-
10/15 °C	-	W15/W45	-	-	-	-	-
12/17 °C	-	W17/W45	-	W17/W55	-	W30/W12	-

<sup>1</sup> Ensayos realizados con ambos intercambiadores en contracorriente (CC).

<sup>2</sup> Ensayos realizados con ambos intercambiadores en equicorriente (EC).

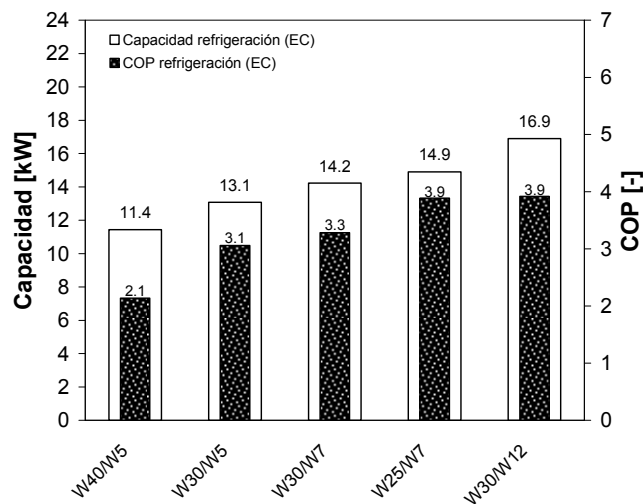
Los experimentos realizados en la unidad de referencia fueron desarrollados dando prioridad al modo calefacción, por lo que los intercambiadores de calor se encontraron en contracorriente en estas condiciones de trabajo, y en equicorriente en modo refrigeración. En las figuras 3.1 y 3.2 se observan los valores de COP y capacidad para algunas condiciones de temperatura estudiadas en ambos modos de trabajo.



**Figura 3.1** Valores de capacidad y COP obtenidos de la caracterización de la unidad de referencia con R407C, en diferentes condiciones de temperatura en modo calefacción.

### 3.4 Campaña experimental

---



**Figura 3.2** Valores de capacidad y COP obtenidos de la caracterización de la unidad de referencia con R407C, en diferentes condiciones de temperatura en modo refrigeración.

De estas pruebas se confirma que la capacidad y el COP del equipo son afectados fuertemente por las condiciones de temperatura impuestas en los intercambiadores de calor, aumentando en tanto las temperaturas entre ambos focos tienden a ser próximas.

Los valores más altos en las prestaciones se encuentran ligados al aumento en la temperatura de evaporación y a la disminución de la temperatura de condensación, lo que se asocia a una menor relación de presiones en el compresor y una mayor eficiencia del ciclo termodinámico, como se comentará más adelante.

En cuanto a los estudios sobre las prestaciones según el tipo de flujo en el interior de los intercambiadores de calor, en la tabla 3.7 se resume el plan de ensayos realizados, en el cual se han tomado como puntos de trabajo las condiciones W10/W45 y W30/W7 para calefacción y refrigeración.

### 3. Metodología de ensayos

**Tabla 3.7** Matriz de ensayos con distintas configuraciones de conexión.

Modo de trabajo		Serie No. 1		Serie No. 2		Serie No. 3		Serie No. 4		Serie No. 5	
		Grupo Hidráulico # 1	Grupo Hidráulico #2	Grupo Hidráulico # 1	Grupo Hidráulico #2	Grupo Hidráulico # 1	Grupo Hidráulico #2	Grupo Hidráulico # 1	Grupo Hidráulico #2	Grupo Hidráulico # 1	Grupo Hidráulico #2
Calefacción (W10/W45)	Circuito Interior	---	Cond. (CC)	---	Cond. (EC)	Cond. (EC)	---	---	Cond. (CC)	---	Cond. (EC)
	Circuito Exterior	Evap. (CC)	---	Evap. (EC)	---	---	Evap. (EC)	Evap. (EC)	---	Evap. (CC)	---
Refrigeración (W30/W7)	Circuito Interior	---	Evap. (EC)	---	Evap. (CC)	Evap. (CC)	---	---	Evap. (EC)	---	Evap. (CC)
	Circuito Exterior	Cond. (EC)	---	Cond. (CC)	---	---	Cond. (CC)	Cond. (CC)	---	Cond. (EC)	---

En la serie de ensayos No.1 las conexiones de los intercambiadores de calor permitieron que el condensador y el evaporador operaran en contracorriente en modo calefacción, y en equicorriente en modo refrigeración.

En la serie de ensayos No.2 se invirtieron las conexiones la entrada y la salida de agua en ambos intercambiadores, de modo que, el condensador y el evaporador operaron en equicorriente en calefacción y en contracorriente en refrigeración.

En la serie de ensayos No.3 se invirtieron las temperaturas de trabajo en cada circuito de agua, manteniendo las conexiones originales, dando lugar a que la válvula de expansión operara en el sentido de flujo no preferencial en modo calefacción. En esta serie de experimentos, el condensador y el evaporador operaron en equicorriente en calefacción y en contracorriente en refrigeración. Con estos ensayos se pretendía estudiar el efecto del sentido de flujo de la válvula de expansión sobre las prestaciones de la máquina.

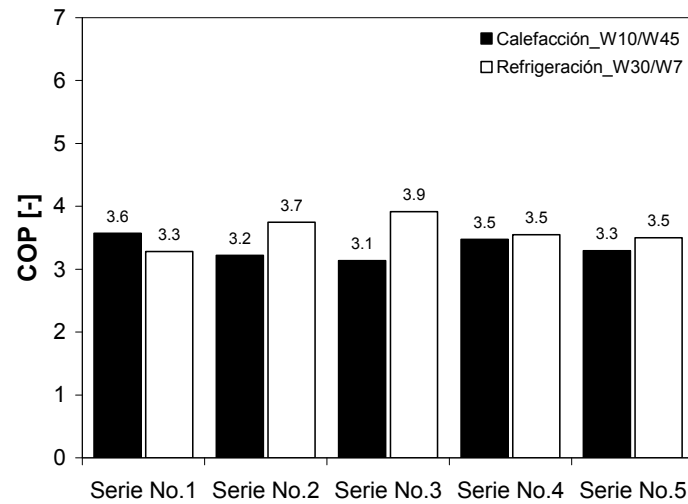
La serie de ensayos No.4 partió de la configuración original y sólo se invirtió la conexión del circuito exterior, de tal modo que el condensador siempre se encontró en contracorriente y el evaporador en equicorriente, en ambos modos de trabajo.

Finalmente en la serie de ensayos No.5 las conexiones se realizaron de tal manera que el condensador se encontró siempre en equicorriente y el evaporador en contracorriente, en ambos modos de trabajo.

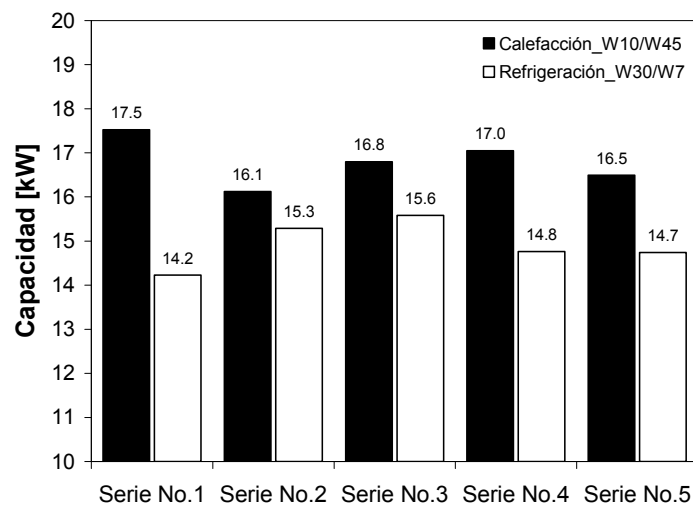
En las figuras 3.3 y 3.4 se muestran los resultados de COP y capacidad para las cinco series de experimentos antes descritas.

### 3.4 Campaña experimental

---



**Figura 3.3** Resultados de COP en calefacción y refrigeración obtenidos de la caracterización de la unidad de referencia con R407C, bajo diferentes configuraciones de flujo en los intercambiadores de calor.



**Figura 3.4** Resultados de capacidad en calefacción y refrigeración obtenidos de la caracterización de la unidad de referencia con R407C, bajo diferentes configuraciones de flujo en los intercambiadores de calor.

De los estudios mostrados anteriormente se observa que la configuración de flujo en contracorriente permite disminuir las irreversibilidades asociadas a la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua, lo cual representa una ventaja en términos de eficiencia energética, mientras que la configuración en equicorriente penaliza más a un intercambiador trabajando como condensador que como evaporador.

Por lo tanto, un diseño en el que se pretenda favorecer un determinado modo de trabajo, ya sea calefacción o refrigeración, se obtiene al acoplar ambos intercambiadores de calor en contracorriente.

La disposición de los intercambiadores de calor que favorece equitativamente a ambos modos de trabajo se obtiene al incorporar siempre el condensador en contracorriente y el evaporador en equicorriente.

Por otra parte, se observa que la válvula bidireccional presenta una cierta pérdida de capacidad al operar en el sentido de flujo no preferencial, lo cual representa una disminución en las prestaciones en un determinado modo de trabajo.

#### ***Ensayos preliminares con Propano***

Una vez que la bomba de calor de referencia fue ensayada y caracterizada con el refrigerante R407C, este fue extraído y sustituido por el propano, procediéndose a la caracterización de la máquina en las condiciones de trabajo W10/W45 y W30/W7 de calefacción y refrigeración, sin realizar ninguna modificación en los componentes del sistema.

En los estudios de caracterización con propano se llevaron a cabo diferentes pruebas en las cuales se determinó la carga de refrigerante más adecuada, buscando que esta proporcionara las máximas prestaciones en cuanto a COP y capacidad.

Adicionalmente a los estudios de carga se realizó una serie de pruebas bajo las condiciones de trabajo T1, T2 y T3 que marca la norma EN255, en una condición de carga de propano fija de aproximadamente 600g, la cual correspondió al máximo en prestaciones y que fue determinada a partir de los estudios de carga previamente realizados.

Posteriormente se llevó a cabo un segundo estudio de carga para determinar la influencia de la apertura de la válvula de expansión en el desempeño del sistema, para lo cual se ajustó la apertura de la válvula de expansión buscando

### 3.4 Campaña experimental

disminuir el sobrecalentamiento a la salida del evaporador hasta aproximadamente 2K cuando el sistema operaba en modo calefacción. Es importante destacar que mantener sobrecalentamientos cercanos a la condición de saturación en la salida de evaporador es muy difícil, en virtud de que se trata de condiciones operacionales en las que el líquido pasa de forma alternada por la salida del evaporador, causando el fenómeno de “*hunting*”<sup>7</sup> de la válvula de expansión termostática.

Debido a que en estos experimentos se pretendía potenciar el desempeño de la unidad de ensayos en modo calefacción, todos los ensayos fueron realizados conectando el condensador y el evaporador en contracorriente en modo calefacción (CC) y en equicorriente (EC) en modo refrigeración. En la tabla 3.8 se resumen las series de ensayos realizadas en el prototipo de referencia empleando propano.

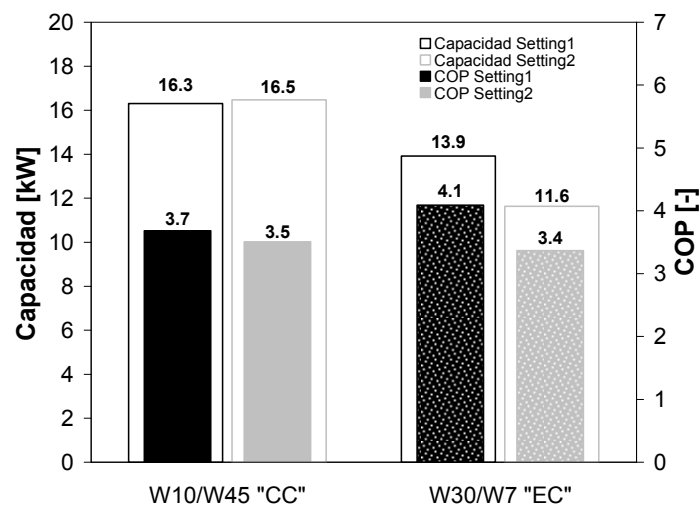
**Tabla 3.8** Condiciones de ensayo estudiadas en la unidad de referencia empleando propano bajo dos condiciones de apertura en la válvula de expansión.

Prototipo estudiado y características de los ensayos		Condiciones de trabajo ensayadas				
		Calefacción (CC)				Refrigeración (EC)
		T3 (W15/W50)	T2 (W10/W35)	T1 (W10/W50)	W10/W45	W30/W7
Prototipo de referencia	“ <i>Setting 1</i> ”	600g	600g	600g	Estudio de carga	Estudio de carga
	“ <i>Setting 2</i> ”	--	--	--	Estudio de carga	Estudio de carga

En la figura 3.5 se muestran los resultados de COP y capacidad para las dos condiciones de trabajo, y en las dos posiciones de apertura de la válvula de expansión estudiadas (“*setting1*” y “*setting2*”), observándose que en modo calefacción las prestaciones del sistema en cuanto a COP y capacidad no se ven afectadas por el cambio de “*setting*”, sin embargo al pasar a modo refrigeración se observa una disminución importante. Las barras achuradas corresponden a los ensayos realizados con los intercambiadores de calor operando en flujo equicorriente.

<sup>7</sup> Aperturas periódicas de la válvula





**Figura 3.5** Capacidad y COP en calefacción y refrigeración para las dos condiciones de apertura de la válvula de expansión estudiadas.

### 3.4.2. Caracterización del prototipo 1

La matriz de ensayos realizada con el prototipo 1 contempló diversos estudios de carga partiendo de la condición de trabajo W30/W7 para refrigeración, así como algunas pruebas complementarias en las condiciones de trabajo T1, T2, T3 y W10/W45 de calefacción con una carga aproximada de 550g de propano. En esta serie de experimentos se mantuvo el aceite POE usado en la serie de ensayos previa en una cantidad correspondiente a 1.5 litros.

Posteriormente, se retiraron tanto la carga de refrigerante como la carga de aceite POE para dar paso a un segundo grupo de experimentos que se desarrollaron empleando un nuevo aceite lubricante. Previamente a esta nueva serie de estudios se realizó un lavado del circuito frigorífico de tal forma que se extrajo en su totalidad el aceite POE restante, después de lo cual se dio paso a la carga del aceite mineral Shell Clavus G68 en una cantidad de 1.5litros.

Esta segunda serie de pruebas se inició mediante un breve estudio de carga con propano en el que se ensayaron los puntos W10/W45 y W30/W7 de calefacción y refrigeración. Posteriormente se estudiaron los puntos T1, T2 y T3 de calefacción con la misma cantidad de refrigerante empleada en el estudio previo con el aceite POE, equivalente a 550g de propano aproximadamente.

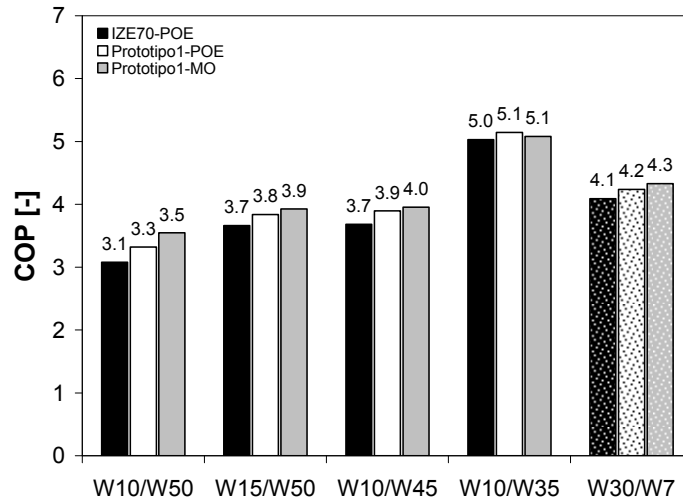
### 3.4 Campaña experimental

Finalmente, los experimentos con el prototipo 1 fueron completados con diversas pruebas en las que se modificó la posición de apertura en la válvula de expansión fijando el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, así mismo se realizó un conjunto de pruebas con diferentes saltos de temperatura en los circuitos de agua de ambos intercambiadores de calor. La tabla 3.9 muestra un resumen de los experimentos más importantes realizados en este prototipo.

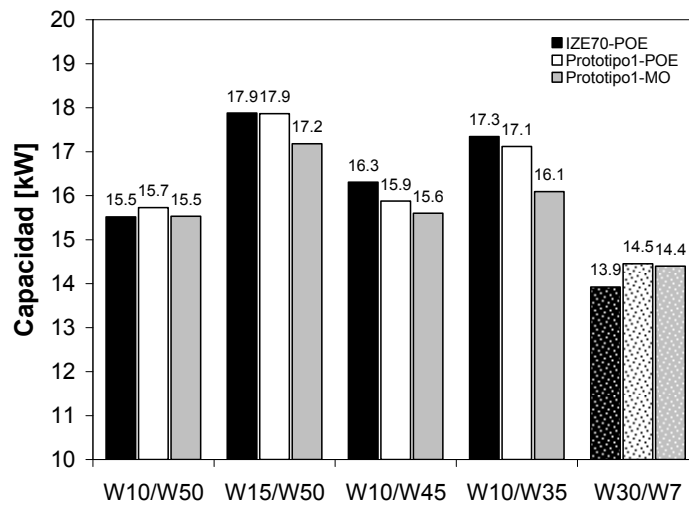
**Tabla 3.9** Resumen de los puntos de trabajo para el prototipo 1

Características de los ensayos	Condiciones de trabajo ensayadas				
	Calefacción (CC)				Refrigeración (EC)
	T3 (W15/W50)	T2 (W10/W35)	T1 (W10/W50)	W10/W45	W30/W7
Aceite POE 160PZ	(550g)	550g	550g	550g	Estudio de carga
Aceite Mineral Clavus G68	550g	550g	550g	Estudio de carga	550g y 600g
	SH_5K SC_7K (550 g)	--	--	--	550g
	SH_7K SC_7K (550 g)	550g	550g	550g	550g 550g (CC)
	SH_7K SC_7K $\Delta T_w=4K$	$\Delta T_w=4K$	$\Delta T_w=4K$	$\Delta T_w=4K$	--

En las figuras 3.6 y 3.7 se muestran los resultados de COP y capacidad de los estudios realizados en el prototipo 1 con ambos aceites lubricantes y con la misma carga de propano (550g). Estos resultados son comparados con los resultados obtenidos en el prototipo de referencia al emplear propano. Las barras achuradas corresponden a los ensayos realizados con los intercambiadores de calor operando en flujo equicorriente.



**Figura 3.6** Valores de COP de la unidad de referencia y del prototipo 1 en diferentes condiciones de trabajo en calefacción (CC), y una condición de trabajo en refrigeración (EC).



**Figura 3.7** Valores de capacidad de la unidad de referencia y del prototipo 1 en diferentes condiciones de trabajo en calefacción (CC), y una condición de trabajo en refrigeración (EC).

De las figuras anteriores se observa un ligero incremento en el COP del prototipo 1 con el uso del aceite mineral en comparación con la unidad de referencia y con el prototipo 1 usando el aceite POE, tanto en las pruebas realizadas en calefacción como en la condición realizada en modo refrigeración.

### 3.4 Campaña experimental

---

Este incremento de eficiencia en el sistema va acompañado de una disminución importante en la capacidad con el uso del aceite mineral, lo que está relacionado con la mayor cantidad de refrigerante que se requiere con este lubricante, como se comentará en la sección correspondiente a los estudios de carga con propano.

#### 3.4.3. Caracterización de los prototipos 2 y 3

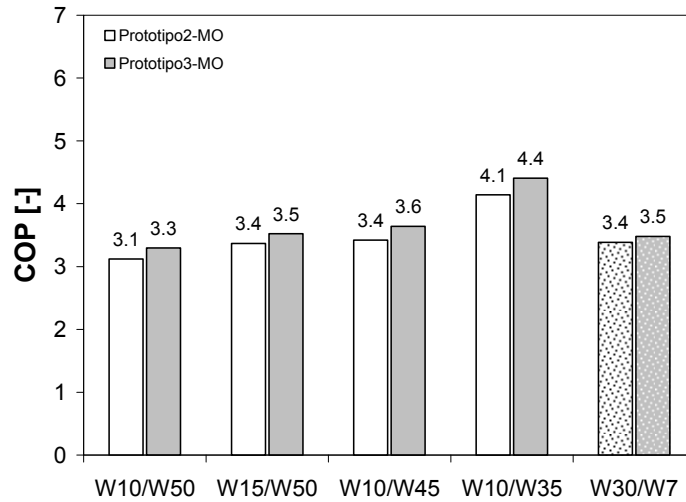
Los experimentos llevados a cabo en el prototipo 2 se realizaron nuevamente en los puntos W10/W45 y W30/W7 de calor y frío, así como en los puntos de trabajo T1, T2, T3 de la norma EN-255, con una carga de refrigerante correspondiente a 490 gramos de propano, equivalente a un subenfriamiento de 7K en la condición de trabajo T3.

En lo que respecta al prototipo 3, después de instalar el intercambiador de calor Alfa Laval de 46 placas, se procedió a realizar la misma serie de ensayos que en el prototipo 2, empleando una carga de refrigerante correspondiente a un subenfriamiento cercano a 7K en la condición de trabajo T3 y que fue de aproximadamente 700 gramos de propano. En la tabla 3.10 se resumen los puntos experimentales de la matriz de ensayos para estos dos prototipos.

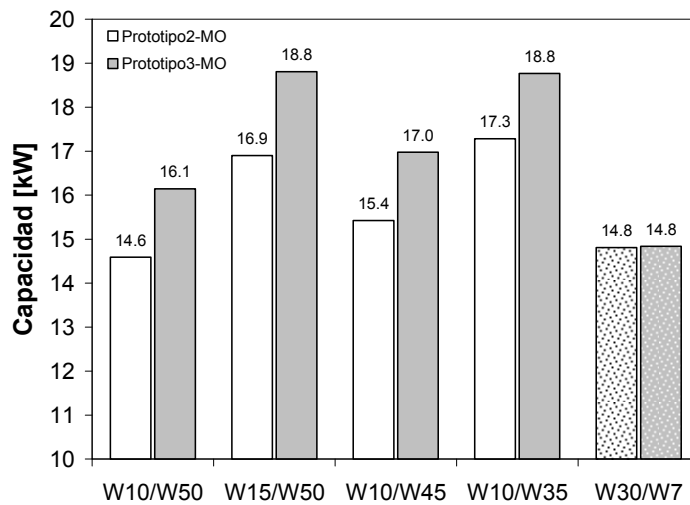
**Tabla 3.10** Resumen de los puntos de trabajo para los prototipos 2 y 3.

Prototipo estudiado	Condiciones de trabajo ensayadas				
	Calefacción (CC)				Refrigeración (EC)
	T3 (W15/W50)	T2 (W10/W35)	T1 (W10/W50)	W10/W45	W30/W7
Prototipo 2	490g (SC 7 K)	490g	490g	490g	490g
Prototipo 3	700g (SC 7 K)	700g	700g	700g	700g

Las figuras 3.8 y 3.9 se muestran los valores de COP y capacidad de los prototipos 2 y 3 en las condiciones de prueba para calefacción y refrigeración descritas en la tabla 3.10. Las barras achuradas corresponden a los ensayos realizados con los intercambiadores de calor operando en flujo equicorriente.



**Figura 3.8** Valores de COP de los prototipos 2 y 3 en diferentes condiciones de trabajo en calefacción (CC), y una condición de trabajo en refrigeración (EC).



**Figura 3.9** Valores de capacidad de los prototipos 2 y 3 en diferentes condiciones de trabajo en calefacción (CC), y una condición de trabajo en refrigeración (EC).

De la figura 3.8 se observa que el incremento en el coeficiente de operación para el prototipo 3 va del 3% al 7% en modo calefacción, mientras que en modo refrigeración la ganancia es de aproximadamente 3%. Por otra parte, en la figura 3.9 se observa que el prototipo 3 proporciona valores de capacidad 10%

### 3.4 Campaña experimental

---

mayores que el prototipo 2 en modo calefacción, mientras que en modo refrigeración no hay cambios significativos.

Las diferencias observadas se deben en parte por la mayor cantidad de refrigerante que requiere el prototipo 3, y por el uso del intercambiador de calor Alfa Laval que cuenta con una mayor área de transferencia de calor.

#### **3.4.4. Caracterización de los prototipos 4, 5 Y 6.**

Los ensayos realizados en el prototipo 4 han incluido estudios de carga en las condiciones de trabajo W10/W45 y W30/W7 de calor y frío. Dichos estudios se han realizado en dos condiciones de carga, las cuales equivalen aproximadamente a 450g y 490g de propano y que correspondientes a valores de subenfriamiento de 5 K y 7K respectivamente.

En estas dos condiciones de carga se realizaron posteriormente diferentes series de ensayos en los puntos T1, T2 y T3 para calefacción, observándose que los resultados obtenidos con este prototipo son consistentes con los conseguidos en el prototipo 1, pero con una ligera reducción de la cantidad de refrigerante necesaria en el sistema.

En cuanto a los experimentos realizados en los prototipos 5 y 6, estos estuvieron enfocados a incrementar las prestaciones de ambas unidades en modo refrigeración, sin restar importancia al modo calefacción. Por tanto con la intención de que la serie de puntos realizados en este prototipo fueran representativos para refrigeración y también extendidos a calefacción, se adoptó el plan de pruebas que se indica en la tabla 3.11, previamente suprimiendo la válvula de inversión del ciclo, de tal forma que en todo momento los intercambiadores de calor operaron en contracorriente.

### 3. Metodología de ensayos

**Tabla 3.11** Puntos de ensayo para el prototipo 4 bajo las condiciones de temperatura del suelo de la ciudad de Valencia en diferentes épocas del año.

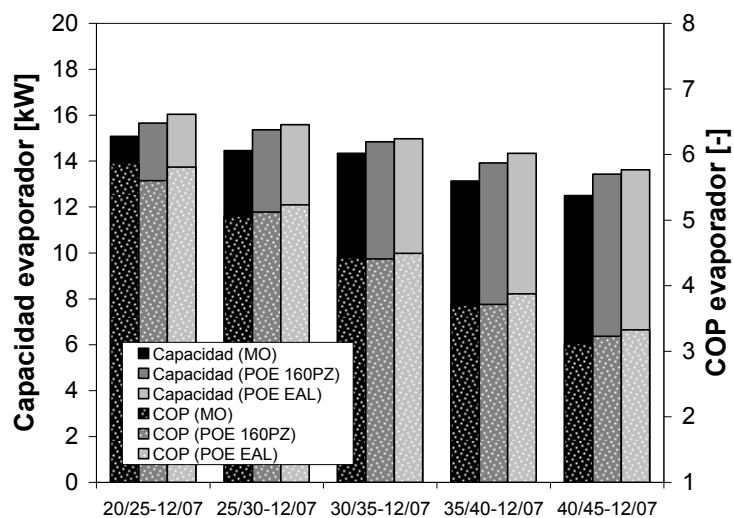
Prototipo estudiado y características de los ensayos		Condiciones de trabajo ensayadas Calefacción -Refrigeración			
		Temperaturas en el foco frío de 12°C/7°C en todos los casos			
		40°C/45°C	35°C/40°C	30°C/35°C	20°C/25°C
Prototipo 5	Aceite POE 160PZ	440g, 490g, 540g	440g, 490g, 540g	440g, 490g, 540g	440g, 490g, 540g
		Estudio de apertura en la válvula	--	--	--
	Aceite MO Clavus	Estudio de apertura en la válvula	SH≈8K	SH≈8K	SH≈8K
Prototipo 6	Aceite POE 160PZ	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g
	Aceite MO Clavus	460g, 500g, 540g, 590g, 640g	460g, 500g, 540g, 590g, 640g	460g, 500g, 540g, 590g, 640g	460g, 500g, 540g, 590g, 640g
	Aceite POE EAL	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g	450g, 500g, 550g

Inicialmente se realizaron los estudios de caracterización con el prototipo 5 bajo diferentes cargas de refrigerante y en las condiciones de trabajo establecidas en la tabla 3.11. En estos experimentos se observó que el sobrecalentamiento del refrigerante fue considerablemente bajo, principalmente porque en este diseño se suprimió la válvula de inversión del ciclo que proporciona un sobrecalentamiento adicional al refrigerante en la succión del compresor.

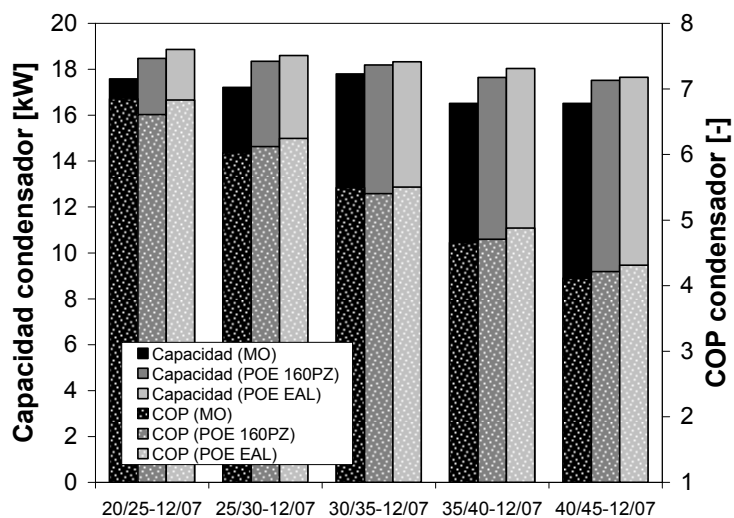
Por tanto, se procedió a realizar una serie de pruebas realizando un barrido de apertura en la válvula de expansión para determinar el grado de sobrecalentamiento óptimo, fijando para ello una carga de refrigerante de aproximadamente 490g de propano en la condición de trabajo 12/7-40/45. Este procedimiento se realizó nuevamente al cambiar el aceite POE por el aceite mineral en este mismo prototipo.

En cuanto a las pruebas realizadas en el prototipo 6, en este diseño se examinaron tres tipos de lubricantes bajo diferentes cargas de refrigerante y en las condiciones de temperatura que se indican en la tabla 3.11. En las figuras 3.10 y 3.11 se muestra una comparativa de las prestaciones en el condensador y evaporador de este prototipo, empleando una carga de 500g de propano.

### 3.4 Campaña experimental



**Figura 3.10** Valores de capacidad y COP en el evaporador del prototipo 6 empleando tres tipos de lubricantes distintos con 500g de propano y en diferentes temperaturas de trabajo.



**Figura 3.11** Valores de capacidad y COP en el condensador del prototipo 6 empleando tres tipos de lubricantes distintos con 500g de propano y en diferentes temperaturas de trabajo.

De las figuras anteriores se aprecia que las prestaciones de la unidad con el uso de los dos aceites POE son mayores que las que proporciona la unidad al emplear el aceite mineral. Estos resultados contrastan con los obtenidos en el



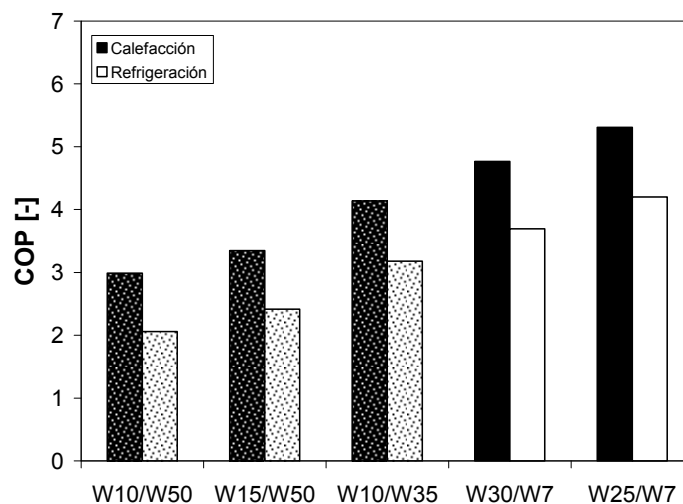
prototipo 1, en los cuales se observó una mayor capacidad de la unidad con el uso del aceite mineral.

Es importante mencionar que las diferencias observadas en cuanto a las prestaciones de los diferentes prototipos con los aceites están ligadas principalmente a la carga óptima de propano en cada sistema, como se discutirá en el capítulo dedicado al análisis de resultados.

#### 3.4.5. Caracterización del prototipo 7

Los estudios de caracterización del prototipo 7 fueron realizados en tres condiciones representativas para modo calefacción y dos para modo refrigeración. A diferencia de los prototipos anteriores, en esta unidad se dio prioridad al modo refrigeración, por lo que ambos intercambiadores de calor operaron en flujo contracorriente en este modo de trabajo.

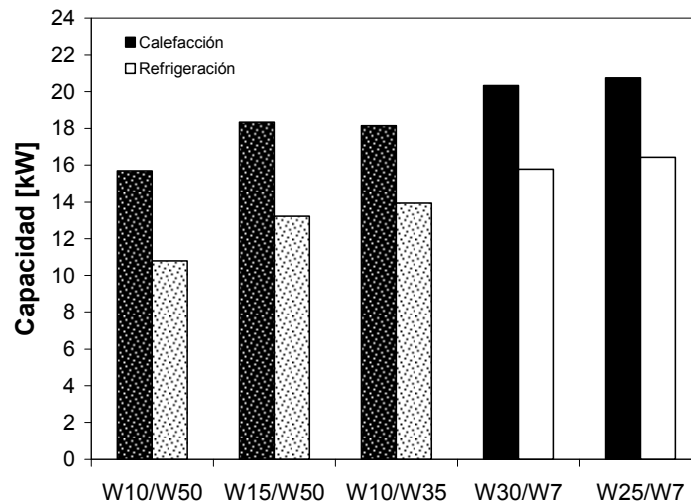
Inicialmente se realizó un estudio de carga en la condición de trabajo W30/W7 de refrigeración, para determinar la carga de propano que requería este sistema por el uso de un compresor de mayor tamaño y con una mayor cantidad de aceite lubricante. Una vez que se obtuvo la carga de propano adecuada se procedió a realizar la caracterización de la unidad en las condiciones de trabajo que se muestran en las figuras 3.12 y 3.13.



**Figura 3.12** Valores de COP del prototipo 7 en diferentes temperaturas de trabajo para calefacción (EC) y refrigeración (CC), con una carga aproximada de 580g de propano.

### 3.4 Campaña experimental

---



**Figura 3.13** Valores de capacidad del prototipo 7 en diferentes temperaturas de trabajo para calefacción (EC) y refrigeración (CC), con una carga aproximada de 580g de propano.

En las figuras anteriores, las barras achuradas corresponden nuevamente a los ensayos realizados con los intercambiadores de calor operando en flujo equicorriente.

Finalmente, en la figura 3.14 se muestra un esquema general del conjunto de prototipos y ensayos realizados. En total se han estudiado siete máquinas, cada una con diferentes componentes, incluyendo los aceites, diferentes cargas de refrigerante y como parámetros de funcionamiento el subenfriamiento, el sobrecalentamiento para diferentes condiciones de operación, todo ello con aproximadamente 450 puntos de ensayo.

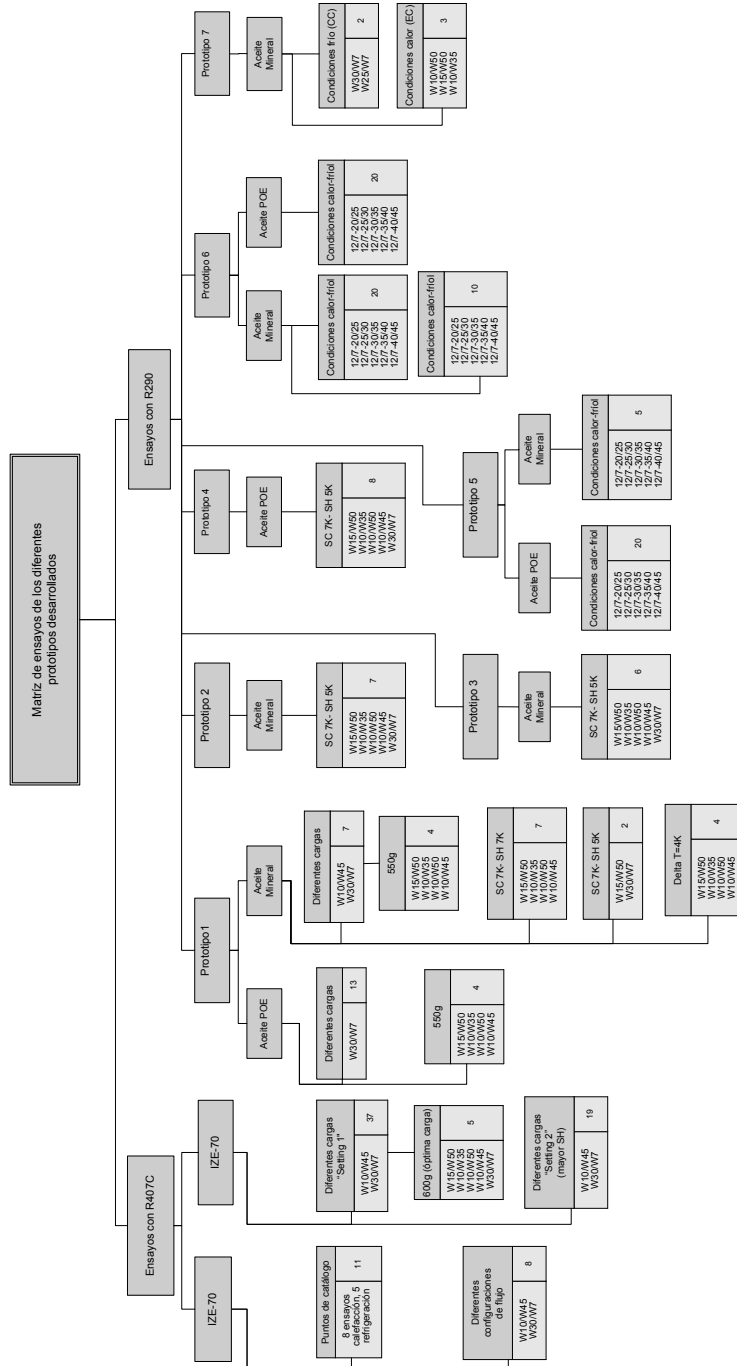


Figura 3.14 Esquema general de ensayos realizado en los diferentes prototipos de bombas de calor construidas.

### 3.5 Procedimiento de carga de propano

---

#### **3.5. Procedimiento de carga de propano**

El procedimiento para realizar la carga de refrigerante en las unidades experimentales fue el que se describe a continuación.

Inicialmente se realizaron dos pruebas de hermeticidad en cada una de las unidades experimentales estudiadas, a fin de asegurar que las uniones entre los componentes y las tuberías no permitieran la salida de refrigerante y que las cargas introducidas en el sistema se mantuvieran constantes a lo largo de las pruebas.

En la primera prueba se introduce nitrógeno seco en el sistema, de tal forma que se incrementa la presión en su interior hasta alcanzar una presión considerablemente superior a la presión de condensación máxima que debe soportar la unidad, sin llegar a sobrepasar los límites de resistencia de las tuberías.

En este punto se realiza un “dopado” de la carga de nitrógeno, por medio de la introducción de una pequeña cantidad de refrigerante, como puede ser el propano puro, de tal forma que es posible emplear un detector de hidrocarburos para la localización de fisuras o poros en las uniones soldadas. Si la presión se mantiene constante en el sistema durante un periodo prolongado de tiempo, y no se detectan trazas de refrigerante en las uniones soldadas, la prueba se considera válida.

El siguiente paso consiste en realizar una prueba de vacío en el sistema, para lo cual se retira el nitrógeno seco, y mediante una bomba de vacío se succionan los restos de refrigerante y nitrógeno hasta obtener una presión absoluta en el sistema no mayor a 20 mbar, en esta condición se comprueba nuevamente que el vacío se mantiene durante un periodo prolongado de tiempo.

Esta segunda prueba tiene la finalidad de comprobar que las uniones de goma que suele haber en determinados elementos del sistema, no permita la entrada de aire en el proceso de carga de refrigerante. Así mismo, esta prueba permite que tanto el refrigerante o trazas de vapor de agua que se encuentran disueltos en el lubricante se evaporen y puedan ser retirados del sistema.

Una vez que se ha comprobado la hermeticidad de la unidad experimental, se procede a realizar un nuevo vacío en el circuito de refrigeración hasta conseguir una presión absoluta no mayor a 20 mbar, después de lo cual se introduce una pequeña cantidad de refrigerante en el sistema, la que es realizada por medio de un depósito y una balanza.

### 3. Metodología de ensayos

---

La medida de la carga de refrigerante se determina con la diferencia en masa del refrigerante contenido en el depósito antes y después de realizar la carga. La cantidad de refrigerante que es inicialmente introducido en cada sistema ha dependido de la unidad experimental en cuestión, siendo en la mayoría de las pruebas cercana a los 400 gramos.

El depósito para cargar el propano ha sido a su vez llenado con este refrigerante por medio de una bomba de recuperación, conectada a un recipiente de mayor tamaño, como se observa en la figura 3.15.



**Figura 3.15** Detalle del procedimiento de llenado del recipiente de almacenamiento de refrigerante para su posterior introducción en la unidad de ensayos

Una vez que se ha introducido una cantidad inicial de refrigerante en la unidad experimental, esta ha sido puesta en marcha hasta conseguir un régimen estacionario en una de las condiciones de trabajo previamente establecidas. En esta condición de trabajo se han determinado los parámetros de operación y las prestaciones, las cuales son la referencia para las nuevas condiciones de carga.

Para determinar la carga óptima de refrigerante se ha incrementado la cantidad de propano añadiendo pequeñas cantidades de refrigerante, entre 10 y 50 gramos de propano cada vez, manteniendo en todo momento fijas las

### 3.5 Procedimiento de carga de propano

---

condiciones de trabajo<sup>8</sup>. Esto ha permitido evaluar los cambios que se dan en los parámetros del ciclo y las prestaciones del sistema al incrementar la cantidad de refrigerante.

La introducción de las pequeñas fracciones de refrigerante se realiza a través de la línea de succión del compresor, en donde la presión del sistema es mínima. Previamente a este paso, se pone en marcha la resistencia eléctrica instalada en el depósito de carga, a fin de conseguir que la presión del refrigerante en su interior alcance un valor significativamente mayor al de la presión de succión del sistema ( $\approx 15\text{bar}$ ). Con ello se evita que las presiones del sistema y del depósito se igualen en el momento de realizar la carga, lo que ocasionaría una pérdida de control en la cantidad de refrigerante que se incorpora a la unidad experimental.

A partir de la información de las prestaciones del sistema en cada condición de carga se procedió a determinar la relación existente entre la carga mínima de propano y el COP máximo de cada prototipo, tomando en cuenta los cambios que cada circuito frigorífico incorporaba y las condiciones de trabajo seleccionadas.

---

<sup>8</sup> Temperaturas de entrada y salida del agua en el condensador y evaporador, con saltos de temperatura de 5 K para la mayoría de los experimentos.

---

## CAPÍTULO 4

---

### Procedimiento de Análisis

---

#### 4.1. Análisis de los componentes del circuito frigorífico

El planteamiento de análisis que se propone a lo largo de este capítulo pretende destacar los parámetros de mayor importancia a considerar en el diseño o adaptación de un sistema de refrigeración para funcionar con un refrigerante determinado, principalmente cuando se trata de un fluido poco convencional como lo es el propano.

Por ello el capítulo se divide en dos partes, en la primera de ellas se describe el método de análisis adoptado en el estudio de los principales componentes que conforman el circuito frigorífico, mientras que en la segunda parte se estudia la influencia que tienen las condiciones de operación del sistema en su desempeño.

No obstante a que las prestaciones de un sistema de refrigeración dependen en gran medida de las variables de diseño, tales como el tipo de compresor, intercambiadores de calor, el refrigerante empleado y en general al diseño global del circuito frigorífico, existen factores externos que condicionan de igual forma su eficiencia.

Tales factores pueden ser las temperaturas interiores y exteriores de los circuitos a los que se acopla la máquina, las condiciones de operación propias del ciclo de refrigeración, como el grado de sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante, la carga de refrigerante, etc.

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

### 4.1.1. Análisis de los compresores

Se considera que el elemento de mayor importancia en un sistema de refrigeración que opera a partir de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el propio compresor, ya que este es el elemento que determina la capacidad del sistema y marca fundamentalmente su eficiencia.

La misión del compresor es la de aspirar el refrigerante sobrecalentado proveniente del evaporador y transportarlo al condensador aumentando su presión y temperatura, realizando con ello un aporte de energía al fluido frigorífico que se traducirá posteriormente en la transferencia de energía en forma de calor entre dos medios externos al sistema, generalmente agua o aire, que se encontrarán a temperaturas distintas.

Para obtener la máxima eficiencia en el proceso de compresión se requiere de una correcta selección del compresor en función de las condiciones de operación y de las propiedades del fluido de trabajo, de acuerdo con la aplicación deseada. En este sentido, existen diferentes tipos de compresores, que según su principio de funcionamiento se pueden clasificar en dos grandes grupos:

Compresores volumétricos (desplazamiento positivo) que pueden ser a su vez alternativos o rotativos; y compresores centrífugos. Por otra parte, en cuanto al acoplamiento del motor eléctrico con el mecanismo de compresión estos pueden ser:

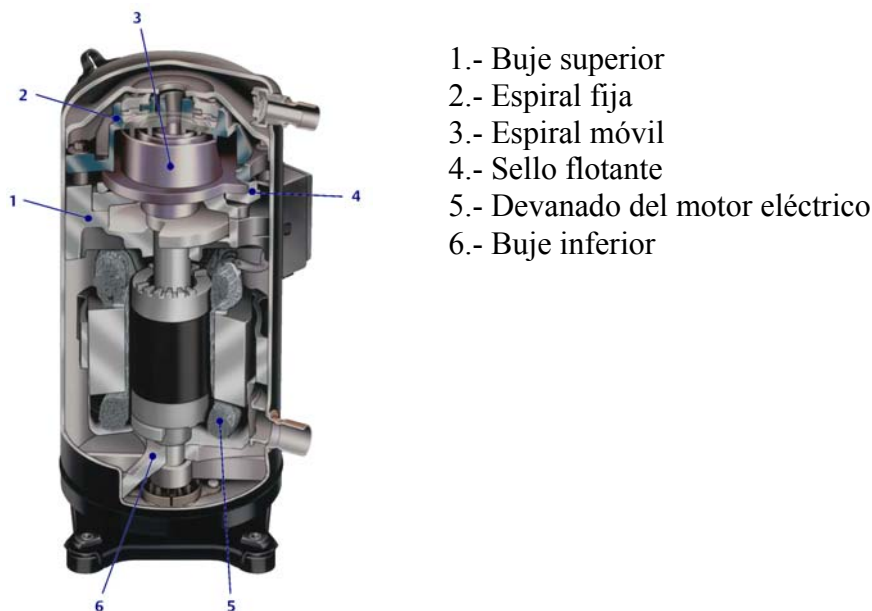
- **Abiertos:** El motor y el compresor son independientes. Los ejes se acoplan en el montaje asegurándose la estanqueidad en el paso del eje. Algunas de las desventajas principales de estos compresores son el mayor peso, tamaño y costos, una mayor vulnerabilidad a fallas en los sellos, la difícil alineación del cigüeñal, ruido excesivo, corta vida de los componentes de acoplamiento, etc.
- **Semiherméticos:** El compresor es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor. Tanto el motor como el compresor se encuentran herméticamente sellados en el interior de una cubierta común. Con este tipo de diseño se eliminan los problemas de sellado, el diseño resultante es compacto, económico, eficiente y básicamente no requiere mantenimiento. Las cubiertas del estator, placas del fondo y cubiertas de Carter son desmontables permitiendo el acceso para sencillas reparaciones en el caso de que se deteriore el compresor.



#### 4. Procedimiento de análisis

- Herméticos: Como en el caso de los compresores semiherméticos, el motor eléctrico se encuentra montado directamente en el cigüeñal del compresor, pero el cuerpo es una carcasa metálica sellada con soldadura. En este tipo de compresores no pueden llevarse a cabo reparaciones interiores puesto que la única manera de abrirlos es cortar la carcasa del compresor.

La mayor parte de los experimentos realizados en el presente trabajo han sido realizados con el uso de un compresor hermético rotativo de tipo Scroll (Fig. 1.3), sin embargo a fin de poder realizar un estudio comparativo con otras tecnologías se incluyeron diversos ensayos con dos compresores alternativos, uno de ellos hermético y otro semihermético.

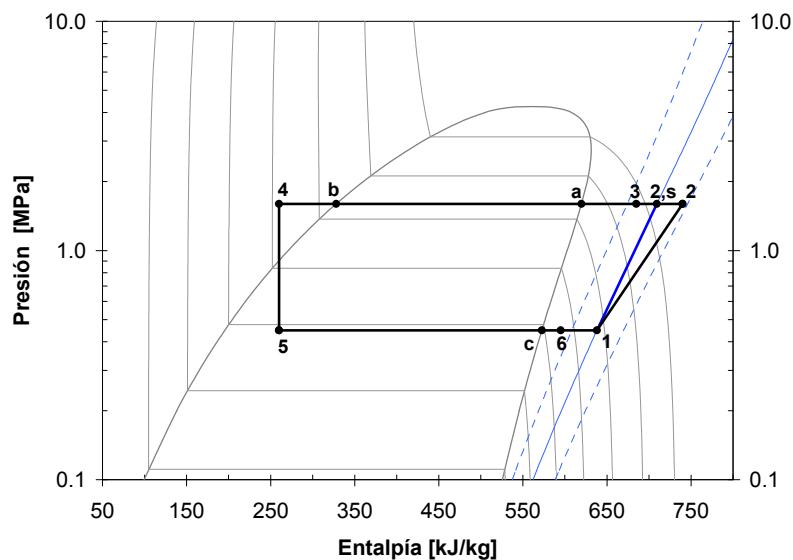


**Figura 4.1** Compresor tipo Scroll, empleado en la caracterización de la mayor parte de prototipos.

Los compresores ensayados han sido estudiados y comparados a partir de sus curvas de rendimiento volumétrico y de rendimiento del compresor, ya que estas curvas son los dos parámetros que proporcionan la información básica para determinar el correcto dimensionamiento de un sistema, así como la eficiencia que puede ser alcanzada por éste en determinados rangos de trabajo y con determinados refrigerantes.

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

En este sentido, es importante destacar la importancia que tiene la generación de datos experimentales para determinar estos dos parámetros con un refrigerante poco convencional como lo es el propano, así como su comparación con otros refrigerantes, como puede ser el R407C. Las expresiones que describen estas eficiencias son deducidas a partir de ciclo termodinámico que ilustra el diagrama de presión *v/s* entalpía de la figura 4.2.



**Figura 4.2** Diagrama presión entalpía de un ciclo de refrigeración básico.

En la figura 4.2 los puntos **1** y **2** representan la succión y descarga del compresor, mientras que el punto **2,s** representa la condición de descarga de refrigerante considerando una condición de entropía constante desde el punto **1**; los puntos **3** y **4** representan respectivamente la entrada y salida del refrigerante en el condensador; mientras que los puntos **5** y **6** se refieren a la entrada y salida del refrigerante en el evaporador. Los puntos **a** y **b** indican respectivamente las condiciones de saturación de vapor y líquido en la zona de alta presión, mientras que **c** es la condición de vapor saturado en baja presión.

### *Eficiencia del compresor*

El rendimiento del compresor establece la relación entre la potencia de compresión isentrópica (la potencia mínima requerida por el compresor para llevar al refrigerante desde las condiciones de succión, hasta la presión de descarga) y la potencia eléctrica de accionamiento del compresor.

#### 4. Procedimiento de análisis

Esta definición incluye todas las irreversibilidades asociadas al proceso de compresión del refrigerante (pérdidas de presión, recirculaciones, calentamiento del fluido, etc.) así como las pérdidas mecánicas y eléctricas. En la expresión 4.1a se indica la dependencia de la eficiencia del compresor con el gasto másico de refrigerante, la potencia eléctrica consumida, así como con la diferencia de entalpías entre la succión y descarga del compresor considerando un proceso isentrópico. En la expresión 4.1b se expresa la potencia consumida por el compresor con respecto a la energía eléctrica y el periodo de ensayos t.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r (h_{2s,r}(P_2, S_1) - h_{1,r}(P_1, T_1))}{\dot{W}} \quad (4.1a)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r (h_{2s,r}(P_2, S_1) - h_{1,r}(P_1, T_1))}{\frac{\Delta E}{t}} \quad (4.1b)$$

En los experimentos, los valores de las entalpías han sido determinados a partir de los datos de presión y temperatura medidos en la succión y descarga del compresor. Por otra parte, el consumo eléctrico del compresor ha sido evaluado por medio de un contador de energía acoplado a la alimentación eléctrica del compresor.

Debido a que en los prototipos desarrollados no se contó con un medidor de flujo para evaluar la cantidad de refrigerante trasegado por el compresor, principalmente por motivos de disminución de carga de refrigerante, el gasto másico ha sido determinado mediante un balance de energía en los intercambiadores de calor, como se comentará más adelante.

En cuanto a la incertidumbre asociada a la evaluación de la eficiencia del compresor, esta se encuentra determinada por medio de la expresión 4.2, deducida a partir de la definición de la ley de propagación del error que describe expresión 3.3 del capítulo anterior y de la definición indicada en la ecuación 4.1b.

$$\varepsilon_{\eta_c} = \eta_c \sqrt{\frac{\varepsilon_{\dot{m}_r}^2}{\dot{m}_r^2} + \frac{\varepsilon_{h_{2s,r}}^2}{(h_{2s} - h_1)_r^2} + \frac{\varepsilon_{h_{1,r}}^2}{(h_{2s} - h_1)_r^2} + 2 \frac{\varepsilon_E^2}{(\Delta E)^2} + \frac{\varepsilon_t^2}{t^2}} \quad (4.2)$$

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

En la expresión anterior, la precisión de los instrumentos de medida determina la incertidumbre que estos introducen en la evaluación de la eficiencia del compresor, sus valores se encuentran definidos en la tabla 3.2. Por otra parte, el cálculo de la incertidumbre asociada a las entalpías en la succión, y en la descarga considerando una compresión isentrópica, se determina de la siguiente forma:

$$\varepsilon_{h_{1,r}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{1,r}}{\partial P_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{P_{1,r}}^2 + \left(\frac{\partial h_{1,r}}{\partial T_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{1,r}}^2} \quad (4.3a)$$

$$\varepsilon_{h_{2s,r}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{2s,r}}{\partial P_{2s,r}}\right)^2 \varepsilon_{P_{2s,r}}^2 + \left(\frac{\partial h_{1,r}}{\partial P_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{P_{1,r}}^2 + \left(\frac{\partial h_{1,r}}{\partial T_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{1,r}}^2} \quad (4.3b)$$

En las expresiones 4.3a y 4.3b, los valores de las entalpías dependen de las presiones y temperaturas del refrigerante en los correspondientes puntos del ciclo, ya sea en la succión del compresor, o en la descarga considerando una compresión isentrópica.

Al igual que en casos anteriores, la forma de la ecuación de estado que determina los valores de las entalpías de las expresiones 4.3a y 4.3b, es una función desconocida que depende de las presiones y la temperaturas del refrigerante, por lo que las derivadas parciales de estas expresiones han sido aproximadas por medio de pequeños incrementos<sup>9</sup>, dada la dificultad de realizar las derivadas numéricas.

Finalmente, la expresión que define incertidumbre en el cálculo del gasto másico de refrigerante, debida a los instrumentos de medida empleados en su evaluación se comentará con detalle en párrafos posteriores.

### ***Eficiencia volumétrica del compresor***

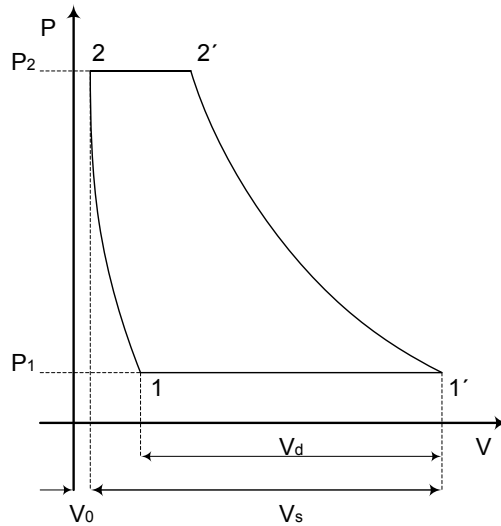
La eficiencia volumétrica indica la relación entre el volumen que ocupa el refrigerante al ser aspirado por el compresor y el volumen total que es “barrido” en la cámara de compresión, y que equivale al volumen de refrigerante que teóricamente podría desplazarse fuera de ésta al finalizar el proceso de

---

<sup>9</sup> Equivalentes en magnitud a los errores asociados a los instrumentos de medida.

#### 4. Procedimiento de análisis

compresión. La figura 4.3 muestra un diagrama de Clapeyron simplificado en el cual se ejemplifica de forma gráfica el ciclo que sigue el refrigerante en el proceso de compresión, en donde se observa gráficamente la diferencia entre los volúmenes a los que hace referencia la definición de la eficiencia volumétrica.



- 1'-2' Proceso de compresión del refrigerante.
- 2'-2 Apertura de la válvula de descarga.
- 2-1 Proceso de reexpansión del refrigerante almacenado en el volumen muerto  $V_0$ .
- 1-1' Proceso de aspiración de refrigerante proveniente del evaporador.

**Figura 4.3** Diagrama presión *v/s* volumen del ciclo de compresión que sigue un compresor de desplazamiento volumétrico, indicando el volumen muerto, aspirado y barrido a lo largo del proceso de compresión.

La expresión que determina la eficiencia volumétrica del compresor se encuentra definida según indica la expresión 4.4a, en donde se relaciona el flujo volumétrico del compresor con el desplazamiento de este en un régimen de giro determinado, donde  $v_{1,r}$  es el volumen específico del refrigerante evaluado a la presión y temperatura en la succión del compresor.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_s} = \frac{\dot{m}_r v_{1,r}(P_1, T_1)}{V_s n} \quad (4.4a)$$

La expresión 4.4a puede ser expresada también como una función de la densidad y de las revoluciones por minuto a las que gira el motor eléctrico, tal y como indica la expresión 4.4b. En referencia a esto se considera que a lo largo de los experimentos el régimen de giro del compresor se mantiene constante, independientemente del refrigerante y de la carga empleados.

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{1,r}(P_1, T_1) V_s \left(\frac{\text{RPM}}{60}\right)} \quad (4.4b)$$

En un compresor de desplazamiento positivo, la eficiencia volumétrica depende en gran medida del espacio muerto que es ocupado por el refrigerante y que no llega a ser desplazado fuera de la cámara de compresión. En los compresores de pistón, el espacio muerto es una necesidad mecánica, que no se presenta en los compresores de tipo Scroll por la naturaleza de su diseño.

Por otra parte, el factor presostático tiene un efecto importante en la eficiencia volumétrica de un compresor, debido a que el volumen de refrigerante contenido en el espacio muerto tiende a aumentar al incrementarse la relación de presiones entre la descarga y la aspiración del compresor. Esto afecta de forma negativa a la eficiencia volumétrica, debido a que al realizarse el proceso reexpansión de esta cantidad refrigerante en la cámara de compresión, el volumen de refrigerante “fresco” que es aspirado en la succión, disminuye significativamente.

Entre los factores adicionales que perjudican a la eficiencia volumétrica de un compresor se encuentran: las pérdidas de presión en las válvulas, las fugas de refrigerante, así como la transferencia de calor entre la zona de alta y baja presión.

### ***Incertidumbre en la eficiencia volumétrica debida a los instrumentos de medida***

En cuanto a la influencia que tiene la precisión de cada uno de los instrumentos de medida usados en el valor de la eficiencia volumétrica del compresor, esta se encuentra definida por la ecuación 4.5. Esta expresión se deriva del método de análisis de incertidumbre planteado en el capítulo anterior, y de la definición de la eficiencia volumétrica indicada por la ecuación 4.4b.

$$\varepsilon_{\eta_v} = \eta_v \sqrt{\frac{\varepsilon_{\dot{m}_r}^2}{\dot{m}_r^2} + \frac{\varepsilon_{\rho_{1,r}}^2}{\rho_{1,r}^2} + \frac{\varepsilon_{V_s}^2}{V_s^2} + \frac{\varepsilon_n^2}{\left(\frac{\text{RPM}}{60}\right)^2}} \quad (4.5)$$

En la expresión 4.5, la incertidumbre de la densidad del refrigerante en condiciones de presión y temperatura a la succión del compresor se encuentra definida por la expresión 4.6a. Al igual que en casos anteriores, la incertidumbre asociada a esta propiedad se ha obtenido mediante la

aproximación de las ecuaciones diferenciales a pequeños incrementos, equivalentes en magnitud a los errores de medida de los instrumentos empleados en la evaluación de la presión y temperatura en éste punto del ciclo, como indica la expresión 4.6b. Finalmente, la expresión que describe la incertidumbre asociada al gasto másico de refrigerante se describe en el siguiente apartado.

$$\varepsilon_{\rho_{1,r}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_{1,r}}{\partial p_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{p_{1,r}}^2 + \left(\frac{\partial \rho_{1,r}}{\partial T_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{1,r}}^2} \quad (4.6a)$$

$$\varepsilon_{\rho_{1,r}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \rho_{1,r}}{\Delta p_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{p_{1,r}}^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{1,r}}{\Delta T_{1,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{1,r}}^2} \quad (4.6b)$$

***Estimación del gasto másico de refrigerante trasegado por el compresor***

De las expresiones descritas anteriormente para el cálculo de los rendimientos volumétrico y del compresor se comprueba la dependencia que existe entre estas dos magnitudes con el gasto másico de refrigerante que es desplazado por el compresor a lo largo del circuito frigorífico.

En relación a esto, en el desarrollo de los experimentos realizados en la tesis no ha sido posible evaluar de forma experimental el gasto másico de refrigerante desplazado por cada uno de los compresores estudiados, debido a que no se contó con un medidor de flujo para este fin, principalmente por motivos de disminución de la carga de refrigerante en el sistema.

Por tanto, el gasto másico de refrigerante ha sido determinado de forma indirecta mediante balances de energía entre el refrigerante y el agua en ambos intercambiadores de calor, suponiendo despreciable la transferencia de calor con el entorno. En las ecuaciones (4.7) y (4.8) se indican las expresiones que describen los balances de energía planteados en el condensador y evaporador.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_w \overline{Cp}_w \Delta T_w = \dot{m}_r (h_3 - h_4)_r \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_w \overline{Cp}_w \Delta T_w = \dot{m}_r (h_6 - h_5)_r \quad (4.8)$$

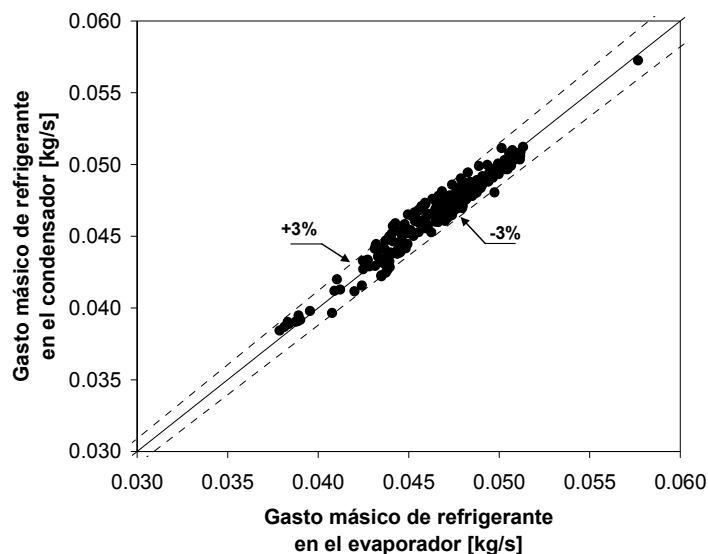
#### 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

De las expresiones anteriores, las temperaturas y los gastos máxicos del agua que circulan en ambos intercambiadores de calor han sido determinados experimentalmente, mientras que el calor específico medio del agua y las entalpías del refrigerante dependen de las temperaturas y presiones del refrigerante en los puntos del ciclo correspondientes. Por tanto, el gasto máxico de refrigerante se obtiene despejando de las ecuaciones 4.7 y 4.8.

Una forma de verificar que las estimaciones de los gastos máxicos calculados a partir de los balances de energía son correctas es comparar entre si los valores de gasto máxico de refrigerante obtenidos a partir de los balances de energía en ambos intercambiadores de calor.

La figura 4.4 muestra la diferencia entre el gasto máxico calculado a partir de los datos del evaporador y condensador para aproximadamente 350 ensayos realizados, observándose que la desviación no supera el 3%.



**Figura 4.4.** Comparación de los gastos máxicos de refrigerante calculados a partir de balances de energía en los intercambiadores de calor.

##### ○ *Incertidumbre del gasto máxico de refrigerante*

El error asociado al cálculo del gasto máxico de refrigerante debido al procedimiento de evaluación adoptado se encuentra definido por la expresión 4.9.



$$\varepsilon_{m_r} = m_r \sqrt{\frac{\varepsilon_{m_w}^2}{m_w^2} + \frac{\varepsilon_{Cp_w}^2}{Cp_w^2} + 2 \frac{\varepsilon_{T_w}^2}{(\Delta T_w)^2} + \frac{\varepsilon_{h_{0,r}}^2}{\Delta h_r^2} + \frac{\varepsilon_{h_{1,r}}^2}{\Delta h_r^2}} \quad (4.9)$$

En la expresión anterior, el error asociado al calor específico del agua se calcula de la misma forma que en los casos anteriores por medio de la expresión (4.10), mientras que el error de las entalpías de entrada y salida en cada intercambiador de calor se realiza conforme lo indica la expresión 4.11.

$$\varepsilon_{Cp_w} = \sqrt{\left(\frac{\partial Cp_w}{\partial p_w}\right)^2 \varepsilon_{p_w}^2 + \left(\frac{\partial Cp_w}{\partial T_w}\right)^2 \varepsilon_{T_w}^2} \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_{h_{i,r}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{i,r}}{\partial p_{i,r}}\right)^2 \varepsilon_{p_{i,r}}^2 + \left(\frac{\partial h_{i,r}}{\partial T_{i,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{i,r}}^2} \quad (4.11)$$

En la expresión 4.11, los valores de las entalpías dependen de las presiones y temperaturas del refrigerante en los correspondientes puntos del ciclo, ya sea a la entrada de los intercambiadores en donde  $i$  puede ser 3 o 5, o a la salida de cada intercambiador de calor en donde  $i$  es igual a 4 o 6, según se trate del condensador o evaporador, siguiendo la nomenclatura de la figura 4.2.

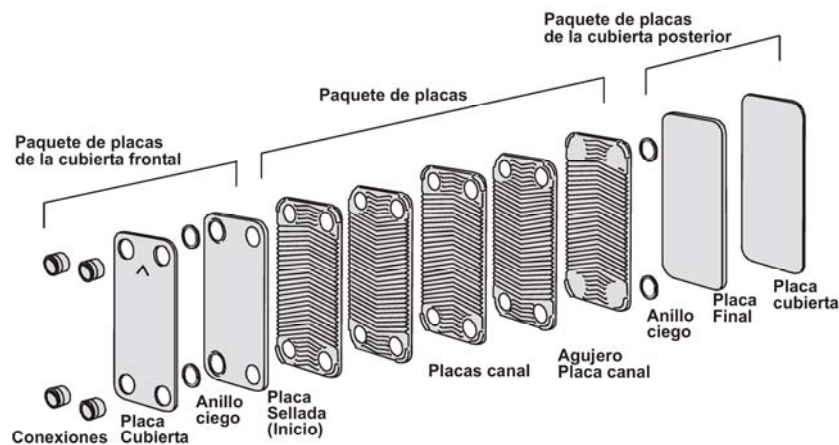
Al igual que en casos anteriores, la forma de la ecuación de estado que determina los valores del calor específico del agua en la ecuación 4.10 y de entalpía en la expresión 4.11 es una función desconocida que depende de la presión y la temperatura de cada fluido, por lo que las derivadas parciales de estas expresiones han sido aproximadas por medio de pequeños incrementos, equivalentes en magnitud a los errores asociados a los instrumentos de medida, dada la dificultad de realizar las derivadas numéricas con respecto a la presión y a la temperatura.

#### 4.1.2. Análisis de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son los segundos elementos de mayor importancia dentro del circuito frigorífico, ya que condicionan la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el fluido secundario e implícitamente la relación de presiones en el compresor, y por tanto su eficiencia y la del sistema en general.

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

Los intercambiadores de calor que han sido objeto de estudio en el presente trabajo son los de placas corrugadas, también llamados de tipo “chevron”, consistentes en un conjunto de placas metálicas apiladas y selladas de tal manera que forman dos circuitos independientes, a través de los cuales cruzan los fluidos caliente y frío para dar lugar al proceso de intercambio de calor. La figura 4.5 muestra un detalle constructivo de este tipo de intercambiadores de calor.



**Figura 4.5** Detalle constructivo de los intercambiadores de placas

En la actualidad, los intercambiadores de placas son ampliamente usados como condensadores y evaporadores en sistemas de refrigeración y bombas de calor, principalmente por su diseño compacto, sus elevados coeficientes de transmisión de calor y bajas pérdidas de presión, además por tener un reducido volumen interno en comparación con otros tipos de intercambiadores.

Una ventaja importante de los intercambiadores de placas es que permiten trabajar con bajas cargas de refrigerante, lo cual es especialmente significativo cuando se emplean refrigerantes inflamables, principalmente por razones de seguridad. En sistemas que operan con refrigerantes sintéticos, una baja carga se traduce en un menor impacto ambiental en caso de fuga de refrigerante.

En esta sección se analizan las prestaciones de cuatro tipos de intercambiadores de placas de distintas geometrías, partir de la información experimental obtenida de los diferentes estudios de carga con propano. El análisis de los datos se ha realizado de dos formas, inicialmente empleando un modelo global de área total y posteriormente un modelo detallado por zonas de intercambio de calor.

El objetivo de ambos procedimientos de análisis es relacionar el calor transferido con el área de intercambio de calor, la capacidad térmica de ambos fluidos, los coeficientes de transferencia de calor, así como las temperaturas de entrada y salida de cada fluido.

Inicialmente se parte desde un punto de vista general en el cual se consideran solo las condiciones de entrada y salida a los intercambiadores, y posteriormente desde un punto de vista local en el cual se consideran por separado las regiones de cambio de fase del propano. Las ecuaciones de transferencia de calor derivadas del análisis térmico para cada método desarrollado se describen a continuación.

##### ***Análisis Global***

Para describir el comportamiento térmico de un intercambiador de calor existen diferentes criterios de análisis, muchos de los cuales pertenecen a los que se pueden llamar métodos de análisis clásicos o métodos generales de diseño, y entre los que se encuentran los métodos  $\epsilon$ -NTU, P-NTU<sub>t</sub>, DMLT,  $\psi$ -P [105], [106], [107].

Estos procedimientos son diferentes funciones que describen un mismo problema, resultando por tanto equivalentes. No obstante a ello, cada uno presenta ventajas de aplicación de acuerdo a los datos de que se disponen y las incógnitas que se requieren conocer. En el caso que nos ocupa, el método más directo es el de la DMLT ya que se conocen las temperaturas y los gastos máscicos de ambos fluidos y se quiere conocer el valor UA de los intercambiadores.

Partiendo de un balance de energía por medio de la primera ley de la termodinámica para un sistema abierto, con cambios de energía potencial y cinética despreciables, y bajo condiciones de estado estable *i.e.* flujos constantes y temperaturas independientes del tiempo, la potencia térmica transferida entre el refrigerante y el agua a lo largo de todo el intercambiador se puede definir por medio de la ecuación (4.12):

$$\dot{Q} = \dot{m}(\Delta h) \quad (4.12)$$

donde  $\dot{m}$  es el gasto máscico de uno de los dos fluidos,  $\Delta h$  es la diferencia de entalpías del fluido y  $\dot{Q}$  es el calor intercambiado por unidad de tiempo. Si se

#### 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

considera despreciable la transferencia de calor entre el intercambiador y el entorno, el calor cedido por uno de los fluidos será, por tanto, transferido en su totalidad al otro fluido. Las ecuaciones correspondientes para el agua y el refrigerante son las siguientes:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w (\Delta h_w) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_r (\Delta h_r) \quad (4.14)$$

Los subíndices w y r se refieren al agua y al refrigerante respectivamente. Debido a que en el lado de agua el calor específico se mantiene constante con  $dh_w = Cp_w dT_w$  a lo largo del intercambiador, entonces la ecuación para el calor intercambiado por el agua se puede reescribir de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w Cp_w (\Delta T_w) \quad (4.15)$$

Debido a que tanto en el condensador como en el evaporador la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua varía con la longitud del intercambiador de calor, la expresión que relaciona el calor total transferido y dicha diferencia de temperaturas se indica en la expresión (4.16), de tal forma que se define el coeficiente global de transferencia de calor U.

$$\dot{Q} = UA \Delta T_m \quad (4.16)$$

Donde A es para este caso, el área total de intercambio de calor entre el agua y el refrigerante, U es el coeficiente global de transferencia de calor para esa misma área,  $\Delta T_m$  es una función que relaciona las temperaturas de entrada y salida tanto del agua como del refrigerante, la cual depende de la configuración de flujo que se establezca.

En un intercambiador de calor con una capacidad térmica determinada, la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío puede ser disminuida a partir del incremento del coeficiente global de transferencia de calor o del incremento del área de intercambio de calor, como se deduce de la ecuación (4.16).

El valor del coeficiente U es una función de los coeficientes de transferencia de calor individuales tanto del refrigerante como del fluido secundario según se indica en la expresión (4.17).

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r A_r} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{1}{\alpha_w A_w}} \quad (4.17)$$

Para intercambiadores de placas se considera que el área de transferencia de calor es la misma en ambos lados de la placa, con lo cual  $A_r$ ,  $A_w$ , así como  $A_p$  son idénticas. Por otra parte, dado que la resistencia térmica en las placas de los intercambiadores es despreciable, el término donde intervienen la conductividad  $k_p$  y el espesor de la placa  $\delta_p$  es omitido.

Asumiendo que las propiedades de los fluidos, así como los coeficientes de transferencia de calor son constantes a lo largo de todo el intercambiador de calor, se aplica el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT para determinar la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante, según muestra la ecuación (4.18).

$$\dot{Q} = UA \text{ DMLT } F \quad (4.18)$$

Donde la diferencia media logarítmica de temperaturas se define a partir de la expresión (4.19), en la cual las diferencias de temperaturas  $\Delta T_L$  y  $\Delta T_0$  representan las diferencias de temperatura entre el agua y el refrigerante saturado en ambos extremos del intercambiador de calor. El factor de corrección  $F$  de la DMLT es igual a la unidad si la disposición es equicorriente o contracorriente, tal como es en un intercambiador de placas.

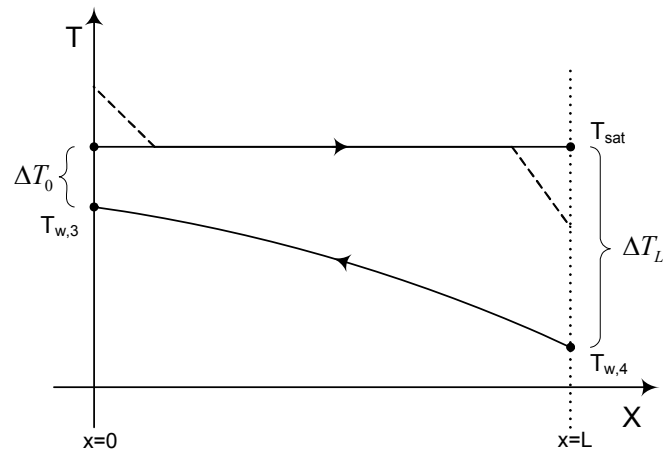
$$\text{DMLT} = \frac{\Delta T_L - \Delta T_0}{\ln\left(\frac{\Delta T_L}{\Delta T_0}\right)} \quad (4.19)$$

Cabe hacer notar que el uso de esta definición es estrictamente aplicable sólo a flujos en contracorriente o equicorriente, o cuando la temperatura de uno de los fluidos es constante a través del intercambiador de calor.

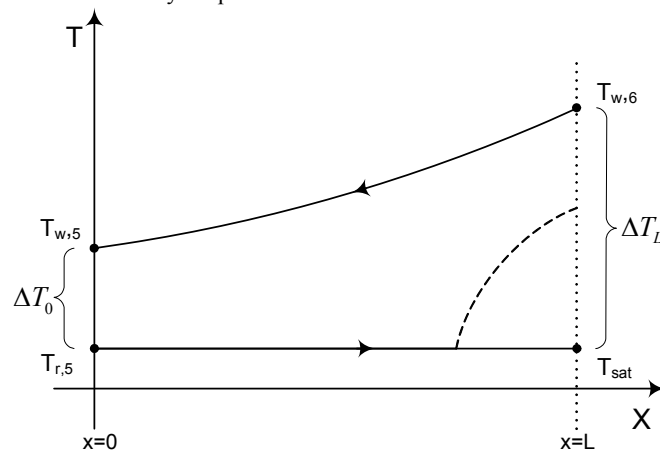
Para condensadores y evaporadores, esta definición no es tan apropiada ya que la diferencia de temperaturas en estos casos varía de forma asimétrica a lo largo del intercambiador de calor, dependiendo si el refrigerante se encuentra en una o dos fases. Sin embargo, con frecuencia tanto en condensadores como en evaporadores la diferencia de temperaturas es calculada de acuerdo al procedimiento anteriormente descrito, usando la diferencia de temperaturas

#### 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

entre la temperatura de saturación del refrigerante y la temperatura del fluido secundario en ambos extremos del intercambiador de calor, ver referencias [62], [67].



**Figura 4.6** Perfiles de temperatura del agua y del refrigerante en el condensador, considerando temperaturas de condensación y evaporación constantes.



**Figura 4.7** Perfiles de temperatura del agua y del refrigerante en el evaporador, considerando temperaturas de condensación y evaporación constantes.

En el modelo global empleado, los perfiles de temperatura del refrigerante para el condensador y evaporador han sido idealizados de tal forma que las temperaturas de entrada y salida del refrigerante se supusieron iguales a las correspondientes temperaturas de saturación, tal y como se muestra en las

figuras 4.6 y 4.7 para el caso del propano<sup>10</sup>. Las temperaturas de saturación se definen como la temperatura de rocío a la presión de salida en el evaporador, y como la temperatura de burbuja correspondiente a la presión de salida en el condensador, considerando despreciables la caída de presión, así como los efectos del subenfriamiento y sobrecalentamiento en cada caso.

Las ecuaciones (4.14), (4.15) y (4.18) son las ecuaciones básicas para el análisis térmico de los intercambiadores de calor bajo condiciones estacionarias. Si se conoce el calor total intercambiado a partir de las ecuaciones (4.14) o (4.15) por medio de la evaluación experimental de las temperaturas y los gastos másicos, la ecuación (4.18) puede ser usada para determinar el coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador de área conocida. De esta forma el análisis de un intercambiador de área conocida al emplear un refrigerante determinado se reduce a evaluar el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media entre el refrigerante y el fluido secundario.

El análisis anteriormente descrito tiene la ventaja de su simplicidad y del mínimo número de datos experimentales requeridos para su aplicación, cuatro en este caso: temperaturas de entrada y salida del agua, caudal de agua y presión de evaporación o condensación.

Es por ello que su uso está ampliamente extendido, aunque presenta una serie de inconvenientes debido principalmente a las suposiciones planteadas en su desarrollo. Las hipótesis de propiedades constantes a lo largo del intercambiador, que se verifica sin gran error cuando los fluidos son monofásicos, no se cumplen en el caso de evaporadores y condensadores, lo que hace que el valor UA resultante del análisis dependa en gran medida del área dedicada al subenfriamiento y/o sobrecalentamiento que son, a priori, desconocidas y que se encuentran relacionadas con las condiciones de operación y diseño propio del sistema.

Este procedimiento simplifica el análisis de los intercambiadores de calor, al tener un único parámetro que agrupa todas las características que influyen en el comportamiento del intercambiador en cuestión.

---

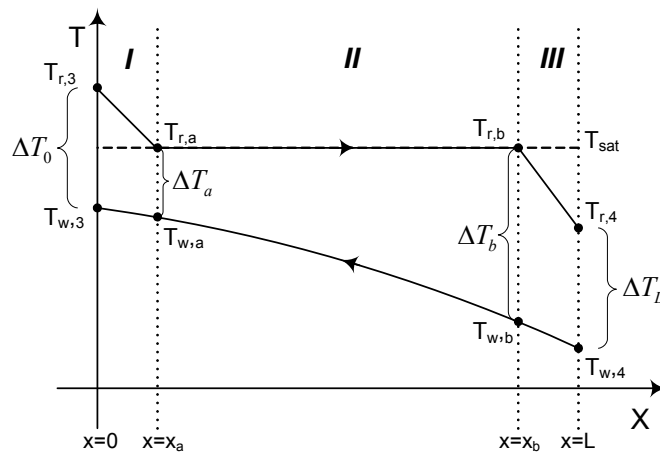
<sup>10</sup> En el caso del R407C los perfiles de temperatura fueron calculados considerando el deslizamiento de este refrigerante en los respectivos procesos de cambio de fase de condensación y evaporación, y considerando nulas las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor.

## 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

### *Análisis Detallado*

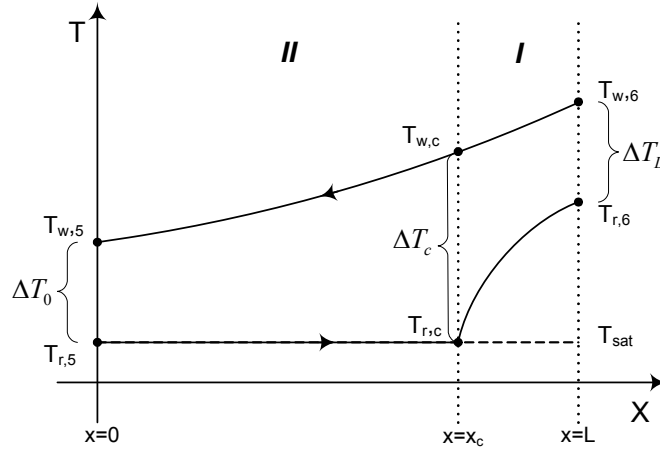
El análisis detallado que se describe en esta sección se basa en dividir el intercambiador en zonas, en donde la hipótesis de propiedades constantes es más apropiada, definiendo para ello un coeficiente global de transferencia de calor en cada zona. El objetivo es conocer el coeficiente de convección del refrigerante en la zona de cambio de fase, del cual hay muy pocas referencias en la literatura y prácticamente nulas en el caso de propano.

El análisis se ha desarrollado partiendo de las ecuaciones descritas en la sección anterior para el estudio global, con la diferencia de que en este apartado se ha determinado la distribución del área de intercambio de calor para las regiones donde el refrigerante se encuentra en estado monofásico y en estado bifásico, destacando tres zonas en el caso del condensador y dos en el evaporador, tal y como se indica en las figuras 4.8 y 4.9.



**Figura 4.8** Perfiles de temperatura para el condensador considerando diferentes regiones de intercambio de calor.





**Figura 4.9** Perfiles de temperatura para el evaporador considerando diferentes regiones de intercambio de calor.

Las ecuaciones que describen los procesos de transferencia de calor se plantean según la zona de intercambio de calor de la que se trate. En el caso del condensador, en la región de sobrecalentamiento de refrigerante (zona I) se contemplan las siguientes ecuaciones:

$$(UA)_{C,SH} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{r,SH} A_{r,SH}} + \frac{1}{\alpha_{w,SH} A_{w,SH}} \right)} \quad (4.20)$$

$$(UA)_{C,SH} = \left( \frac{\dot{Q}_{C,SH}}{DMLT_{C,SH}} \right) \quad (4.21)$$

$$DMLT_{C,SH} = \frac{(T_{r,a} - T_{w,a}) - (T_{r,3} - T_{w,3})}{\ln \left( \frac{(T_{r,a} - T_{w,a})}{(T_{r,3} - T_{w,3})} \right)} \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{C,SH} = \dot{m}_w \bar{c}_{p_{wC}} (T_{w,3} - T_{w,a}) \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{C,SH} = \dot{m}_r \bar{c}_{p_{rC,SH}} (T_{r,3} - T_{r,a}) \quad (4.24)$$

#### 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

En la región bifásica (zona II) se tiene que:

$$(UA)_{C,BIF} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{r,BIF} A_{r,BIF}} + \frac{1}{\alpha_{w,BIF} A_{w,BIF}} \right)} \quad (4.25)$$

$$(UA)_{C,BIF} = \left( \frac{\dot{Q}_{C,BIF}}{DMLT_{C,BIF}} \right) \quad (4.26)$$

$$DMLT_{C,BIF} = \frac{(T_{r,b} - T_{w,b}) - (T_{r,a} - T_{w,a})}{\ln \left( \frac{(T_{r,b} - T_{w,b})}{(T_{r,a} - T_{w,a})} \right)} \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_{C,BIF} = \dot{m}_w \bar{C}_{p,wC} (T_{w,a} - T_{w,b}) \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{C,BIF} = \dot{m}_r (h_{r,a} - h_{r,b}) \quad (4.29)$$

Finalmente en la región de subenfriamiento (zona III) se tiene lo siguiente:

$$(UA)_{C,SC} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{r,SC} A_{r,SC}} + \frac{1}{\alpha_{w,SC} A_{w,SC}} \right)} \quad (4.30)$$

$$(UA)_{C,SC} = \left( \frac{\dot{Q}_{C,SC}}{DMLT_{C,SC}} \right) \quad (4.31)$$

$$DMLT_{C,SC} = \frac{(T_{r,L} - T_{w,L}) - (T_{r,b} - T_{w,b})}{\ln \left( \frac{(T_{r,L} - T_{w,L})}{(T_{r,b} - T_{w,b})} \right)} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{C,SC} = \dot{m}_w \overline{Cp}_{wC} (T_{w,b} - T_{w,L}) \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{C,SC} = \dot{m}_r \overline{Cp}_{r,SC} (T_{r,b} - T_{r,L}) \quad (4.34)$$

La ecuación de cierre del sistema antes planteado es precisamente la que relaciona el área total con las fracciones de área correspondientes a cada zona de intercambio de calor:

$$A_C = A_{C,SH} + A_{C,BIF} + A_{C,SC} \quad (4.35)$$

El procedimiento de análisis en el evaporador es similar, siendo en la región bifásica (zona II):

$$(UA)_{E,BIF} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{r,BIF} A_{r,BIF}} + \frac{1}{\alpha_{w,BIF} A_{w,BIF}} \right)} \quad (4.36)$$

$$(UA)_{E,BIF} = \left( \frac{\dot{Q}_{E,BIF}}{DMLT_{E,BIF}} \right) \quad (4.37)$$

$$DMLT_{E,BIF} = \frac{(T_{r,c} - T_{w,c}) - (T_{r,5} - T_{w,5})}{\ln \left( \frac{(T_{r,c} - T_{w,c})}{(T_{r,5} - T_{w,5})} \right)} \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{E,BIF} = \dot{m}_w \overline{Cp}_{wE} (T_{w,c} - T_{w,5}) \quad (4.39)$$

#### 4.1 Análisis de los componentes del circuito frigorífico

---

En la zona monofásica:

$$(UA)_{E,SH} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{r,SH} A_{r,SH}} + \frac{1}{\alpha_{w,SH} A_{w,SH}} \right)} \quad (4.40)$$

$$(UA)_{E,SH} = \left( \frac{\dot{Q}_{E,SH}}{DMLT_{E,SH}} \right) \quad (4.41)$$

$$DMLT_{E,SH} = \frac{(T_{r,c} - T_{w,c}) - (T_{r,6} - T_{w,6})}{\ln \left( \frac{(T_{r,c} - T_{w,c})}{(T_{r,6} - T_{w,6})} \right)} \quad (4.42)$$

$$\dot{Q}_{E,SH} = \dot{m}_w \overline{Cp}_{wE} (T_{w,6} - T_{w,c}) \quad (4.43)$$

$$\dot{Q}_{E,SH} = \dot{m}_r \overline{Cp}_{r,SH} (T_{r,6} - T_{r,c}) \quad (4.44)$$

$$A_E = A_{E,SH} + A_{E,BIF} \quad (4.45)$$

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor en cambio de fase del propano se requiere de resolver el sistema de ecuaciones planteado anteriormente, en donde tanto el condensador como el evaporador se encuentran divididos por regiones de intercambio de calor.

El modelo de la correlación empleada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante en estado monofásico es el que describen las expresiones 4.46(a,b,c), el cual ha sido ajustado con datos obtenidos de los catálogos de SWEP.

$$\text{Nu} = \frac{\alpha D_h}{k} = 0.6\phi^{-0.7} \text{Re}^{0.3} \text{Pr}^{0.42} \quad \text{para:} \quad \text{Re} < \frac{10}{\phi} \quad (4.46a)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha D_h}{k} = 0.255\phi^{-0.3286} \text{Re}^{0.6714} \text{Pr}^{0.42} \quad \text{para:} \quad \frac{10}{\phi} \leq \text{Re} \leq \frac{150}{\phi} \quad (4.46b)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha D_h}{k} = 0.6\phi^{-0.28} \text{Re}^{0.72} \text{Pr}^{0.42} \quad \text{para:} \quad \text{Re} < \frac{150}{\phi} \quad (4.46c)$$

Donde el número de Reynolds, el número de Prandt, las propiedades del refrigerante, y el factor de aumento de la superficie de intercambio de calor  $\phi$  se definen de la siguiente manera:

$$\text{Re}_r = \frac{\dot{m}_r D_h}{\text{NA}_p \mu_r} \quad (4.47)$$

$$\text{Pr} = \frac{C_{p_r} \mu_r}{k_r} \quad (4.48)$$

$$C_{p_r} = f(\bar{T}_r, P_r)$$

$$k_r = f(\bar{T}_r, P_r) \quad (4.49)$$

$$\mu_r = f(\bar{T}_r, P_r) \quad (4.50)$$

$$\phi_p \approx 1.18499 \quad (4.51)$$

## 4.2. Análisis de las condiciones de operación

Una cuestión de gran importancia a considerar tanto en el diseño como en la adaptación de un equipo para funcionar con un refrigerante determinado, es el adecuado ajuste de las diversas condiciones operativas que influyen en el desempeño global del sistema.

Como se mencionó anteriormente, el rendimiento de un sistema de refrigeración se encuentra definido en gran medida por el rendimiento de los elementos que componen el circuito frigorífico, principalmente el compresor e intercambiadores de calor.

Sin embargo, el adecuado desempeño del conjunto se encuentra a su vez condicionado por el correcto ajuste de los parámetros de operación del sistema.

## 4.2 Análisis de las condiciones de operación

---

Este argumento cobra mayor trascendencia si el fluido de trabajo que se emplea no es el especificado por los fabricantes de los componentes, debido a los cambios que se pueden presentar en su funcionamiento al emplear un refrigerante con propiedades distintas, puesto que se corre el riesgo de que estos proporcionen un rendimiento menor al que fueron diseñados.

Dentro de las condiciones operativas a tener en cuenta se encuentra principalmente la carga de refrigerante, que en el desarrollo del presente trabajo es de gran importancia dadas las condiciones de seguridad que se deben cumplir al hacer uso de refrigerantes inflamables.

El tipo de lubricante usado en el compresor juega también un papel determinante en relación a la cantidad de refrigerante necesaria en el sistema, y como se discutirá más adelante, también en el correcto funcionamiento del compresor.

Así mismo se encuentran el grado de subenfriamiento, el cual presenta una relación importante con la carga, o el grado de sobrecalentamiento que fija el dispositivo de expansión y que dependerá entre otras cosas de la carga de refrigerante o de la capacidad del evaporador.

En cuanto a los factores externos al circuito, el régimen de temperaturas de trabajo establecidos en el entorno de la bomba de calor tiene una influencia importante, puesto que se encuentra relacionado con las temperaturas de evaporación y condensación del circuito frigorífico y por tanto con el rendimiento del compresor.

### 4.2.1. Grado de subenfriamiento del refrigerante

El propósito fundamental de mantener un determinado subenfriamiento en el refrigerante de un sistema es el de disminuir la cantidad de vapor que se genera por el paso del refrigerante en estado líquido a través del dispositivo de expansión, así como el obtener una mayor cantidad de refrigerante líquido, que al ser evaporado, proporcionará a su vez una mayor capacidad de refrigeración. La cantidad de refrigerante que permanecerá en estado líquido dependerá a su vez de las temperaturas de evaporación y condensación, así como del refrigerante empleado.

En el circuito de refrigeración, el grado de subenfriamiento del refrigerante ha sido determinado por medio de la diferencia entre la temperatura de

condensación y la temperatura a la entrada de la válvula de expansión. A su vez, la temperatura de condensación ha sido evaluada a partir de la presión del refrigerante a la descarga del compresor con un título de vapor igual a cero<sup>11</sup>, como se indica en la expresión 4.52 haciendo referencia a los puntos de la figura 4.2.

$$SC = T_{b,r}(P_{2,r}, x_{b,r} = 0) - T_{4,r} \quad (4.52)$$

Por otra parte, la expresión que define la incertidumbre asociada a los instrumentos de medida empleados para determinar el subenfriamiento del refrigerante es la que se indica en la expresión 4.53.

$$\varepsilon_{SC} = \sqrt{\left(\frac{\partial SC}{\partial T_{b,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{b,r}}^2 + \left(\frac{\partial SC}{\partial T_{4,r}}\right)^2 \varepsilon_{T_{4,r}}^2} \quad (4.53)$$

El cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte del propano, del refrigerante R407C y del agua se realizó mediante las subrutinas obtenidas de la base de datos NIST REFPROP 7 [12].

#### 4.2.2. Sobrecalentamiento (levantamiento de la válvula de expansión)

En relación al grado de sobrecalentamiento alcanzado por el refrigerante, este es controlado mediante el dispositivo de expansión, siendo empleadas en este caso dos válvulas de expansión mecánica o termostática y una válvula electrónica de modulación proporcional.

La función de la válvula de expansión es regular el flujo de refrigerante hacia el evaporador y por tanto el sobrecalentamiento, en tanto que desarrolla una diferencia de presiones entre las zonas de alta y baja presión del sistema. La válvula de expansión es diseñada para permitir un flujo de refrigerante suficiente en el evaporador así como para satisfacer su demanda de carga térmica.

Si el refrigerante en estado líquido llega a entrar en la succión del compresor puede dañarlo debido a que el líquido es incompresible. Por lo tanto el dispositivo de expansión debe maximizar la efectividad del evaporador y

---

<sup>11</sup> En el caso del R407C la temperatura de saturación es diferente en líquido y en vapor

## 4.2 Análisis de las condiciones de operación

---

mantener un mínimo sobrecalentamiento así como asegurar que refrigerante en estado líquido ingrese al compresor mediante un sobrecalentamiento máximo

El tamaño de una válvula de expansión depende de la capacidad máxima del evaporador, de la temperatura de evaporación y condensación, así como del grado de subenfriamiento.

En los experimentos, el sobrecalentamiento del refrigerante fue calculado a partir de la diferencia entre temperatura de succión del compresor y la temperatura de evaporación, la cual ha sido determinada por medio de la temperatura de la presión de succión del compresor, como se indica en la expresión 4.54.

$$SH = T_{1,r} - T_{c,r}(P_{1,r}, T_{c,r}) \quad (4.54)$$

Debido al carácter invertible de los diferentes prototipos desarrollados, el dispositivo de expansión empleado ha sido en la mayoría de los casos una válvula de expansión bidireccional. Este tipo de válvulas termostáticas cuentan con un sistema que permite el equilibrio de las fuerzas que intervienen en el mecanismo de ajuste para mantener un mismo grado de sobrecalentamiento en las dos direcciones de flujo.

Finalmente, la expresión que define la incertidumbre asociada a los instrumentos de medida empleados para determinar el sobrecalentamiento del refrigerante es la que se indica en la expresión 4.55.

$$\epsilon_{SH} = \sqrt{\left(\frac{\partial SH}{\partial T_{1,r}}\right)^2 \epsilon_{T_{1,r}}^2 + \left(\frac{\partial SH}{\partial T_{c,r}}\right)^2 \epsilon_{T_{c,r}}^2} \quad (4.55)$$



## CAPÍTULO 5

---

### Resultados y discusión

---

#### 5.1. Estudio comparativo entre el propano y el R407C

Para tener una referencia con la cual comparar las prestaciones del propano frente al refrigerante R407C en una misma máquina, se llevaron a cabo diversos estudios previos de caracterización en la unidad de ensayos de referencia (IZE70) usando el refrigerante R407C bajo diferentes condiciones de trabajo.

La matriz de ensayos realizada con el refrigerante R407C incluyó diversas pruebas llevadas a cabo tanto en calefacción como en refrigeración y bajo diferentes condiciones de trabajo, así como pruebas según el tipo de flujo en el interior de los intercambiadores de calor, esto es flujo en equicorriente y flujo en contracorriente.

Posteriormente se realizó un amplio estudio de carga con propano en la misma unidad de ensayos a fin de determinar la carga óptima de este refrigerante en el sistema. Una vez establecida la carga adecuada de propano se realizaron algunos puntos experimentales bajo las mismas condiciones de trabajo que con el refrigerante R407C, para poder comparar las prestaciones de la unidad con ambos refrigerantes.

Las condiciones de trabajo previstas para realizar el estudio de carga con propano fueron los puntos W10/W45 y W30/W7, para calefacción y refrigeración respectivamente. Mientras que los puntos complementarios para realizar la comparativa entre ambos refrigerantes fueron los puntos W10/W50, W10/W35, W15/W50 y W12/W35, realizados en modo calefacción

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C

En la tabla 5.1 se muestra la matriz de ensayos desarrollada en la caracterización de la unidad experimental con el refrigerante R407C, indicándose mediante las casillas sombreadas las condiciones de trabajo que fueron comparadas posteriormente con el propano.

Debido a la configuración de la máquina, los puntos en calefacción han sido realizados con ambos intercambiadores operando en contracorriente, y por consiguiente en modo refrigeración éstos se encuentran en equicorriente.

**Tabla 5.1.** Condiciones de trabajo realizadas con refrigerante R407C en calefacción y refrigeración, y puntos comparados con propano.

Temperaturas del agua en el evaporador	Temperaturas del agua en el condensador						
	Calefacción <sup>1</sup>				Refrigeración <sup>2</sup>		
	30/35°C	40/45°C	45/50°C	50/55°C	25/30°C	30/35°C	45/50°C
2/7 °C	-	-	<i>W7/W50</i>	-	-	-	-
5/10 °C	-	<i>W10/W45</i>	<i>W10/W50</i>	<i>W10/W55</i>	-	<i>W30/W5</i>	<i>W45/W5</i>
7/12 °C	<i>W12/W35</i>	-	-	-	<i>W25/W7</i>	<i>W30/W7</i>	-
10/15 °C	-	<i>W15/W45</i>	-	-	-	-	-
12/17 °C	-	<i>W17/W45</i>	-	<i>W17/W55</i>	-	<i>W30/W12</i>	-

<sup>1</sup> Ensayos realizados con ambos intercambiadores en contracorriente (CC).

<sup>2</sup> Ensayos realizados con ambos intercambiadores en equicorriente (EC).

La comparación de las prestaciones de la máquina con ambos refrigerantes fue realizada en base al ajuste de los parámetros de operación, como son las temperaturas de trabajo en los circuitos de agua (indicadas en la tabla 5.1), así como el grado de subenfriamiento y grado de sobrecalentamiento de ambos refrigerantes.

En relación a esto, de los estudios de carga con propano se observó que el subenfriamiento del refrigerante se encuentra fuertemente vinculado con la carga de éste en el sistema, así mismo se encontró que el subenfriamiento alcanzado con la carga óptima de propano es similar al obtenido con el refrigerante R407C (aproximadamente 8K en modo calefacción y 6K en modo refrigeración).

En el caso del sobrecalentamiento, este ha sido controlado por medio de la válvula de expansión, la cual permaneció en el presente estudio, sin modificación alguna al realizar el cambio de refrigerante, proporcionando un sobrecalentamiento a la entrada del compresor entre 6K y 7K para ambos refrigerantes, y en ambos modos de trabajo.

A continuación se describen los resultados del estudio comparativo de las prestaciones de la unidad de ensayos de referencia al emplear ambos refrigerantes, en donde se determinan las diferencias en las prestaciones de la unidad, atendiendo a las causas que las originan. Por otra parte, el análisis de la carga óptima de propano se comentará detalladamente en apartados posteriores.

### 5.1.1. Resultados de capacidad y COP

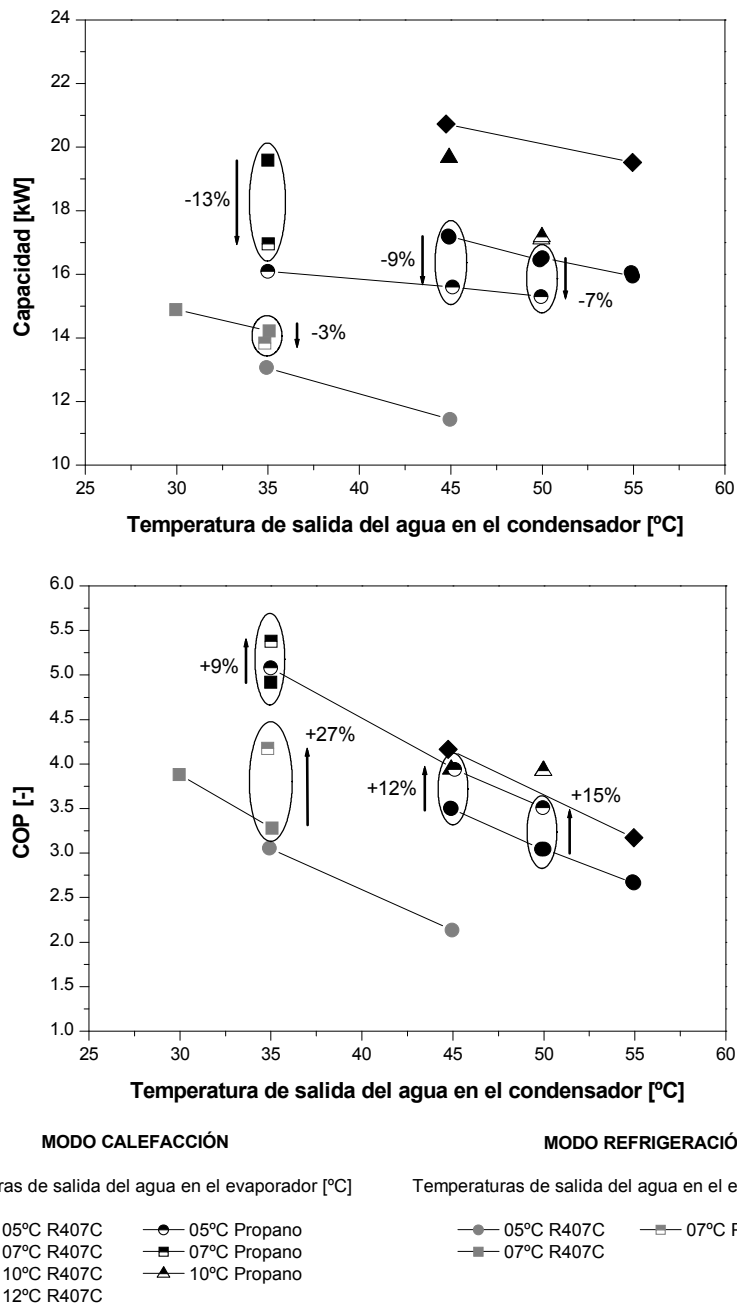
En la figura 5.1 se muestran los valores de capacidad y COP de la unidad de referencia obtenidos con ambos refrigerantes, bajo las condiciones de prueba establecidas en la matriz de ensayos para ambos modos de trabajo, y representados como función de las temperaturas de salida del agua en el condensador y evaporador.

Se observa que tanto en calefacción como en refrigeración la capacidad de la unidad de referencia decrece significativamente con el uso del propano en sustitución del refrigerante R407C. Sin embargo, a pesar del detrimento en la capacidad se observa que existe un incremento sustancial en el COP de la unidad.

En la figura 5.1 se aprecia que en los experimentos realizados en modo calefacción, con ambos intercambiadores operando en contracorriente (CC) y en donde las temperaturas de salida del agua en el condensador fueron 35°C, 45°C y 50°C, las capacidades obtenidas han sido respectivamente 13%, 9% y 7% menores con propano en relación al R407C; mientras que los valores de COP han sido 9%, 12% y 15% mayores.

Por otra parte, en la condición de ensayo realizada en modo refrigeración, con ambos intercambiadores trabajando en equicorriente (EC), en donde la temperatura de salida de agua en el condensador fue de 35°C, la capacidad decreció ligeramente con el propano, sólo 3% y el valor del COP se incrementó en 27 % respecto al R407C.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C



**Figura 5.1.** Curvas de capacidad y COP para el propano y el R407C en diferentes condiciones de trabajo, como función de las temperaturas de los focos.

Las diferencias observadas en las prestaciones de la unidad de referencia al emplear ambos refrigerantes pueden ser atribuidas, de acuerdo a lo indicado por Urchueguía *et al.* (2003) [77], a cambios causados tanto por las propiedades termodinámicas de cada refrigerante, como a cambios debidos a la interacción entre cada uno de estos y el sistema.

Para ilustrar esto con mayor detalle se deducen a continuación las expresiones que relacionan las prestaciones del sistema con los parámetros que las determinan, así mismo se comenta de forma detallada el carácter y la influencia de cada parámetro en los valores de capacidad y COP al emplear ambos refrigerantes.

En cuanto a las capacidades calorífica y frigorífica, estas dependen del gasto másico del refrigerante y de la diferencia de entalpías evaluada entre la entrada y salida del refrigerante en el intercambiador de calor del circuito interior, que puede ser el evaporador o condensador, según el modo de trabajo del que se trate, como indican las expresiones (5.1) y (5.2).

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r (h_{3,r}(P_2, T_3) - h_{4,r}(P_2, T_4)) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_{6,r}(P_1, T_6) - h_{5,r}(P_2, T_4)) \quad (5.2)$$

El ciclo y el tipo de refrigerante fijan la diferencia de entalpías, mientras que el gasto másico para un compresor de desplazamiento positivo depende de la eficiencia volumétrica, calculada a partir de las condiciones de entrada del refrigerante en el compresor, del desplazamiento volumétrico del compresor, y del volumen específico del refrigerante, como indican las expresiones descritas en la sección dedicada al análisis del compresor, desarrolladas en el capítulo cuatro. Por lo tanto las expresiones que determinan la capacidad en calefacción y refrigeración pueden reescribirse de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_C = \frac{V_s \left(\frac{\text{RPM}}{60}\right) \eta_v}{v_{1,r}(P_1, T_1)} (h_{3,r}(P_2, T_3) - h_{4,r}(P_2, T_4)) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_E = \frac{V_s \left(\frac{\text{RPM}}{60}\right) \eta_v}{v_{1,r}(P_1, T_1)} (h_{6,r}(P_1, T_6) - h_{5,r}(P_2, T_4)) \quad (5.4)$$

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C

---

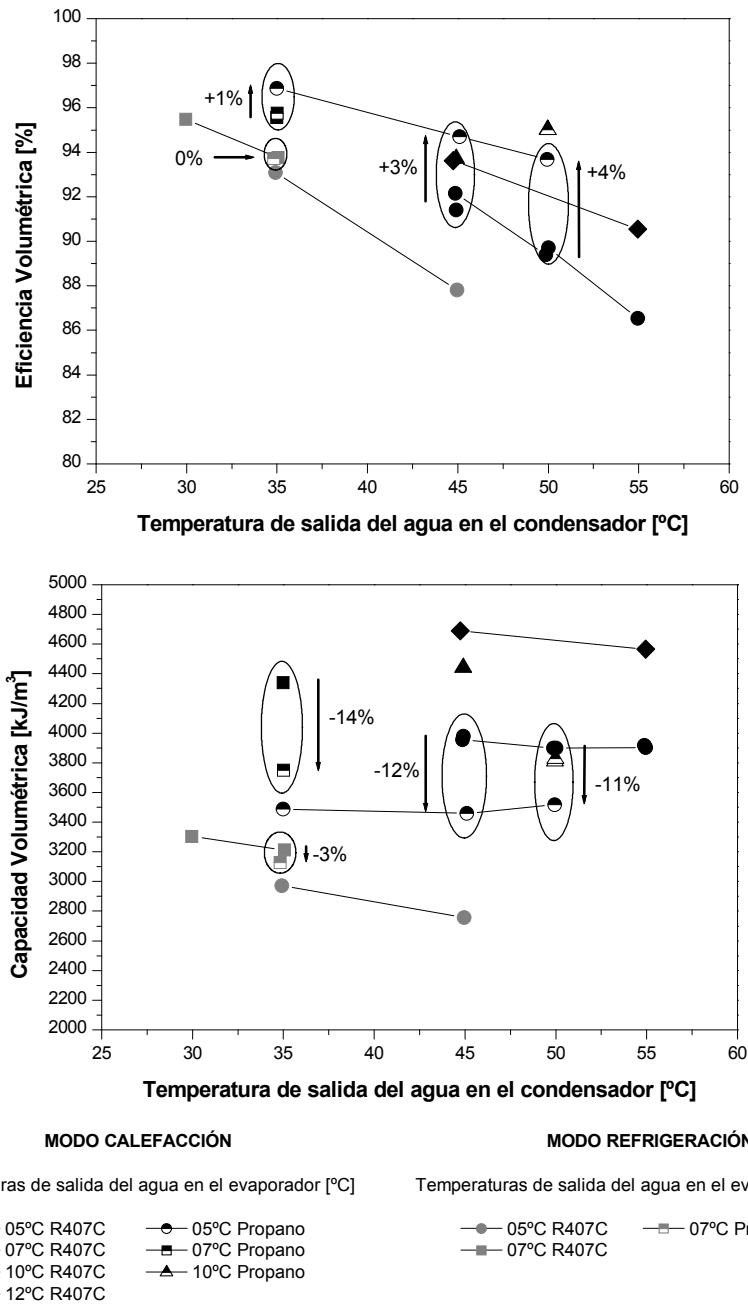
En las expresiones (5.3) y (5.4) el desplazamiento es una característica geométrica del compresor y se mantiene constante en todos los casos. Por otra parte el régimen de giro es un parámetro que depende del diseño del motor eléctrico de cada compresor y ha sido considerado constante para cada uno de éstos a lo largo de los experimentos, independientemente del refrigerante y de la carga.

En cuanto a la eficiencia volumétrica del compresor, esta depende de las pérdidas de flujo internas que se producen en el proceso de compresión, debidas a factores geométricos y/o de lubricación; a la relación de presiones, condicionada a su vez por el ciclo que sigue el refrigerante; así como de las propiedades del refrigerante empleado.

Por otra parte, la relación entre la diferencia de entalpías y el volumen específico del refrigerante indicado en las expresiones (5.3) y (5.4), se define como capacidad volumétrica (ya sea calorífica o frigorífica), y depende tanto del refrigerante como de las condiciones del ciclo.

Por tanto, la capacidad de la unidad dependerá básicamente de la eficiencia volumétrica del compresor y de la capacidad volumétrica del refrigerante empleado. En la figura 5.2 se muestran estas magnitudes, determinadas en los puntos experimentales comparados con ambos refrigerantes y graficadas también como función de las temperaturas de salida del agua en el condensador y diferentes temperaturas del agua a la entrada del evaporador.

## 5. Resultados y discusión



**Figura 5.2.** Curvas de eficiencia y capacidad volumétrica para el propano y el R407C en diferentes condiciones de trabajo, como función de las temperaturas de los focos.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C

---

La figura 5.2 muestra que con el uso del propano en sustitución del R407C, la eficiencia volumétrica del compresor presenta un ligero incremento, cuyo valor depende de las temperaturas de salida del agua en el condensador. Este incremento se encuentra comprendido entre el 1% y el 4% para los ensayos realizados en modo calefacción, mientras que en modo refrigeración el incremento de la eficiencia es apenas significativo y se aproxima al 0%.

Como indica la figura, la mayor eficiencia volumétrica que se obtiene con el propano favorece fundamentalmente a aquellos puntos en los que la temperatura de salida del agua del condensador es mayor. Esto se debe principalmente a que en estas condiciones las temperaturas de condensación son mayores para el R407C que para el propano, y por tanto también lo son las relaciones de presión que debe vencer el compresor.

Por otra parte, en las condiciones de trabajo en donde las temperaturas de salida del agua en el condensador son menores, la diferencia entre las relaciones de presión de ambos refrigerantes son también menores, y como consecuencia los valores de la eficiencia volumétrica del compresor entre ambos refrigerantes tienden a ser similares. Estos resultados se analizarán con mayor detalle en el apartado dedicado al estudio de los compresores.

Las diferencias observadas entre los valores de eficiencia volumétrica del compresor con ambos refrigerantes implican que los gastos máscicos tienden a ser distintos, y como consecuencia las capacidades de la unidad. Esto debería favorecer en principio una mayor capacidad para el propano sobre el R407C, sin embargo los resultados experimentales obtenidos muestran una tendencia opuesta, como se comprueba en los resultados mostrados en la figura 5.1.

La justificación de estas observaciones se debe por tanto al comportamiento de la capacidad volumétrica de ambos refrigerantes, la cual es en el caso del propano, afectada por su mucha menor densidad frente a la del R407C. Esta diferencia de densidades conlleva a la disminución de la capacidad volumétrica del propano frente al R407C<sup>12</sup>, pese a su mayor entalpía de cambio de fase, como indica el estudio comparativo realizado en el capítulo 1.

La figura 5.2 muestra que en modo calefacción la capacidad volumétrica del propano es entre 11% y 14% menor que con el refrigerante R407C, mientras que en modo refrigeración esta diferencia es considerablemente menor (~3%).

---

<sup>12</sup> Teniendo en cuenta que la densidad del propano es aproximadamente la mitad que la del R407C.



## 5. Resultados y discusión

---

Teóricamente, la diferencia entre las capacidades volumétricas favorece al R407C sobre el propano en aproximadamente 10%, considerando temperaturas de evaporación y condensación similares, tal y como muestra la comparativa realizada en la sección dedicada al análisis de las propiedades termodinámicas y de refrigeración del propano y del R407C descrita en el capítulo 1.

Sin embargo, en modo refrigeración la capacidad volumétrica es prácticamente la misma para ambos refrigerantes, lo cual indica un ciclo termodinámico desfavorable para el refrigerante R407C.

La razón de las diferencias en las capacidades volumétricas obtenidas a partir de los datos experimentales, con los valores teóricos esperados, se encuentra precisamente en el ciclo termodinámico real que sigue cada refrigerante, el cual depende en gran medida de las condiciones de operación del sistema; entre las que se encuentran: el subenfriamiento, el sobrecalentamiento, o las temperaturas de trabajo y el tipo de flujo impuestos en los circuitos de agua.

Dado que en la gran mayoría de los experimentos se han fijado y controlado las condiciones de operación externas al circuito frigorífico como son las temperaturas y los gastos máxicos del agua, los valores de las temperaturas de condensación y evaporación, así como la relación de presiones y lo que de éstas depende, resultan una respuesta del sistema, y se encuentran a su vez condicionados en gran medida por los procesos de transferencia de calor que se producen en los intercambiadores.

Así por ejemplo, el que la diferencia entre las capacidades frigoríficas del equipo con R407C y propano sea tan pequeña en modo refrigeración se debe a que en dicho modo el evaporador trabaja en equicorriente, resultando esta condición de operación muy negativa para el R407C, debido a que se trata de una mezcla con un deslizamiento importante. Por lo tanto la capacidad que la unidad es capaz de producir con R407C se encuentra mayormente penalizada, de aquí que exista tan poca diferencia con el propano en esta condición de trabajo.

Por otra parte, en lo referente al cálculo de la eficiencia alcanzada por el sistema en el proceso de conversión de la energía, ésta ha sido evaluada a partir de la definición del coeficiente de operación que se describe en las expresiones (5.5) y (5.6) para calefacción y refrigeración respectivamente, en donde se hace referencia a la definición de la eficiencia del compresor, ya que es el compresor el elemento que marca fundamentalmente el rendimiento global del sistema.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C

---

$$\text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_{w,C}}{\dot{W}_e} = \eta_c \text{COP}_{is,C} \quad (5.5)$$

$$\text{COP}_E = \frac{\dot{Q}_{w,E}}{\dot{W}_e} = \eta_c \text{COP}_{is,E} \quad (5.6)$$

En las expresiones (5.5) y (5.6), el coeficiente de operación para un ciclo ideal, en el que se considera una compresión isentrópica ( $\text{COP}_{is}$ ), depende de las propiedades termodinámicas de cada refrigerante, e implícitamente de los estados que definen el ciclo, como se indica en la expresión (5.7) que define el  $\text{COP}_{is}$  del evaporador.

$$\text{COP}_{is,E} = \frac{h_{1,r}(P_1, T_1) - h_{5,r}(P_2, T_4)}{h_{2s,r}(P_2, S_1) - h_{1,r}(P_1, T_1)} \quad (5.7)$$

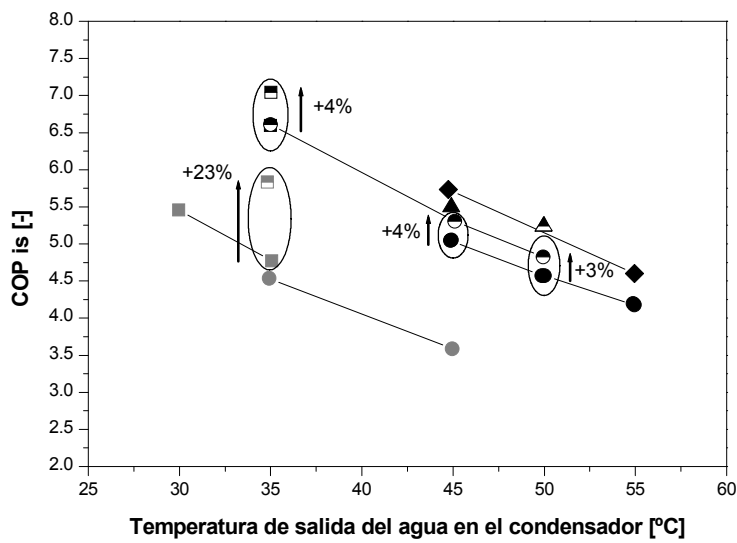
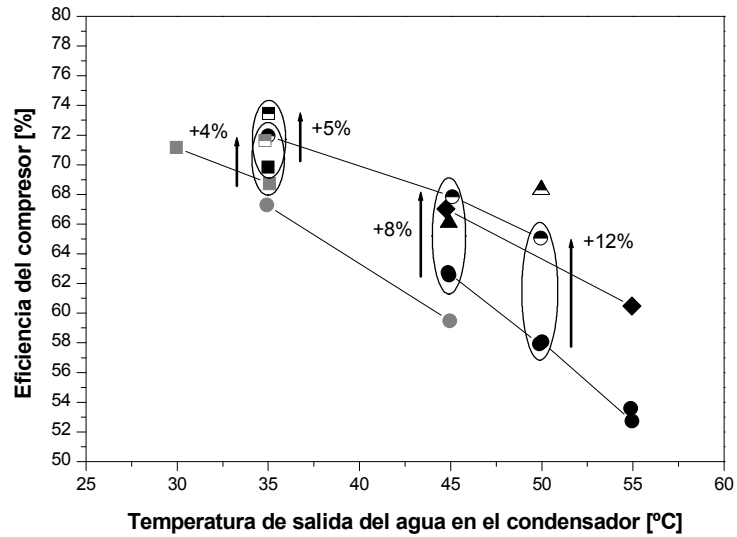
Mientras tanto, la eficiencia del compresor es una función de las propiedades del refrigerante empleado, del gasto másico de refrigerante y del consumo eléctrico real del compresor, como indica la expresión (5.8).

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r (h_{2s,r}(P_2, S_1) - h_{1,r}(P_1, T_1))}{\dot{W}} \quad (5.8)$$

En la figura 5.3 se muestra la eficiencia del compresor y el coeficiente de operación isentrópico ( $\text{COP}_{is}$ ) para el R407C y el propano, como función de las temperaturas de salida del agua en el condensador y evaporador de la máquina.

Los valores de las temperaturas de condensación y evaporación en las que se basan los valores de  $\text{COP}_{is}$  se indican en la tabla 5.2. En el caso del R407C, la temperatura de condensación corresponde a la temperatura de burbuja, mientras que la temperatura de evaporación a la temperatura de rocío. El grado de sobrecalentamiento para ambos refrigerantes se encuentra entre 6K y 7K, y el grado de subenfriamiento se entre 6K y 8K.

## 5. Resultados y discusión



MODO CALEFACCIÓN

MODO REFRIGERACIÓN

Temperaturas de salida del agua en el evaporador [°C]

Temperaturas de salida del agua en el evaporador [°C]

- 05°C R407C      ○ 05°C Propano      ● 05°C R407C      □ 07°C Propano
- 07°C R407C      ■ 07°C Propano      ■ 07°C R407C
- ▲ 10°C R407C      ▲ 10°C Propano
- ◆ 12°C R407C

**Figura 5.3.** Curvas de eficiencia del compresor y COP isentrópico para el propano y el R407C en diferentes condiciones de trabajo, como función de las temperaturas de los focos.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C

**Tabla 5.2.** Temperaturas de condensación y evaporación del propano y el R407C en las que se basa el cálculo del  $COP_{is}$  de la figura 5.3.

Temperaturas De trabajo	Propano				R407C			
	Flujo CC		Flujo EC		Flujo CC		Flujo EC	
	Tevap	Tcond	Tevap	Tcond	Tevap	Tcond	Tevap	Tcond
30/35-10/5	-0.5	40.1					41.8	-1.3
40/45-10/5	-0.6	50.2			47.8	0.0	51.6	-0.7
45/50-10/5	-0.6	54.7			52.0	-0.6		
50/55-10/5					56.2	-0.8		
25/30-12/7							37.0	0.3
30/35-12/7	2.3	40.3	1.6	41.9	38.7	2.7	42.3	0.8
40/45-15/10					48.7	4.9		
45/50-15/10	4.0	54.9						
40/45-17/12					48.4	6.2		
50/55-17/12					58.9	6.0		

De la figura 5.3 se desprende que la eficiencia del compresor al emplear propano aumenta entre el 4% y el 12% en ambos modos de trabajo, advirtiéndose que el incremento observado se encuentra ligado al aumento de la temperatura de salida del agua en el condensador. Estos resultados están relacionados con las menores temperaturas de condensación conseguidas con el propano, tal y como ocurre con los valores de la eficiencia volumétrica del compresor, comentados en párrafos anteriores.

La mayor eficiencia del compresor que se obtiene con el propano es atribuida en parte, a las menores irreversibilidades que ocurren en el proceso de compresión en comparación con el R407C, y que pueden ser: pérdidas de presión, recirculaciones, pérdidas mecánicas y eléctricas, calentamiento del fluido, etc. Un estudio muy completo de los diferentes tipos de pérdidas que se producen en un compresor y la importancia relativa entre estas al usar propano y R407C puede ser consultado en las referencias [75], [108].

Estas pérdidas sin embargo, no justifican en su totalidad las diferencias observadas en los valores de eficiencia del compresor obtenidas experimentalmente con ambos refrigerantes, encontrándose que el factor de mayor peso que determina dichas diferencias se atribuye a las menores relaciones de presión con las que opera el compresor al trabajar con el propano. En la sección dedicada al estudio de los compresores se comentarán nuevamente estas características con mayor detalle.

Por otra parte, de la figura 5.3 se observa que el coeficiente de operación isentrópico ( $COP_{is}$ ) es aproximadamente 4% mayor para el propano en relación al R407C en los puntos realizados en modo calefacción, y aproximadamente 23% en el punto evaluado en modo refrigeración.

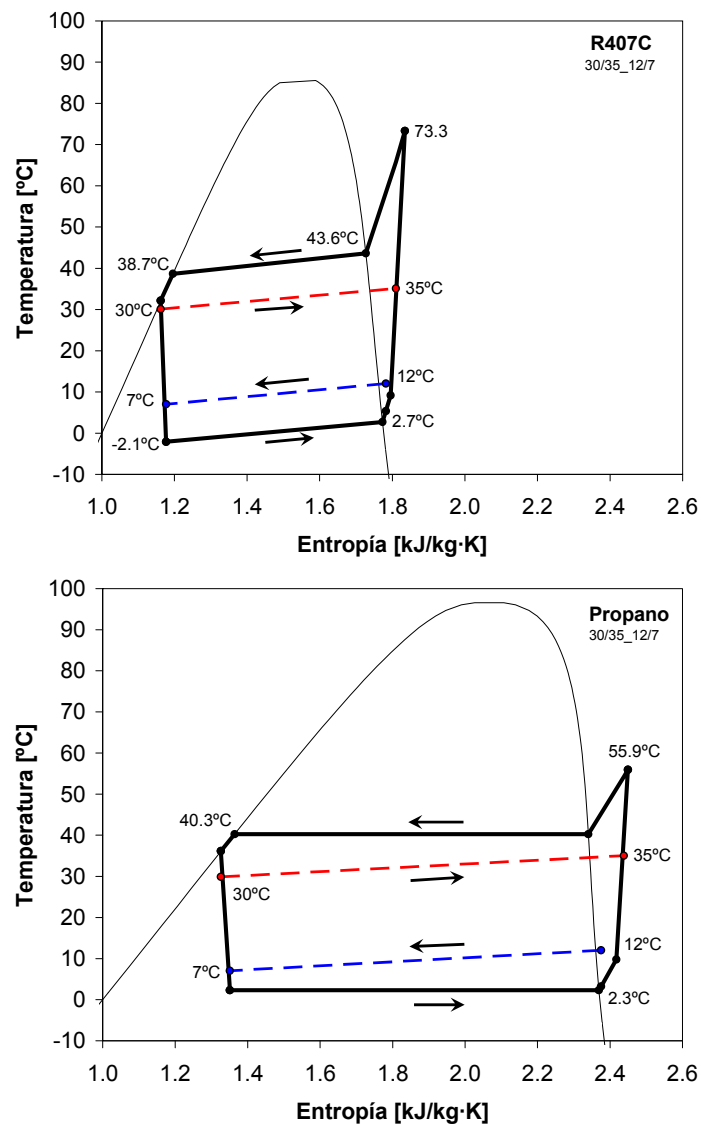
Los resultados obtenidos del cálculo del coeficiente de operación isentrópico ( $COP_{is}$ ) que son mostrados en la figura 5.3 confirman el incremento teórico esperado para el propano frente al refrigerante R407C en modo calefacción, sin embargo en modo refrigeración este incremento no es concordante con las estimaciones teóricas realizadas para ambos refrigerantes, como se ha descrito en el capítulo 1.

La razón de esto se encuentra nuevamente en las diferencias entre las temperaturas de evaporación y condensación obtenidas con cada refrigerante, las cuales dependen a su vez de las condiciones particulares del ciclo que siguen tanto el propano como el R407C, y que determinan las condiciones de trabajo impuestas en los circuitos de agua.

Para ejemplificar de forma gráfica la influencia que tienen las condiciones de operación de la unidad de ensayos en sus prestaciones y en la evolución del ciclo termodinámico de cada refrigerante, principalmente al invertir el sentido del flujo de agua en los intercambiadores de calor, se ha realizado una comparación de los diagramas de temperatura *v/s* entropía en la condición de trabajo 12/7-30/35, evaluada de forma experimental con ambos refrigerantes y en ambas modalidades de flujo en los intercambiadores de calor (contracorriente y equicorriente).

En las figuras 5.4 se ilustran los diagramas de temperatura *v/s* entropía del R407C y del propano, correspondientes a los experimentos realizados con flujo en contracorriente en ambos intercambiadores de calor. En los diagramas se han incluido los perfiles de temperatura del agua en el condensador y evaporador, a fin de visualizar con mayor claridad las diferencias en la evolución del ciclo termodinámico de cada refrigerante, así como la influencia que esto tiene sobre los procesos de transferencia de calor que se dan en los intercambiadores de placas.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C



**Figura 5.4.** Diagramas T v/s S del R407C y del propano en la condición de trabajo 12/7-30/35 con flujo en contracorriente en ambos intercambiadores de calor.

Una de las diferencias más importantes que se observan en los diagramas de la figura 5.4 se encuentra en el valor que adquieren las temperaturas de saturación en condensación y evaporación con ambos refrigerantes. En el caso del propano, la temperatura de condensación es constante y corresponde a 40.3°C;

## 5. Resultados y discusión

---

mientras que el refrigerante R407C presenta una temperatura de vapor saturado de 43.6°C, y una temperatura de líquido saturado de 38.7°C, lo cual representa una temperatura de condensación media de 41.2°C asociada a un deslizamiento o “*glide*” de aproximadamente 4.9K.

Por otra parte, el propano presenta una temperatura de evaporación constante de 2.3°C, mientras que el R407C tiene una temperatura de vapor saturado de 2.7°C, y una temperatura a la entrada del intercambiador de calor de -2.1°C, lo cual equivale a una temperatura media de 0.3°C y un deslizamiento de 4.8K.

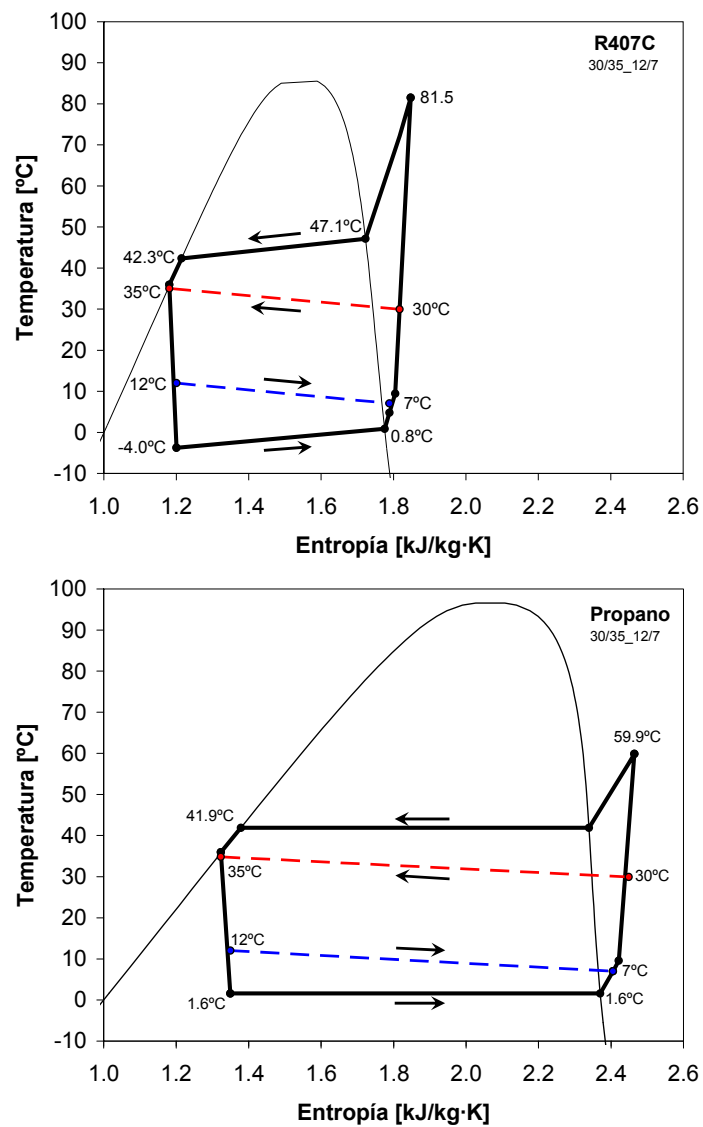
Otra diferencia importante entre ambos ciclos se encuentra en la mayor temperatura de descarga que se obtiene al emplear el refrigerante R407C, la cual es aproximadamente 12K mayor en comparación a la que se obtiene con el propano.

De los ciclos termodinámicos de ambos refrigerantes mostrados en la figura 5.4 se deduce que las mayores temperaturas obtenidas con el refrigerante R407C tanto en la descarga del compresor como en la temperatura media de condensación, así como la menor temperatura media de evaporación influyen directamente en la relación de presiones que tiene que vencer el compresor con este refrigerante. Este hecho corrobora las mayores eficiencias volumétricas y del compresor obtenidas con el propano en sustitución del R407C.

De la figura 5.4 se comprueba también que al trabajar con ambos intercambiadores de calor en contracorriente, los perfiles de temperatura del agua y del refrigerante son bastante próximos, siendo el valor de la diferencia de temperaturas media logarítmica para el propano en el condensador y evaporador de 7.5K y 7K respectivamente; por otra parte, con el R407C los valores de la DMLT son 8.6K y 9.2 en el condensador y evaporador respectivamente.

En relación a los experimentos realizados con ambos intercambiadores de calor operando en equicorriente, la figura 5.5 muestra los ciclos termodinámicos del R407C y del propano en la condición 12/7-30/35. Una de las diferencias observadas al comparar los ciclos que describen el propano y el R407C en estas condiciones se encuentra nuevamente en las mayores temperaturas de condensación y menores temperaturas de evaporación que presenta el refrigerante R407C sobre el propano.

## 5.1 Estudio comparativo entre el propano y el R407C



**Figura 5.5** Diagramas T v/s S del R407C y del propano en la condición de trabajo 12/7-30/35 con flujo en equicorriente en ambos intercambiadores de calor.



## 5. Resultados y discusión

---

En flujo equicorriente, el propano proporciona una temperatura de condensación constante de 41.9°C; mientras que el R407C presenta una temperatura de vapor saturado de 47.1°C, y una temperatura de líquido saturado de 42.3°C, que proporcionan en conjunto una temperatura media de condensación del orden de 45°C, correspondiente a un deslizamiento de 4.8K. Por otra parte, de la figura 5.5 se corrobora nuevamente que la temperatura de descarga alcanzada con el R407C es significativamente mayor a la del propano, siendo la diferencia de aproximadamente 16.5K.

En cuanto a la temperatura de evaporación, en el caso del propano esta es de 1.6°C; mientras que con el R407C se tiene una temperatura de vapor saturado de 0.8°C y una temperatura a la entrada del evaporador de -4.0°C, lo que representa una temperatura media de -1.6°C, equivalente a un deslizamiento de 4.8K.

Finalmente, de los ciclos termodinámicos ilustrados en la figura 5.5 se desprende que la diferencia de temperaturas media logarítmica para el propano es de 9.3K y 7.6K en el condensador y evaporador respectivamente; mientras que con el R407C se observa que el valor de la DMLT es 11.5K en el condensador y 10.3K en el evaporador.

Estas diferencias coinciden con las observadas en los diagramas de la figura 5.4, correspondientes a los ensayos realizados con ambos intercambiadores operando en contracorriente, y en donde se observa que las diferencias entre las temperaturas del agua y del refrigerante, tanto en el condensador como en el evaporador favorecen al propano sobre el R407C. Esto indica a su vez que los coeficientes de transferencia de calor son mayores con el uso del propano, como se discutirá con mayor detalle en la sección correspondiente al estudio de los intercambiadores de calor.

Finalmente, al comparar los ciclos termodinámicos de cada refrigerante bajo las dos modalidades de flujo estudiadas se comprueba que, tanto para el propano como para el R407C, las temperaturas de condensación y de descarga del compresor son significativamente mayores en flujo equicorriente, en comparación a los experimentos con flujo en contracorriente, principalmente en el caso del R407C. De manera similar, las temperaturas de evaporación son siempre menores cuando se trabaja con flujo en equicorriente, afectando primordialmente al R407C sobre el propano.

Por tanto, es evidente la influencia que tienen los procesos de transferencia de calor en las prestaciones de la unidad de ensayos, como indican claramente en las diferencias observadas en los perfiles de temperatura que siguen ambos refrigerantes en ambos intercambiadores de calor, y para las dos modalidades de flujo estudiadas.

## 5.2 Comportamiento del compresor

---

### 5.2. Comportamiento del compresor

Esta sección se encuentra dedicada a comentar de forma detallada el desempeño individual de las tres tecnologías de compresores estudiadas, al emplear propano como fluido de trabajo.

Los experimentos han sido realizados en su mayoría con el compresor Scroll de **COPELAND**, que cuenta con un desplazamiento volumétrico de 17 m<sup>3</sup>/h a 2900 rpm y 50Hz, una capacidad nominal de 17 kW con R407C en condiciones ARI<sup>13</sup>, y con una carga de 1.7 litros de aceite polioléster tipo 3MAF de 32 cSt de viscosidad. Este compresor fue empleado inicialmente en la unidad de referencia y posteriormente en la mayoría de los prototipos desarrollados con diferentes lubricantes.

En estudios posteriores se ensayó el compresor de pistones **TECUMSEH**, cuya capacidad frigorífica nominal en condiciones ARI para R22 es de 72 000 BTUH ( $\approx$  21 kW). Este compresor cuenta con un desplazamiento de 23.4 m<sup>3</sup>/h a 2900 rpm, a una frecuencia de 50 Hz y una carga de 2 litros de aceite mineral tipo 2244RC de 32 cSt de viscosidad.

Finalmente, en el último prototipo se monto un compresor de pistones “semihermético” de **BITZER** con un desplazamiento de 22.72 m<sup>3</sup>/h a 1450 RPM y 50Hz, con una capacidad nominal de 19.5 kW bajo las condiciones de trabajo establecidas por el fabricante<sup>14</sup> para refrigerante R22 y una carga de 2 litros de aceite mineral tipo Clavus G de 68 cSt de viscosidad.

Dado que el conjunto total de experimentos realizados a lo largo de la tesis se encuentra conformado por una gran cantidad de ensayos con diferentes características, no todos consistentes entre si con respecto al estudio individual de cada elemento del sistema, la matriz de ensayos que describe las pruebas a las que han sido sometidos los tres tipos de compresores se agrupada de acuerdo a lo indicado en la tabla 5.3.

La tabla 5.3 muestra un resumen del número de experimentos realizados en cada uno de los compresores ensayados, según el tipo de aceite lubricante, las temperaturas de trabajo impuestas en los circuitos de agua, y el refrigerante usado. Al respecto, es importante puntualizar que en el caso del propano la mayoría de los experimentos fueron realizados bajo distintas cargas de

---

<sup>13</sup> T<sup>a</sup> Evaporación 7.2°C, T<sup>a</sup> Condensación 54.4°C, SH 11.1 K y SC 8.3 K

<sup>14</sup> T<sup>a</sup> Evaporación 7.5°C, T<sup>a</sup> Condensación 50°C, T<sup>a</sup> entrada al compresor 20°C y sin subenfriamiento de líquido.

## 5. Resultados y discusión

refrigerante, de las cuales se generan las curvas características de los compresores que se comentarán a lo largo de esta sección.

**Tabla 5.3** Número de experimentos realizados en los tres tipos de compresores, agrupados según el refrigerante y el lubricante empleado.

REFRIGERANTE	R407C	PROPANO					
	COPELAND ZR72KCE	COPELAND ZR72KCE				BITZER 4EC62P40S	TECUMSEH TAG5573E
ACEITE (viscosidad)	POE COPELAND 3MAF (32 cSt)	POE COPELAND 3MAF (32 cSt)	POE DANFOSS 160PZ (32 cSt)	POE MOBIL EAL (22 cSt)	MINERAL SHELL CLAVUS G (68 cSt)	MINERAL SHELL CLAVUS G (68 cSt)	MINERAL TECUMSEH 2244RC (32 cSt)
20/25-12/07	-	-	7	5	10	-	-
25/30-12/07	1	-	14	4	12	2	-
30/35-10/05	1	2	4	-	4	-	2
30/35-12/07	9	49	15	4	16	34	6
30/35-15/10	-	-	-	-	-	1	-
30/35-17/12	1	-	-	-	-	-	-
35/40-12/07	-	-	16	5	10	-	-
40/45-10/05	7	26	3	-	8	-	2
40/45-12/07	-	-	38	5	20	1	-
40/45-15/10	2	-	-	-	-	-	-
40/45-17/12	1	-	-	-	-	-	-
45/50-07/02	1	-	-	-	-	-	-
45/50-10/05	2	2	3	-	4	1	2
45/50-12/07	-	-	1	-	-	-	-
45/50-15/10	-	2	3	-	6	1	2
50/55-10/05	2	-	-	-	-	-	-
50/55-17/12	1	-	-	-	-	-	-

Con la intención de simplificar el análisis de los resultados para los tres compresores, estos han sido divididos de acuerdo a los siguientes lineamientos:

- Estudios de caracterización del compresor Scroll COPELAND con R407C y comparativa con los datos proporcionados por el fabricante.
- Comparativa de las curvas características del compresor Scroll COPELAND con R407C y propano.
- Influencia de las condiciones de operación del sistema en el comportamiento del compresor Scroll con el uso del propano.
- Comparación de las curvas características del compresor Scroll, y los compresores de pistones hermético y semihermético empleando propano.

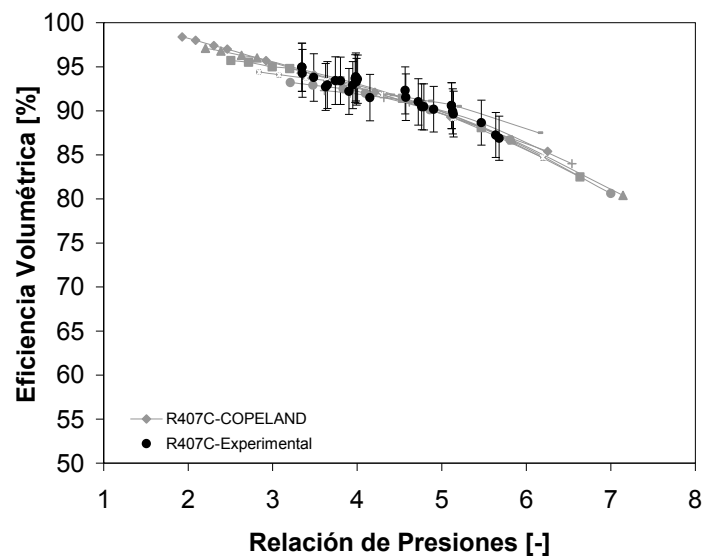
## 5.2 Comportamiento del compresor

### 5.2.1. Caracterización previa del compresor Scroll con R407C

Los resultados que se presentan a continuación se refieren al estudio comparativo realizado entre las curvas características del compresor Scroll, obtenidas de forma experimental al emplear R407C en la unidad de ensayos de referencia (IZE70), y las curvas de eficiencia calculadas a partir de los datos proporcionados por el fabricante para este mismo refrigerante.

Uno de los objetivos de este estudio ha sido el de contrastar los datos experimentales con la información de referencia proporcionada por el fabricante, a fin de validar el método de ensayos y el procedimiento general de análisis propuestos para el estudio de los diferentes tipos de compresores.

Las curvas características de los compresores se encuentran definidas por los valores de eficiencia volumétrica y del compresor, y son representadas como función de la relación de presiones del ciclo termodinámico que sigue el refrigerante bajo diferentes condiciones de carga térmica. En las figuras 5.6 y 5.7 se muestra la comparativa de dichas eficiencias con el uso del refrigerante R407C.



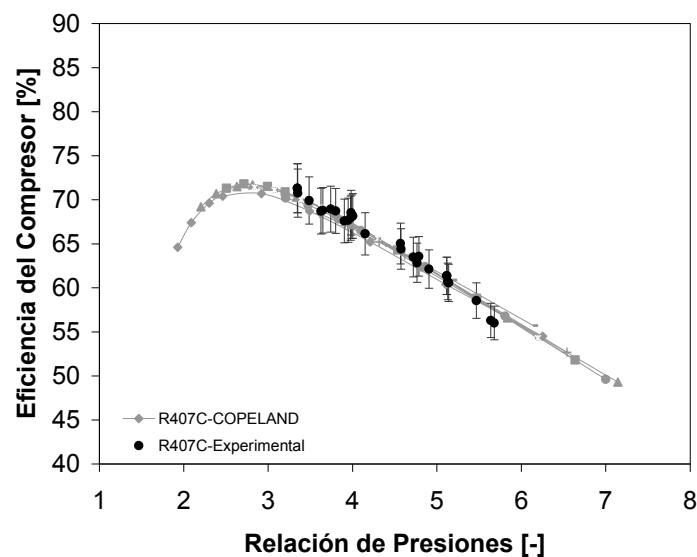
**Figura 5.6** Comparación de las curvas de eficiencia volumétrica del compresor Scroll, obtenidas experimentalmente al emplear R407C, y de los datos proporcionados por el fabricante con dicho refrigerante.

## 5. Resultados y discusión

De la figura 5.6 se comprueba la consistencia que existe entre los valores de eficiencia volumétrica que han sido determinados a partir de los resultados experimentales con el refrigerante R407C, y los valores de eficiencia que se derivan de los datos proporcionados por el fabricante con dicho refrigerante.

En la figura se incluyen las barras de error asociadas a la incertidumbre de medida que introducen los instrumentos empleados para determinar dicha magnitud, en donde se aprecia que el valor de la incertidumbre es de aproximadamente 3% en todos los puntos experimentales.

Por otra parte, en la figura 5.7 se muestran las curvas de eficiencia del compresor obtenidas de forma experimental con el refrigerante R407C, y las curvas que se derivan de los datos proporcionados por el fabricante con dicho refrigerante. En esta figura se observa nuevamente la consistencia entre de los datos experimentales y los valores de referencia, así mismo se observa que la incertidumbre asociada a los instrumentos de medida empleados para la evaluación de este parámetro no sobrepasa el 3%.



**Figura 5.7** Comparación de las curvas de eficiencia del compresor Scroll, obtenidas experimentalmente al emplear R407C, y de los datos proporcionados por el fabricante con dicho refrigerante.

Es importante destacar que los valores de eficiencia han sido determinados a partir de la evaluación indirecta del gasto másico de refrigerante, el cual es considerado como la fuente principal de error en el método de análisis que se

## 5.2 Comportamiento del compresor

---

propone, debido a que este parámetro depende a su vez de la evaluación experimental de diversas magnitudes.

Esto justifica los intervalos de incertidumbre observados en los valores de ambas eficiencias. Sin embargo se observa que la diferencia entre los datos experimentales y la referencia del fabricante es mínima, por lo que se considera que el método de pruebas propuesto tiene una gran precisión y es adecuado para la comparación de las prestaciones de los diferentes compresores estudiados.

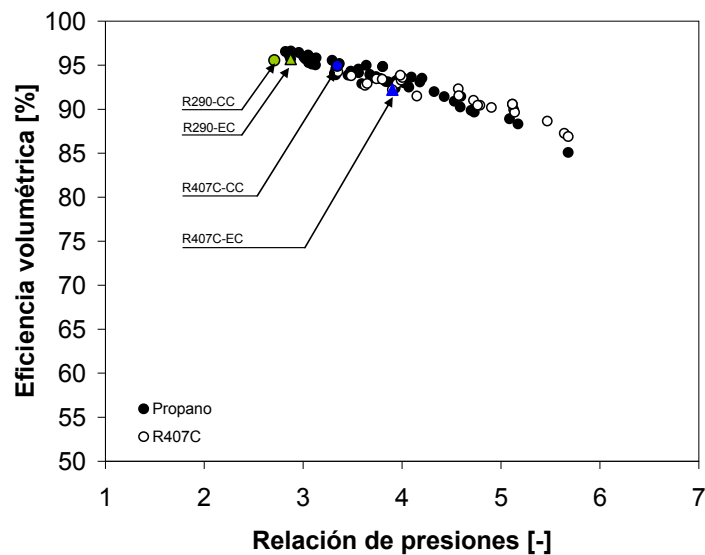
### 5.2.2. Curvas características del compresor Scroll con propano y R407C

Los resultados experimentales que se muestran a continuación corresponden a los obtenidos de la caracterización del compresor Scroll con R407C y propano en la unidad de referencia (IZE70), y que han sido comentados de forma general en la sección 5.1.

En esta sección se describen las curvas de eficiencia volumétrica y del compresor empleando la relación de presiones como variable independiente, con la finalidad de aislar la influencia del ciclo termodinámico que sigue cada refrigerante y la influencia de los procesos de transferencia de calor que se presentan en los intercambiadores de placas.

La figura 5.8 muestra los valores de eficiencia volumétrica obtenidos con ambos refrigerantes en el conjunto de pruebas realizadas con el compresor Scroll, empleando en ambos casos el aceite lubricante POE 3MAF de 32 cSt de viscosidad.

En las figuras se han omitido las barras de incertidumbre asociadas a la evaluación de las eficiencias a fin de distinguir las diferencias propias de cada refrigerante, sin embargo el valor de la incertidumbre no superan el 3% como en casos anteriores.



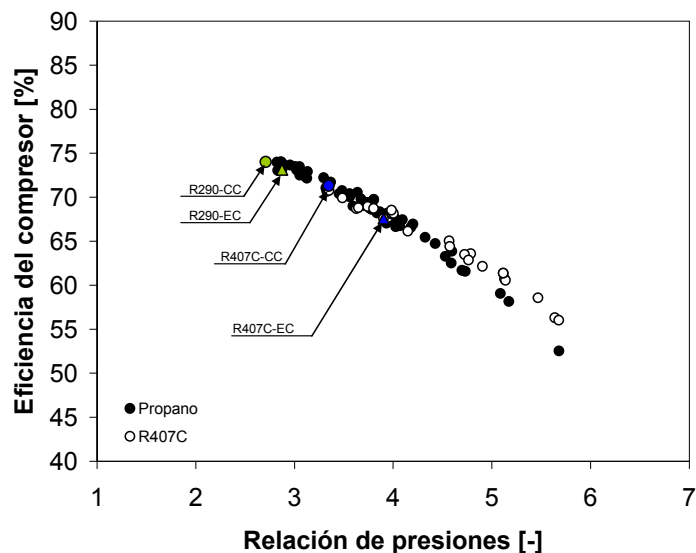
**Figura 5.8** Curvas de eficiencia volumétrica del compresor Scroll, obtenidas experimentalmente al emplear R407C y propano.

En la figura 5.8 se comprueba que los valores de eficiencia volumétrica conseguidos con el propano presentan una tendencia similar a los obtenidos con R407C, observándose que a mayores relaciones de presión la eficiencia del propano decrece ligeramente con respecto a la eficiencia volumétrica conseguida con el R407C.

Por otra parte, en la figura 5.9 se muestran los valores de eficiencia del compresor obtenidos con ambos refrigerantes, en donde se observa que con el uso del propano el compresor proporciona una menor eficiencia que con el R407C a medida que la relación de presiones se incrementa.

Adicionalmente se han incluido en ambas figuras los puntos correspondientes a los ensayos de caracterización con propano y R407C mostrados en las figuras 5.4 y 5.5 en la condición de trabajo 12/7-30/35 para las dos modalidades de flujo (contracorriente y equicorriente), a fin de visualizar las ventajas que representa para el compresor y para el sistema el uso del propano sobre el R407C, sobre todo cuando ambos intercambiadores operan en flujo equicorriente.

## 5.2 Comportamiento del compresor



**Figura 5.9** Curvas de eficiencia del compresor Scroll, obtenidas experimentalmente al emplear R407C y propano.

Los resultados de las figuras 5.8 y 5.9 indican en apariencia un mejor comportamiento del compresor Scroll con el uso del R407C sobre el propano, comparando ambas curvas a igualdad de relaciones de presión, y principalmente cuando el compresor opera bajo relaciones de presión elevadas ( $R_p > 4.5$ ).

De acuerdo a lo indicado por Navarro *et al.* (2006) [5], una posible causa de este comportamiento se puede atribuir a las diferencias en las propiedades termodinámicas y de transporte de ambos refrigerantes, principalmente en lo que se refiere a la menor densidad y viscosidad del propano en comparación al R407C.

Una menor densidad del refrigerante conlleva a una menor viscosidad, lo cual facilitaría el flujo de refrigerante a través de las secciones que separan las zonas de alta y baja presión en la cámara de compresión. Por otra parte, si el refrigerante se encuentra disuelto de forma considerable en el lubricante, la viscosidad de este último tiende a disminuir de forma importante, lo cual afecta su función de sellado en la cámara de compresión [78].

No obstante a estas posibilidades, es importante mencionar que los puntos experimentales comparados anteriormente no conservan los mismos parámetros de operación, por lo que la dispersión observada y las diferencias entre las curvas que se muestran reflejan, además de las diferencias en las propiedades de



ambos fluidos, la influencia de las condiciones de operación particulares de cada ensayo.

Así por ejemplo, en el caso del propano las mayores relaciones de presión se encuentran afectadas principalmente por el incremento de la carga de refrigerante, mientras que en el caso del R407C la relación de presiones se ha visto afectada principalmente por las diferentes temperaturas de trabajo bajo una carga de refrigerante constante. Esto implica que a igualdad de relaciones de presión las condiciones de condensación y evaporación entre ambos refrigerantes no son exactamente las mismas.

Por otra parte y como se ha visto en la sección 5.1, al comparar el comportamiento de ambos refrigerantes en un sistema que opera bajo condiciones de trabajo similares, desde el punto de vista del sistema<sup>15</sup>, el propano proporciona menores temperaturas de condensación y mayores temperaturas de evaporación que el R407C, lo que se traduce a su vez en una disminución de la relación de presiones que debe vencer el compresor, y consecuentemente en un incremento de su eficiencia.

La disminución en la relación de presiones que genera el uso del propano es especialmente favorable en un compresor de tipo Scroll, dado que la pendiente de las curvas de eficiencia en este tipo de compresores es mucho más sensible a este parámetro que con otras tecnologías. Por tanto, una menor relación de presiones en un compresor Scroll se traduce en un incremento sustancial en sus eficiencias y en las prestaciones del sistema.

### **5.2.3. Influencia de las condiciones de operación del sistema en el comportamiento del compresor Scroll al emplear propano.**

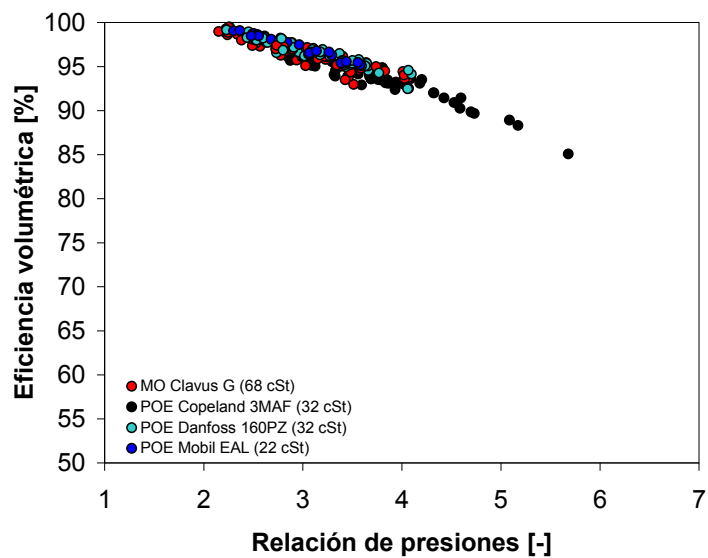
A continuación se describen los resultados experimentales del conjunto total de ensayos realizados con el compresor Scroll empleando propano como refrigerante. Inicialmente se muestran de forma general los resultados de la eficiencia volumétrica y del compresor de los distintos estudios de carga realizados con este hidrocarburo al emplear los cuatro tipos de lubricantes que fueron estudiados. Las cargas de refrigerante de los puntos mostrados en las figuras 5.10 y 5.11 van de los 450g a los 680g aproximadamente.

---

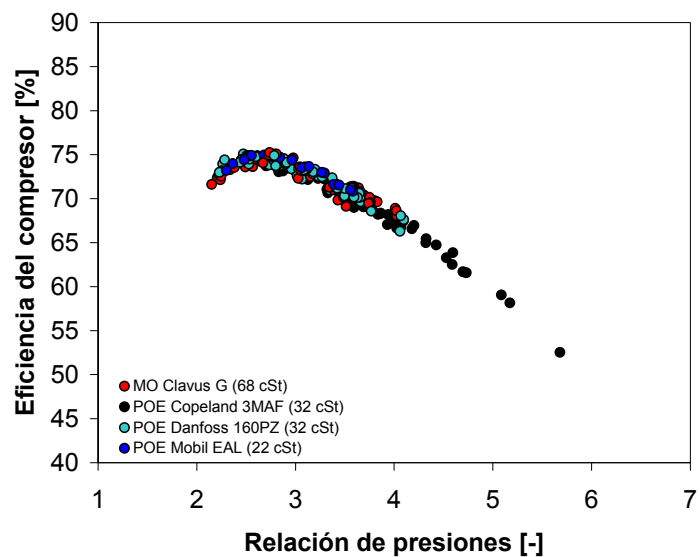
<sup>15</sup> En donde las temperaturas de los focos externos a la unidad experimental se conservan iguales al emplear ambos refrigerantes.

## 5.2 Comportamiento del compresor

En los resultados que se muestran a continuación se ha tomado la relación de presiones del compresor como variable independiente.



**Figura 5.10** Eficiencia volumétrica del compresor Scroll con propano y empleando cuatro tipos de aceites lubricantes distintos.



**Figura 5.11** Eficiencia del compresor Scroll con propano y empleando cuatro tipos de aceites lubricantes distintos.

De las figuras anteriores se observa una gran consistencia en el conjunto de puntos experimentales obtenidos a partir del uso de los cuatro tipos de lubricantes. La dispersión de las eficiencias mostradas se atribuye a las pequeñas diferencias que introducen los ajustes en los parámetros de operación que han sido estudiados, a las condiciones de ensayo y el diseño particular de cada uno de los prototipos desarrollados.

Dentro de los parámetros de operación que afectan de forma directa el comportamiento del compresor se encuentran por una parte, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la succión del compresor, el cual es fijado por la posición de apertura del dispositivo de expansión.

Por otra parte se encuentran las variaciones en las temperaturas de evaporación y de condensación que establecen la relación de presiones que debe vencer el compresor. Estas temperaturas son condicionadas en gran medida por los procesos de transferencia de calor que se presentan en los intercambiadores de calor, y dependen de forma importante de las temperaturas de trabajo establecidas en los circuitos de agua, y en gran medida de la carga de refrigerante o grado de subenfriamiento<sup>16</sup>.

Finalmente el tipo de lubricante empleado tiene también un efecto importante en el funcionamiento del compresor, puesto que la presencia de refrigerante disuelto en el aceite supone una degradación de las propiedades lubricantes del mismo, y por tanto cambios en su rendimiento.

Con la finalidad de determinar la influencia de cada uno de estos parámetros en el comportamiento del compresor Scroll se analizan a continuación los resultados experimentales obtenidos con el prototipo 6. El objeto de comparar los resultados de un solo prototipo es eliminar los errores experimentales asociados al cambio de instrumentos y componentes que implica una comparativa más amplia en la que se incluyan máquinas diferentes.

---

<sup>16</sup> En sistemas que carecen de recipiente de almacenamiento de líquido el subenfriamiento es un parámetro que depende directamente de la carga, como se comentará con mayor detalle en apartados posteriores.

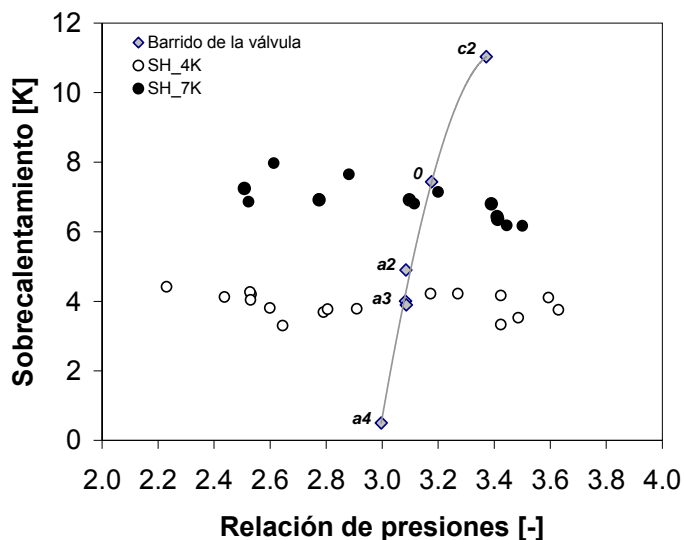
## 5.2 Comportamiento del compresor

### 5.2.3.1. Influencia del grado de sobrecalentamiento del refrigerante en el funcionamiento del compresor Scroll.

Para determinar la influencia del grado de sobrecalentamiento del refrigerante en el comportamiento del compresor se llevaron a cabo distintas pruebas empleando el prototipo número 6 en las que se modificó la posición de apertura del dispositivo de expansión.

Las pruebas han sido realizadas inicialmente caracterizando la unidad en dos posiciones de apertura de la válvula de expansión correspondientes a sobrecalentamientos de 4K y 7K aproximadamente, empleando el aceite POE 160PZ de 32 cSt, distintas cargas de propano y variando las temperaturas de trabajo en el circuito secundario de agua del condensador.

Posteriormente se llevó a cabo un segundo grupo de experimentos en el cual se realizó un barrido del levantamiento de la válvula de expansión, manteniendo las temperaturas de trabajo fijas (W30/W7), así como una carga de refrigerante constante (500g). La figura 5.12 muestra los valores de sobrecalentamiento en las distintas series de experimentos como función de la relación de presiones del compresor.

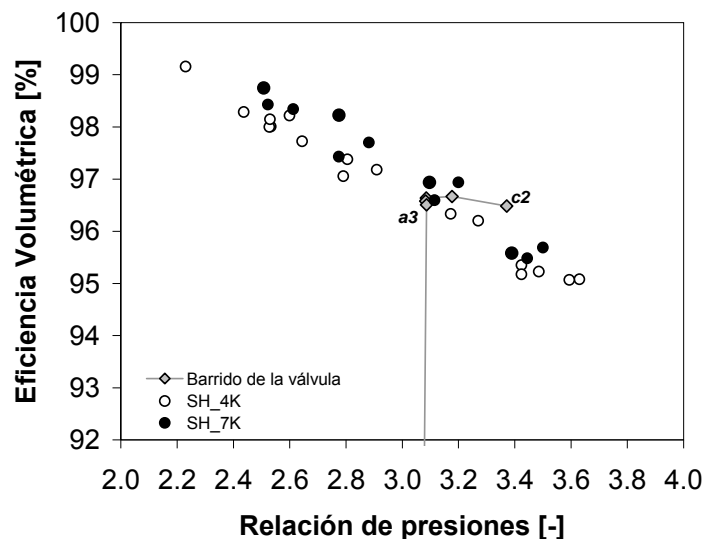


**Figura 5.12** Sobrecalentamiento del refrigerante en las distintas series de experimentos comparadas.

La nomenclatura adyacente a los puntos de la serie de experimentos en la que se ha realizado un barrido del levantamiento de la válvula de expansión indica el

número de vueltas que se girado el tornillo que ajusta la posición de la aguja de la válvula, así por ejemplo  $\theta$  corresponde al punto de referencia (SH $\approx$ 7K),  $c2$  indica que se ha cerrado la válvula girando dos vueltas (SH $\approx$ 11K),  $a3$  indica que se ha abierto la válvula girando 3 vueltas (SH $\approx$ 4K), etc.

En las figuras 5.13 y 5.14 se muestran las curvas características del compresor Scroll en función de la posición de apertura del dispositivo de expansión. En primera instancia se encuentran los resultados del primer grupo de experimentos en el cual se fijaron dos posiciones de apertura y que corresponden a sobrecalentamientos de 4K y 7K respectivamente. Adicionalmente se observa la serie de puntos en la que se realizó un barrido del levantamiento de la válvula de expansión y en la que se mantuvieron constantes el resto de los parámetros de operación, como la carga y las temperaturas de trabajo de los circuitos secundarios de agua.



**Figura 5.13** Eficiencia volumétrica del compresor Scroll bajo diferentes condiciones de sobrecalentamiento.

Al comparar las dos series de puntos de la figura 5.13 correspondientes a sobrecalentamientos de 4K y 7K se observa que la eficiencia volumétrica del compresor es ligeramente menor al reducir el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, considerando relaciones de presión similares.

Sin embargo cuando se mantienen las condiciones de operación constantes y se ajusta progresivamente la apertura del dispositivo de expansión de menos a más, como indican los experimentos correspondientes al barrido de la apertura de la

## 5.2 Comportamiento del compresor

válvula, se observa que la eficiencia volumétrica del compresor es aproximadamente constante e independiente de la relación de presiones y de la posición de apertura de la válvula, hasta un punto en el que ésta se encuentra demasiado abierta y la eficiencia volumétrica disminuye abruptamente (SH<4K, válvula abierta más de tres vueltas).

En cuanto a la eficiencia del compresor, de la figura 5.14 se observa que al comparar las series de experimentos correspondientes a sobrecalentamientos de 4K y 7K la eficiencia del compresor es ligeramente mayor en los experimentos realizados con un sobrecalentamiento de 7K, comparando puntos con relaciones de presión similares, aunque las diferencias son apenas significativas.

Por otra parte, al realizar el barrido de apertura en la válvula se observa que, a diferencia de lo que ocurre con la eficiencia volumétrica, la eficiencia del compresor depende de forma importante de la posición de apertura y de la relación de presiones, siendo la eficiencia del compresor menor cuando la válvula se encuentra más cerrada, e incrementándose a medida que el sobrecalentamiento y la relación de presiones decrecen hasta alcanzar un valor máximo correspondiente a un sobrecalentamiento de 4K, después del cual la eficiencia del compresor disminuye de forma considerable (SH<4K).

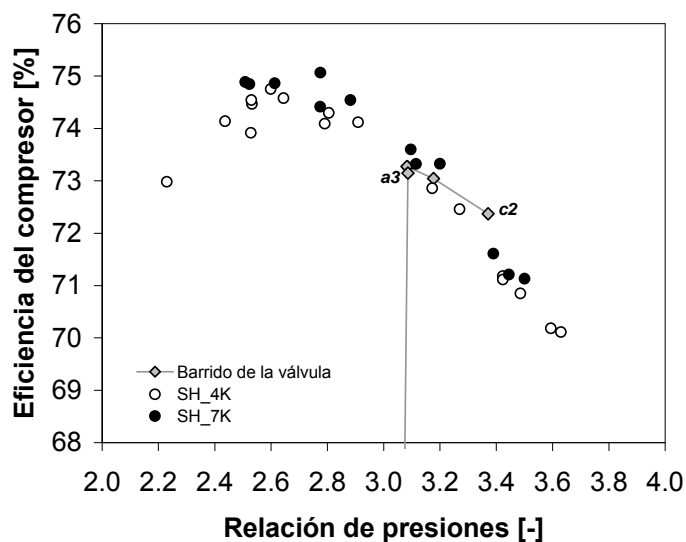


Figura 5.14 Eficiencia del compresor Scroll bajo diferentes condiciones de sobrecalentamiento.

Al cerrar la válvula de expansión, la presión de evaporación disminuye al igual que la temperatura de evaporación, mientras se incrementa el

sobrecalentamiento y la presión de condensación. Por el contrario, si la válvula de expansión se encuentra más abierta, la presión de succión y la correspondiente temperatura de evaporación se incrementan, con lo cual el sobrecalentamiento tiende a ser menor, mientras que la presión de condensación y la relación de presiones son también menores.

En el caso de la eficiencia volumétrica, los cambios en la relación de presiones por el ajuste de la posición de apertura del dispositivo de expansión se traducen en un desplazamiento lateral de las curvas de eficiencia, mientras que en el caso de la eficiencia del compresor existe además una penalización en el valor de dicha eficiencia.

La razón de esto es que las irreversibilidades asociadas al proceso de compresión que engloba la eficiencia del compresor son mayores a medida que la relación de presiones se incrementa.

Por ejemplo, con un grado de sobrecalentamiento elevado (válvula más cerrada) las temperaturas de succión son elevadas, con lo que las pérdidas térmicas al ambiente pueden ser también mayores. Así mismo, a medida que el refrigerante ingresa más caliente al compresor, las pérdidas eléctricas del motor tenderán a incrementarse por una peor refrigeración en el devanado eléctrico del motor, perjudicando de forma significativa la eficiencia del compresor.

Por el contrario, si el sobrecalentamiento es excesivamente bajo (válvula demasiado abierta) la temperatura de aspiración puede llegar a estar por debajo del valor mínimo, permitiendo la posibilidad del ingreso de gotas de refrigerante en la cámara de compresión lo que conllevaría a la rotura del compresor.

Experimentalmente se ha observado que un sobrecalentamiento óptimo para el compresor Scroll al emplear propano como refrigerante se encuentra aproximadamente entre 6K y 8K, para temperaturas de evaporación entre 0°C y 2°C.

Es importante hacer notar que las incertidumbres de medida asociadas a la evaluación del rendimiento volumétrico y del compresor son del orden del 3%, lo que indica que en términos absolutos la comparación de ambas series de puntos podría estar condicionada por esta circunstancia, puesto que las diferencias mostradas anteriormente son menores al 1%.

Sin embargo, en términos relativos las diferencias observadas en el sistema con los diferentes cambios introducidos son con plenamente equiparables. Esto se debe al método de pruebas empleado, el cual permite tener una gran precisión en las medidas, debido a la gran sensibilidad de los instrumentos instalados, lo

## 5.2 Comportamiento del compresor

---

que facilita la detección de pequeñas variaciones en los diferentes parámetros de operación evaluados. A esto se añade el hecho de comparar los experimentos de una misma máquina en la cual se han conservado los componentes y los instrumentos de medida sin cambios, con lo que se eliminan los errores sistemáticos asociados a la ubicación de las sondas.

### **5.2.3.2. Influencia de las propiedades del lubricante en el funcionamiento del compresor Scroll.**

En las gráficas siguientes se comparan las curvas de rendimiento volumétrico y rendimiento del compresor con los tres lubricantes empleados en los experimentos realizados en el compresor Scroll del prototipo 6. Estos lubricantes son: el aceite mineral Clavus G de 68 cSt, el POE 160PZ de 32 cSt y el POE EAL de 22 cSt. Estos experimentos han sido realizados con diferentes cargas de propano, variando nuevamente las temperaturas del circuito de agua del condensador y manteniendo fijas las temperaturas del agua en el evaporador.

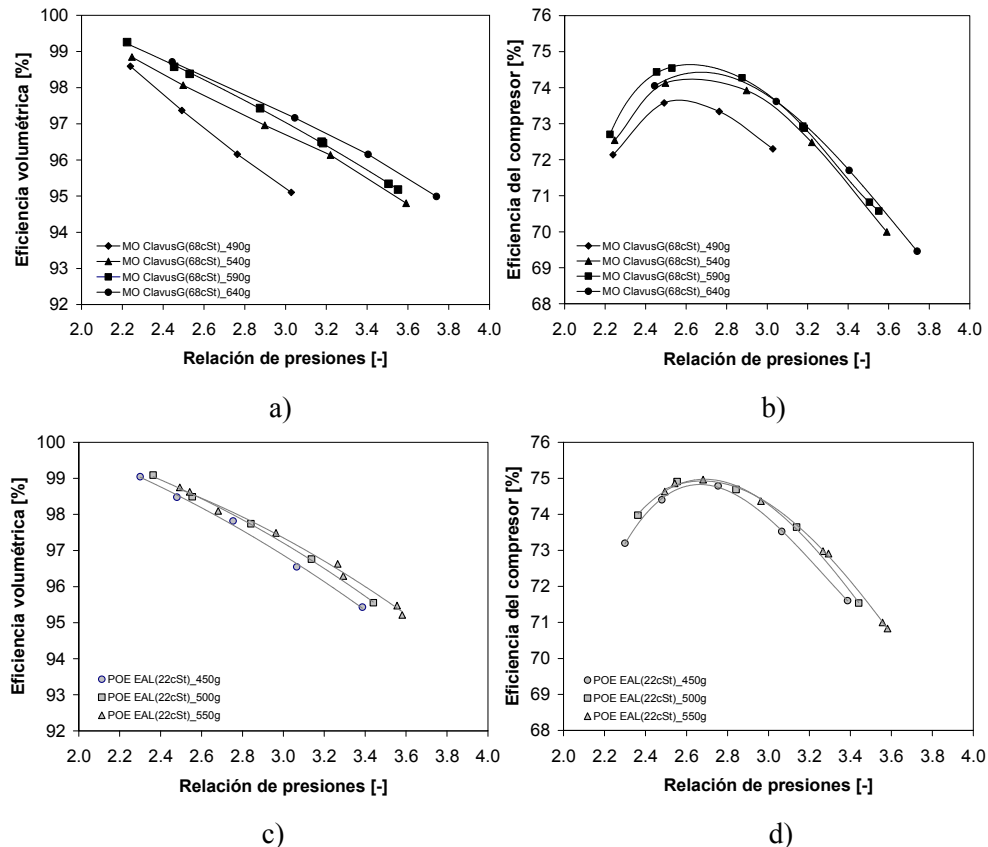
Inicialmente se muestran en la figura 5.15 las curvas características del compresor con los aceites mineral Clavus G68 y el POE EAL, en diversas condiciones de carga de propano.

En las gráficas de la figura 5.15 se observa de forma general que las curvas de eficiencia volumétrica y del compresor muestran una cierta dependencia con la cantidad de refrigerante contenida en el sistema y con el tipo de lubricante empleado. Al respecto, de las gráficas 5.15 a) y b) se comprueba que con el uso del aceite mineral las curvas características del compresor tienden a separarse del conjunto total de puntos a medida que la carga de refrigerante disminuye, como es el caso de la serie de experimentos realizados con 490 gramos de propano.

En cuanto al aceite polioléster EAL (22cSt), de las figuras 5.15 c) y d) se observa que la dependencia que presentan las eficiencias volumétrica y del compresor con la carga de refrigerante al hacer uso de este lubricante es mucho menor en comparación con el aceite mineral, incluso en condiciones de menor carga de propano (450g) en las cuales los puntos experimentales se agrupan próximos al conjunto total de experimentos realizados con cargas mayores.



## 5. Resultados y discusión



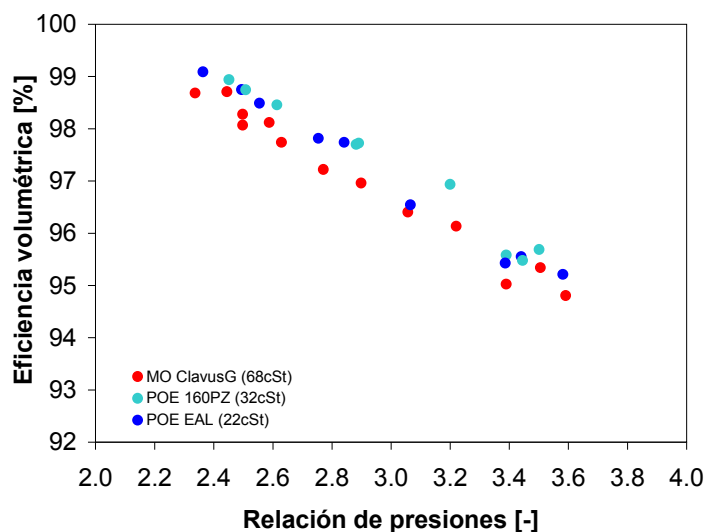
**Figura 5.15** Curvas características del compresor Scroll con los aceites Clavus G (68cSt) y POE EAL (22cSt), con diferentes cargas de propano.

La razón de la mayor dependencia de las curvas de eficiencia con la carga de refrigerante al emplear el aceite mineral se encuentra relacionada nuevamente con la elevada solubilidad de este lubricante con el propano, lo que propicia que el sistema requiera de una cantidad de refrigerante adicional para producir una capacidad frigorífica determinada. En contraste, con el uso del aceite poliéster de menor solubilidad, la carga de refrigerante necesaria para cubrir una capacidad similar es considerablemente menor. La diferencia en carga que se requiere en cada caso se comentará con mayor detalle en la sección dedicada a los estudios de carga que se describe en la sección 5.4.

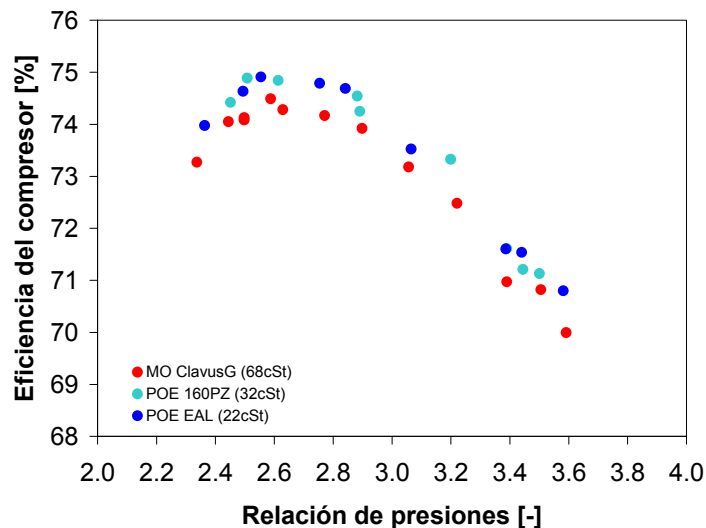
Con la finalidad de contrastar con mayor detalle las diferencias que introducen las características del lubricante en el comportamiento del compresor se muestra a continuación una comparativa realizada con los tres tipos de aceites empleados en el prototipo número 6. En esta comparativa se han seleccionado

## 5.2 Comportamiento del compresor

los puntos experimentales con ciclos de trabajo similares, y en donde las temperaturas trabajo, la carga de refrigerante y la posición de la válvula de expansión han sido equivalentes para los tres tipos de aceites. Las figuras 5.16 y 5.17 muestran los valores de eficiencia volumétrica y del compresor obtenidos de la comparativa entre aceites.



**Figura 5.16** Valores de la eficiencia volumétrica del compresor Scroll al emplear tres tipos de lubricantes en condiciones de operación similares.

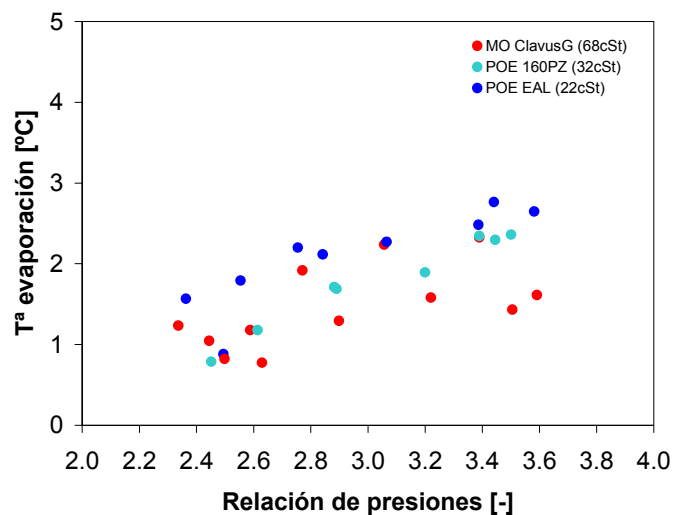


**Figura 5.17** Valores de la eficiencia del compresor Scroll al emplear tres tipos de lubricantes en condiciones de operación similares.

## 5. Resultados y discusión

En las figuras 5.16 y 5.17 se observa que los puntos experimentales obtenidos con el uso del aceite mineral proporcionan menores valores de eficiencia volumétrica y del compresor que aquellos puntos en donde se han testado los dos aceites poliolésteres. La disminución observada en ambos rendimientos es del orden del 0.5%.

La explicación de estos resultados se encuentra en las menores temperaturas de evaporación obtenidos con el uso del aceite mineral, como se observa de las figura 5.18, pese a que la posición de la válvula de expansión se mantuvo constante en las tres series de experimentos.



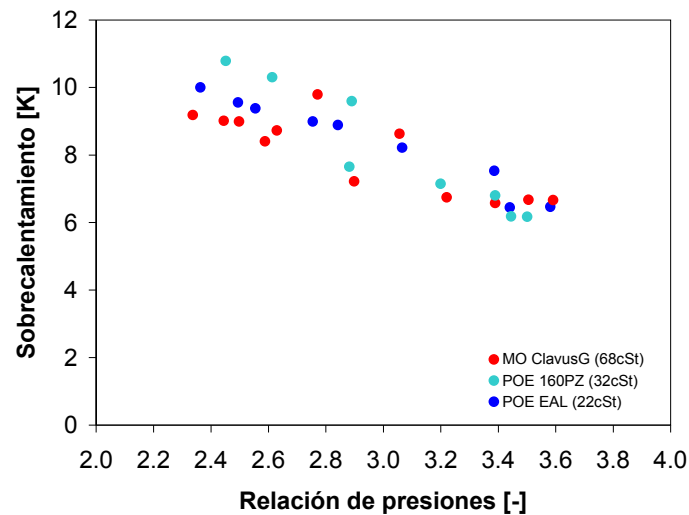
**Figura 5.18** Temperatura de evaporación de los experimentos realizados con tres tipos de lubricantes en condiciones de operación similares.

La figura 5.19 muestra el grado de sobrecalentamiento del refrigerante con cada uno de los lubricantes empleados, y en función de la relación de presiones del compresor, que es establecida a su vez por las condiciones de trabajo impuestas en los circuitos de agua.

Es interesante mencionar que aún cuando la posición de apertura de la válvula de expansión fue la misma para los tres lubricantes, en la figura 5.19 se observa una dispersión en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, el cual tiende a ser menor a medida que la relación de presiones se incrementa. Este comportamiento está relacionado con la falta de la válvula de cuatro vías en el prototipo estudiado, como se comentará a continuación.

## 5.2 Comportamiento del compresor

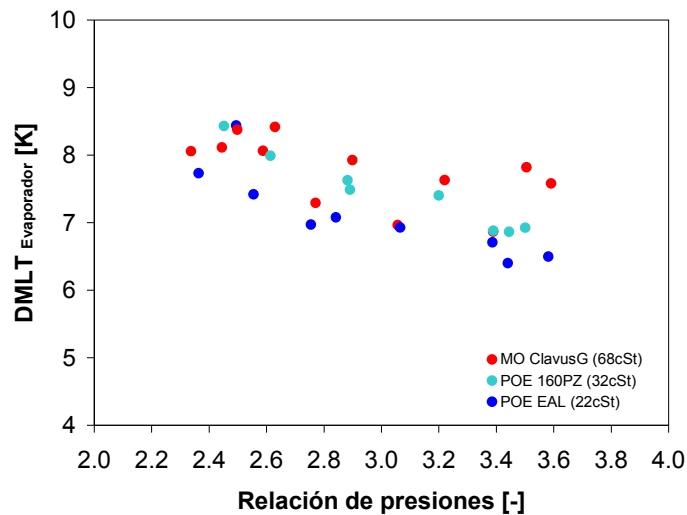
---



**Figura 5.19** Sobrecalentamiento del refrigerante de los experimentos realizados con tres tipos de lubricantes en condiciones de operación similares.

De estos resultados se observa que con el uso del aceite mineral el sistema tiende a mantener temperaturas de succión en el compresor ligeramente menores en comparación a los polioésteres, principalmente con respecto al aceite POE de menor viscosidad (EAL de 22 cSt). Una posible causa de este comportamiento podría encontrarse en la mayor dificultad del evaporador para transferir el calor del refrigerante hacia el agua cuando el sistema opera con el aceite mineral, lo que conlleva a una diferencia de temperaturas mayor entre ambos fluidos.

Una forma de estimar el comportamiento antes descrito es a través de la diferencia de temperaturas media logarítmica del evaporador del prototipo 6 al emplear los tres lubricantes, como se indica en la figura 5.20.



**Figura 5.20** Sobrecalentamiento del refrigerante de los experimentos realizados con tres tipos de lubricantes en condiciones de operación similares.

De la figura anterior se corrobora una mayor diferencia de temperaturas entre los fluidos de trabajo dentro del evaporador con el uso del aceite mineral. Las menores temperaturas de evaporación obtenidas con el uso del aceite mineral que ocasionan este comportamiento pueden estar condicionadas a su vez por diversos factores, como pueden ser la mayor viscosidad de este lubricante y/o una mayor concentración de éste en el refrigerante que circula por el sistema<sup>17</sup>. La combinación de estos dos efectos podría justificar una mayor penalización en la transferencia de calor en el evaporador, por el incremento del espesor de la película de lubricante que se forma en las paredes del evaporador, afectando con ello la transferencia de calor por una menor conducción.

Adicionalmente se ha observado que en el caso concreto de los experimentos realizados en el prototipo 6, existen algunos factores de diseño que han podido contribuir también a obtener menores temperaturas de evaporación con el uso del aceite mineral, afectando con ello el rendimiento del compresor. Estos factores son el tipo de evaporador empleado (V80), el cual incorpora un dispositivo de distribución de flujo, así como la falta de la válvula de inversión

<sup>17</sup> La concentración es en principio del orden del 1% según las investigaciones realizadas por Navarro *et al.* [84], [85], sin embargo en sistemas de pequeñas dimensiones y bajas cargas de refrigerante, como es en el caso de los sistemas que se presentan en este trabajo, el valor de la concentración de aceite en el refrigerante podría ser muy superior.

## 5.2 Comportamiento del compresor

---

del ciclo que introduce un sobrecalentamiento adicional a la salida del evaporador.

Experimentalmente se ha observado que estos factores generan una mayor dificultad de regulación del grado de sobrecalentamiento del refrigerante por parte de la válvula de expansión, propiciando que el sobrecalentamiento cambie con la carga de refrigerante, lo cual es un comportamiento atípico e indeseable, y que será comentado con mayor detalle en la sección dedicada al estudio del evaporador.

Si el sistema tiene una carga de refrigerante mayor, como ocurre con el uso del aceite mineral por su mayor solubilidad con el propano, el dispositivo de expansión tiende a cerrarse para lograr controlar un sobrecalentamiento constante, como parece ocurrir en los experimentos mostrados anteriormente. En estas circunstancias, la temperatura de evaporación tenderá a ser menor, mientras que la temperatura de condensación mayor, penalizando con ello el comportamiento del compresor.

Por otra parte, al no contar con la válvula de inversión del ciclo, las variaciones que generan las gotas de refrigerante que no llegan a ser evaporadas propician que el grado de sobrecalentamiento en la succión del compresor, regulado por la válvula de expansión tenga una dispersión mayor, como se ha podido comprobar en la figura 5.19, haciendo inestable el funcionamiento de la válvula.

El comportamiento del compresor y del evaporador comentados, no son debidos exclusivamente a las características de los lubricantes, sin embargo el hecho de que el aceite mineral sea más viscoso, y más soluble con el propano puede contribuir a que los problemas de diseño antes mencionados se agudicen.

En lo referente a las propiedades del lubricante, una mayor viscosidad de la mezcla aceite/refrigerante debida al uso de un lubricante más viscoso como el aceite mineral podría ocasionar también un menor rendimiento mecánico del compresor, ya que el aumento de la viscosidad de la mezcla aceite/refrigerante reduce la capacidad de fluencia del lubricante, permitiendo el aumento de las pérdidas mecánicas del compresor por la mayor dificultad que tiene el aceite de llegar a todos los intersticios en donde es requerido [78].

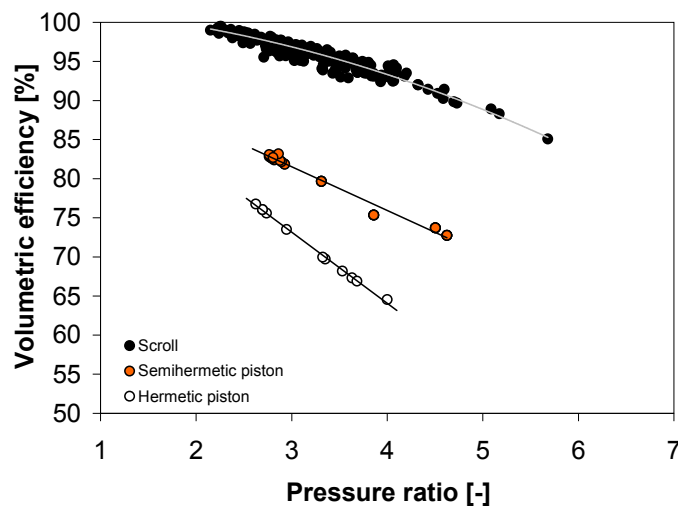
Por el contrario, una mezcla aceite/refrigerante de baja viscosidad, como podría ser el caso del aceite POE EAL de 22 cSt con el propano, puede acortar la vida útil del compresor por la menor protección de los elementos mecánicos contra el desgaste principalmente en elevadas temperaturas de trabajo [78]. Para comprobar estas hipótesis es preciso realizar ensayos de durabilidad con ambos tipos de lubricantes, lo cual puede ser objeto de investigaciones futuras.

#### 5.2.4. Comparativa entre compresores al usar propano

En los siguientes párrafos se discuten las principales diferencias observadas entre las curvas características de las tres tecnologías de compresores estudiadas al hacer uso del propano como refrigerante.

En las figuras 5.21 y 5.22 se muestran los valores del rendimiento volumétrico y del compresor de los compresores Scroll y los compresores de pistones hermético y semihermético, operando todos ellos bajo diferentes cargas de refrigerante y condiciones de operación.

De la figura 5.21 se confirma el mayor rendimiento volumétrico del compresor Scroll en comparación a los dos compresores de pistones en un amplio intervalo de relaciones de presión.



**Figura 5.21** Valores de la eficiencia volumétrica del compresor Scroll y de los compresores de pistones hermético y semihermético, bajo diferentes condiciones de trabajo y cargas de propano.

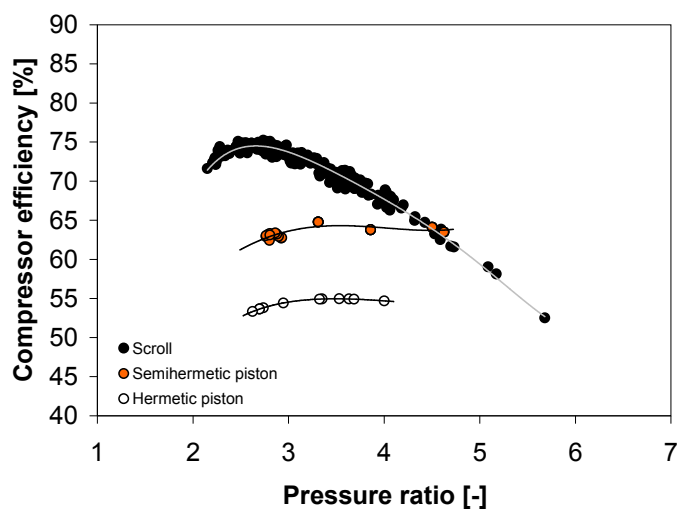
Por su diseño, los compresores scroll tienen una ventaja inherente en el rendimiento volumétrico sobre los compresores de pistones, debido a las menores fugas de gas y pérdidas de flujo que presentan. En un compresor scroll las fugas de gas son menores en comparación a un compresor de pistones por las holguras fijas de operación de estos últimos, las cuales tienden a aumentar con el tiempo a medida que los componentes se desgastan, mientras que en los compresores scroll esto no ocurre, manteniéndose la capacidad de sellado durante el funcionamiento normal, principalmente porque las partes aparejadas se desgastan juntas en su encastre, acoplándose entre ellas con el uso.

## 5.2 Comportamiento del compresor

Otro factor que explica el menor rendimiento volumétrico de los compresores de pistones se encuentra en el fenómeno de reexpansión del volumen muerto que se presenta en este tipo de tecnologías y que no se produce en un compresor Scroll por el diseño en espiras de este que permite un proceso de compresión continuo.

En cuanto a las diferencias en el rendimiento volumétrico observadas entre los dos compresores de pistones, estas se encuentran asociadas principalmente a las diferencias en el diseño y construcción de ambos compresores, como pueden ser las tolerancias en el volumen muerto de los pistones, las holguras en los cilindros y válvulas, las diferencias en las pérdidas de calor con el entorno o con el devanado del motor eléctrico, etc.

Por otra parte, en la figura 5.22 se muestran las curvas de eficiencia del compresor a partir de los datos obtenidos de forma experimental con los tres tipos de compresores comparados.



**Figura 5.22** Valores de la eficiencia del compresor Scroll y de los compresores de pistones hermético y semihermético, bajo diferentes condiciones de trabajo y cargas de propano.

Como puede observarse, el compresor scroll presenta a bajas relaciones de presión, un rendimiento significativamente superior en comparación a los dos compresores de pistones. Por otra parte, a relaciones de presión mayores a 4.5 se observa que el compresor semihermético Bitzer proporciona una eficiencia similar, con una curva que tiende a ser más plana y por tanto capaz de proporcionar rendimientos mayores a medida que aumenta la relación de presiones. Finalmente, de esta figura se observa que el compresor Tecumseh



proporciona una eficiencia del compresor muy inferior al compresor scroll y al compresor semihérmico con una curva de tendencia similar a la del compresor Bitzer.

El hecho de que la eficiencia del compresor scroll sea mucho más sensible a la relación de presiones propicia que el COP de un sistema decaiga a medida que las condiciones de trabajo se alejan del punto de diseño. Este comportamiento no ocurre en los compresores de pistones, lo cual les permite trabajar a diferentes relaciones de presión conservando una eficiencia del compresor más o menos constante y por tanto valores COP también más constantes.

Por tanto, los compresores scroll son aptos para proporcionar elevadas eficiencias en torno a un punto de operación fijo, después del cual la eficiencia se deteriora considerablemente. Por el contrario, los compresores de pistones son aptos para mantener valores de eficiencia aproximadamente constantes a lo largo de un rango de condiciones de operación considerable manteniendo eficiencias elevadas a relaciones de presión altas. Sin embargo, para aplicaciones de acondicionamiento de aire (A/C), esto no es una ventaja dado que las relaciones de presión son moderadas lo que favorece el uso de compresores de tipo scroll.

### **5.3. Comportamiento de los intercambiadores de calor**

En esta sección se muestran los resultados de la caracterización experimental de los cuatro tipos de intercambiadores de placas empleados en los diferentes estudios de carga con propano. El análisis de los datos se ha realizado de dos formas distintas, inicialmente empleando un modelo global de área total y posteriormente un modelo detallado por zonas de intercambio de calor.

El objetivo de ambos procedimientos de análisis es relacionar la capacidad térmica, el área de intercambio de calor, el calor específico de ambos fluidos, los coeficientes de transferencia de calor, así como las temperaturas de entrada y salida de cada fluido.

Inicialmente se parte desde un punto de vista general en el cual se consideran sólo las condiciones de entrada y salida a los intercambiadores, y posteriormente desde un punto de vista local en el cual se consideran por separado las regiones de cambio de fase del propano. Los resultados han sido agrupados según el diseño de los intercambiadores, el tipo de lubricante empleado, las temperaturas de trabajo y la configuración de flujo.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

El conjunto total de experimentos realizados se indican en la tabla 5.4. Los números que se muestran en las casillas de la tabla representan el número de ensayos que se han realizado en cada intercambiador en las correspondientes temperaturas de trabajo.

**Tabla 5.4** Matriz de ensayos de los intercambiadores B27, B80, V80 y Alfa Laval, empleados como condensadores y evaporadores en contracorriente (CC) y equicorriente (EC).

REFRIGERANTE	ACEITE	PROPANO											
		R407C	COPELAND				POE	SHELL			TECUMSEH		
		COPELAND 3MAF	COPELAND 3MAF	DANFOSS 160PZ	MOBIL EAL	MINERAL CLAVUS G68	MINERAL TECUMSEH 2244RC	AL					
CONDENSADOR	B27	B27	B80	B80	B80	B80	B80	B80	V80	B80	B80	AL	
EVAPORADOR	B27	B27	B80	B80	V80	V80	B80	V80	B80	B80	AL	B80	
20/25-12/07	CC	-	-	-	4	3	5	1	9	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25/30-12/07	CC	-	-	-	-	14	4	3	11	-	-	-	-
	EC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30/35-10/05	CC	-	1	1	4	-	-	4	-	-	1	1	-
	EC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30/35-12/07	CC	4	-	-	4	9	4	4	42	-	2	1	-
	EC	5	37	12	2	-	-	4	-	-	2	-	1
30/35-15/10	CC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
30/35-17/12	CC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
35/40-12/07	CC	-	-	-	3	13	5	3	7	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40/45-10/05	CC	3	24	2	3	-	-	8	-	-	1	1	-
	EC	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40/45-12/07	CC	-	-	-	24	14	5	13	8	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40/45-15/10	CC	2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40/45-17/12	CC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45/50-07/02	CC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45/50-10/05	CC	2	1	1	3	-	-	4	-	-	1	1	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
45/50-12/07	CC	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45/50-15/10	CC	-	1	1	3	-	-	6	-	-	1	1	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-
50/55-10/05	CC	2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
50/55-17/12	CC	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	EC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

El estudio de los condensadores ha sido centrado principalmente en la caracterización de los intercambiadores B27 y B80 de SWEP, en donde la serie B80 de 26 placas es una evolución de la serie B27 de 28 placas, la cual permite trabajar con la misma capacidad reduciendo tanto el área de intercambio de calor como el número canales.

Por otra parte, el estudio de los evaporadores ha consistido en la caracterización de los intercambiadores B27, B80, V80 y CB52. Los intercambiadores V80 de SWEP y CB52 de Alfa Laval con 26 y 46 placas respectivamente incorporan un elemento de distribución de flujo en el puerto de entrada del circuito de refrigerante, el cual favorece el reparto equitativo de éste dentro de los canales del intercambiador.

### 5.3.1. Análisis global del condensador

#### *Coefficiente global de transferencia de calor*

Las figuras 5.23 y 5.24 muestran los valores del coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores B27 y B80 al ser empleados como condensadores en los diversos estudios de carga con propano, bajo las dos modalidades de flujo estudiadas, contracorriente y equicorriente respectivamente. Los puntos experimentales de ambos condensadores han sido representados en función del flujo de calor total, para las distintas temperaturas de trabajo seleccionadas.

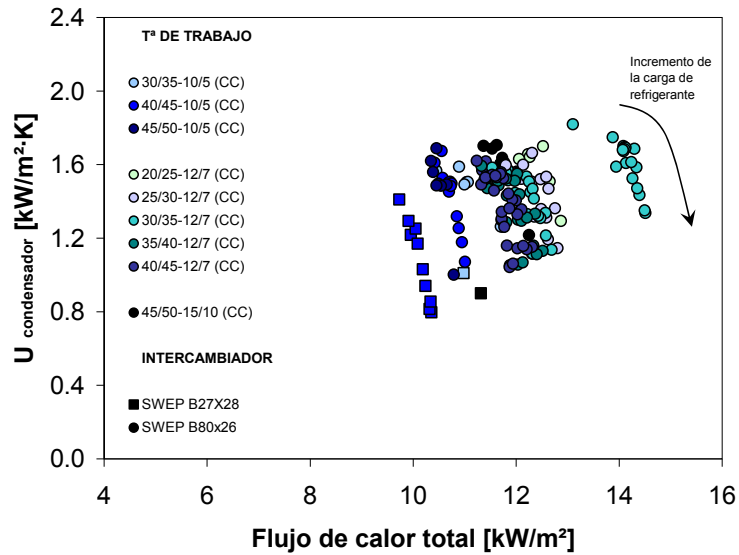
El coeficiente global de transferencia de calor ilustrado en las figuras 5.23 y 5.24 es una función de los coeficientes de convección del agua y del refrigerante, tal y como se indicó en el procedimiento de análisis descrito en el capítulo 4, en donde se asume que la temperatura de condensación del refrigerante se mantiene constante a lo largo de cada intercambiador de calor.

Las pruebas realizadas con el condensador B27 han incluido una serie de experimentos en la que se ajustó la posición de apertura de la válvula de expansión, para obtener un mayor sobrecalentamiento y pasar de 6K (“*setting1*”) a 12K (“*setting2*”). Las temperaturas de trabajo empleadas en la caracterización de este intercambiador de calor fueron los puntos W10/W45 y W30/W7 de calefacción y refrigeración.

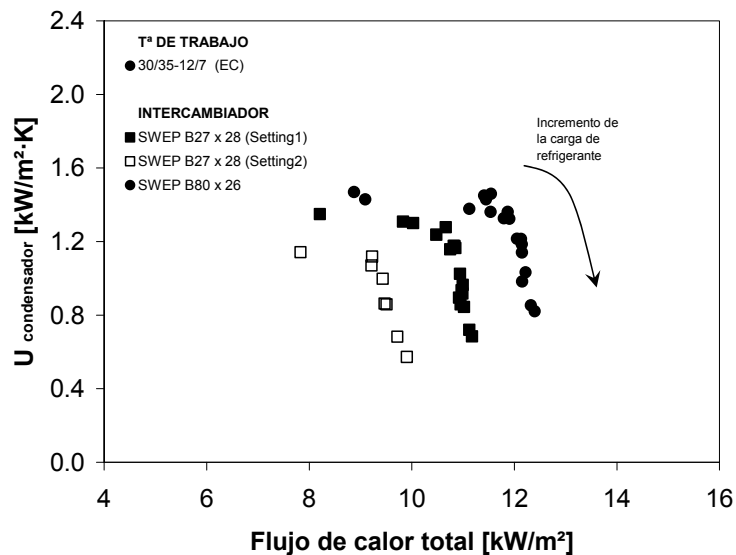
Por otra parte, en el condensador B80 se realizaron una gran cantidad de experimentos, los cuales abarcan diferentes temperaturas de trabajo, así como cambios en el diseño del circuito frigorífico como son: el tamaño y tipo de

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

compresor, la posición de apertura en la válvula de expansión, el tipo de aceite lubricante, etc.



**Figura 5.23** Coeficiente global de transferencia de calor en función del flujo de calor total para los intercambiadores B27 y B80 trabajando como condensadores en modo contracorriente.



**Figura 5.24** Coeficiente global de transferencia de calor en función del flujo de calor total para los intercambiadores B27 y B80 trabajando como condensadores en modo equicorriente.

De las figuras 5.23 y 5.24 se observa que los valores del coeficiente global de transferencia de calor de los dos tipos de intercambiadores empleados como condensadores se agrupan en función de las temperaturas de trabajo de los circuitos secundarios.

En condiciones de baja carga de refrigerante el coeficiente global de transferencia de calor de ambos condensadores es elevado, sin embargo el flujo de calor total tiende a decrecer, puesto que la capacidad del condensador se encuentra condicionada por el gasto másico de refrigerante que es desplazado por el compresor, el cual tiende a ser menor en estas condiciones.

Por el contrario, a medida que la carga de refrigerante se incrementa, el coeficiente global de transferencia de calor de ambos tipos de condensadores tiende a disminuir de forma significativa, mientras que el flujo de calor se mantiene aproximadamente constante.

En relación a las diferencias observadas entre ambos tipos de condensadores, de las figuras 5.23 y 5.24 se observa que los coeficientes de transferencia de calor obtenidos con el intercambiador B27 son menores a los obtenidos con el condensador B80, así mismo se observa que estos puntos se encuentran desplazados hacia flujos de calor menores.

La razón de este comportamiento se encuentra en la mayor área de intercambio de calor con la que cuenta el condensador B27, y a que el diseño de ambos intercambiadores de calor es en principio equivalente. Por tanto, al proporcionar ambos intercambiadores capacidades similares, los flujos de calor y los coeficientes de transferencia de calor del condensador B27 son relativamente menores que los obtenidos con el condensador B80.

Por otra parte, en la figura 5.24 se observa que la disminución del coeficiente global de transferencia de calor y el desplazamiento relativo de los puntos experimentales del condensador B27 con respecto al flujo de calor, son más pronunciados en la serie de experimentos realizados en flujo equicorriente, en donde se ha realizado un ajuste en la apertura de la válvula de expansión (“*Setting2*”).

Este efecto es originado en parte por la disminución del gasto másico de refrigerante por el cierre del dispositivo de expansión, lo que penaliza la capacidad del condensador, así como al incremento de las temperaturas de condensación que se producen cuando el condensador opera en flujo equicorriente, como se comentará mas adelante.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

---

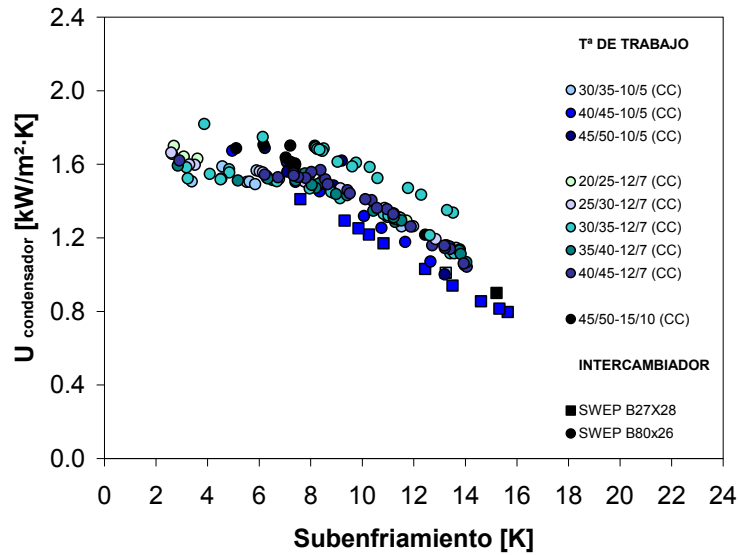
El comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor del condensador B80 observado en las figuras 5.23 y 5.24 se encuentra afectado por diferentes factores, como son las temperaturas de trabajo impuestas en los circuitos de agua, la capacidad de los dos compresores empleados, la posición de apertura de la válvula de expansión, las propiedades de los aceites lubricantes, etc. La combinación de estos factores genera variaciones en el gasto másico de refrigerante que es desplazado a lo largo del circuito frigorífico, y consecuentemente cambios en el flujo de calor total y en el coeficiente global de transferencia de calor del condensador.

De las figuras 5.23 y 5.24 resulta difícil distinguir el efecto individual de cada una de las variables involucradas en el comportamiento de ambos condensadores en las distintas series de experimentos. Sin embargo de las figuras se comprueba que el parámetro de mayor influencia en el coeficiente global de transferencia de calor de los dos condensadores estudiados es la carga de refrigerante.

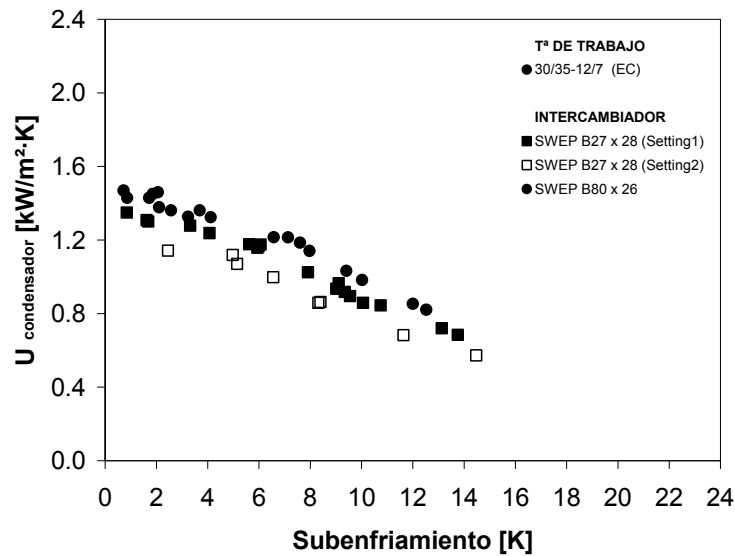
Experimentalmente se ha podido comprobar que el grado de subenfriamiento del refrigerante que se da en la parte final del condensador tiene una relación muy importante con la carga de refrigerante y consecuentemente con el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Las figuras 5.25 y 5.26 muestran la dependencia del coeficiente  $U$  con respecto al subenfriamiento del refrigerante que se origina en la parte final del condensador. En dichas figuras se observa que el coeficiente global de transferencia de calor decrece a medida que el subenfriamiento del refrigerante se incrementa, tal y como ocurre con la carga de refrigerante.

Por otra parte, de dichas figuras se observa que los puntos experimentales se agrupan formando familias de puntos con tendencias similares, las cuales se encuentran equidistantes entre sí. Estas familias de puntos corresponden al tipo de condensador, a temperaturas de trabajo y a la capacidad del compresor empleado, destacando en este último caso la serie de puntos realizada en la condición de trabajo 30/35-12/7 de la figura 5.25, en la que se empleó el compresor Bitzer de mayor capacidad. En esta serie de experimentos, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que en el resto de puntos experimentales en donde se fue usado el compresor Scroll.



**Figura 5.25** Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en función del grado de subenfriamiento del refrigerante, con dos tipos de condensadores operando en flujo contracorriente.

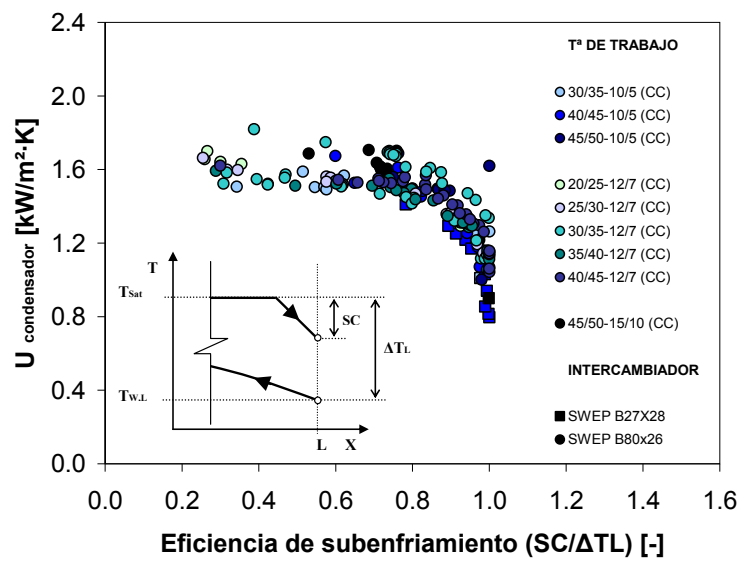


**Figura 5.26** Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en función del grado de subenfriamiento del refrigerante, con dos tipos de condensadores operando en flujo equicorriente.

Otra forma de distinguir la influencia del subenfriamiento sobre el coeficiente global de transferencia de calor se presenta en las figuras 5.27 y 5.28, que

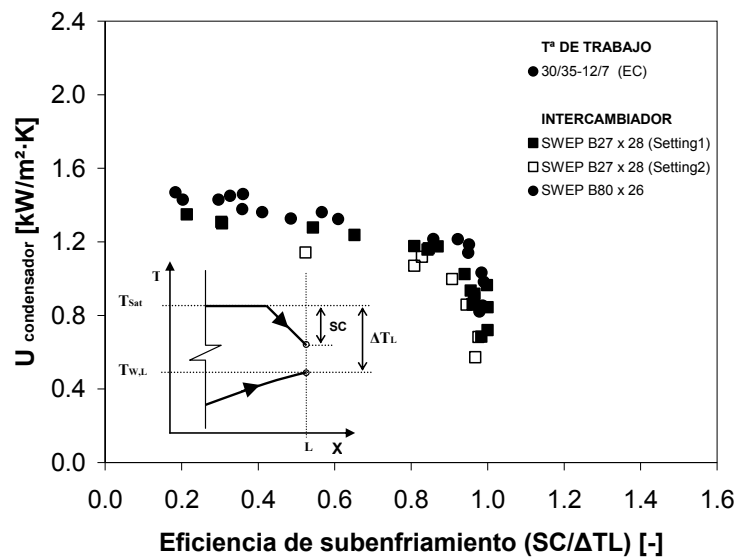
### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

muestran el valor del coeficiente  $U$  en función de la “eficiencia de subenfriamiento”, definida como la razón entre el subenfriamiento y la diferencia  $\Delta T_L$ , determinada entre las temperaturas de condensación ( $T_{Sat}$ ) y de entrada o salida del fluido secundario ( $T_L$ ), dependiendo si el flujo es en contracorriente o en equicorriente.



**Figura 5.27** Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en función de la “eficiencia de subenfriamiento” del refrigerante, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo contracorriente.





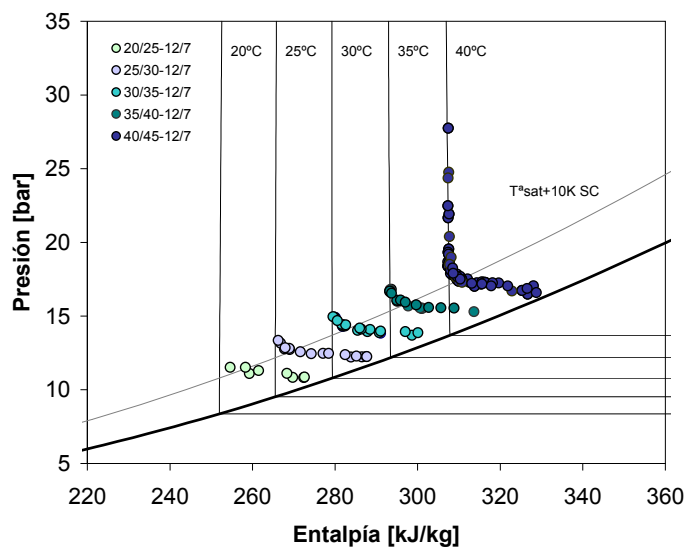
**Figura 5.28** Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en función de la “eficiencia de subenfriamiento” del refrigerante, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo equicorriente.

De las figuras 5.27 y 5.28 se observa que el valor del coeficiente global  $U$  se mantiene aproximadamente constante a medida que se incrementa el grado de subenfriamiento del refrigerante, sin que la diferencia de temperaturas  $\Delta T_L$  experimente cambios significativos, todo ello hasta alcanzar un valor de “eficiencia” próximo a 0.8, que corresponde a un subenfriamiento de 10K en condiciones de flujo en contracorriente y 6K en condiciones de flujo en equicorriente, como se comentará con mayor detalle en párrafos posteriores.

A partir de estos valores de subenfriamiento, el coeficiente global de transferencia de calor decrece aceleradamente conforme la “eficiencia de subenfriamiento” tiende a la unidad. De este análisis se comprueba que la hipótesis de temperatura de condensación constante planteada inicialmente pierde validez a medida que la carga de propano se incrementa.

Por otra parte, la figura 5.29 muestra sobre un diagrama presión  $v/s$  entalpía la evolución del subenfriamiento del propano en un sistema al realizar diversos estudios de carga, bajo diferentes condiciones de trabajo.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



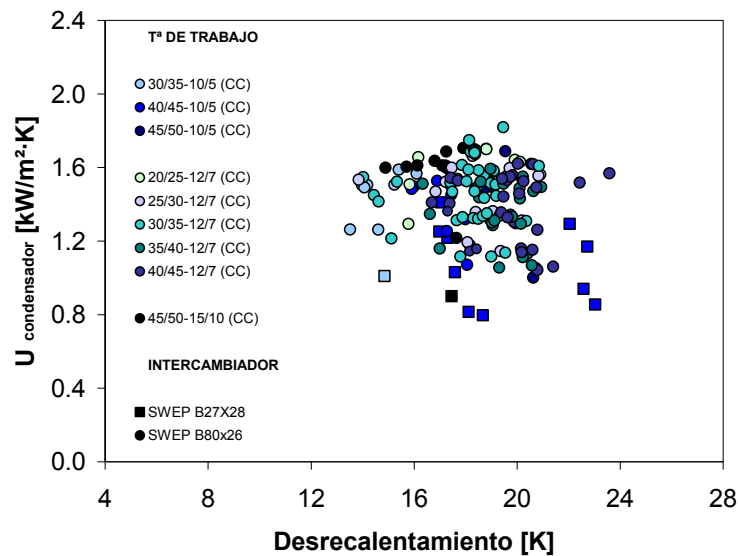
**Figura 5.29** Línea de líquido saturado en un diagrama Presión-Entalpía representando los diferentes estudios de carga realizados en varios prototipos, con diferentes temperaturas de trabajo y con ambos intercambiadores en modo contracorriente.

Como puede observarse de la figura 5.29, el salto entálpico entre la condición de saturación y la salida del refrigerante del condensador se incrementa a medida que se incrementa el subenfriamiento del refrigerante en el sistema, ello con un ligero incremento en la correspondiente temperatura de condensación.

Hasta el punto en el cual la temperatura de salida del refrigerante es próxima a la temperatura del fluido secundario. A partir de aquí el incremento del subenfriamiento se da a costa del aumento de la presión y temperatura de condensación.

El comportamiento antes descrito ocurre de la misma forma para las diversas series de ensayos, independientemente de la condición de trabajo impuesta. Así mismo se observa que la condición óptima de carga en función del subenfriamiento es aproximadamente la misma en todos los casos ( $\approx 10\text{K}$  de subenfriamiento).

Por otra parte, con la finalidad de comprobar la influencia de las condiciones del refrigerante a la entrada del condensador sobre el proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en su interior, se muestra en la figura 5.30 el coeficiente global  $U$  en función del grado de desrecalentamiento del refrigerante a la entrada del intercambiador de calor.



**Figura 5.30** Coeficiente global de transferencia de calor del condensador B80 graficado en función del grado de desrecalentamiento del refrigerante en la entrada al condensador.

De la figura anterior se aprecia que la diferencia de temperaturas entre el refrigerante que ingresa en el condensador y la temperatura de condensación se encuentra comprendida en la mayoría de los casos en un intervalo de valores de que va de 15 a 25 K, aproximadamente.

Sin embargo, de la figura 5.30 se puede concluir que no hay una dependencia significativa entre la región de desrecalentamiento del refrigerante sobre el valor del coeficiente global de transferencia de calor del condensador. Al respecto, es importante destacar que a pesar de que la diferencia de temperaturas del refrigerante entre la condensación y la entrada al intercambiador, es en la mayoría de los casos elevada, no implica necesariamente que se requiera de una gran área de transferencia de calor para que se de el proceso de desrecalentamiento de refrigerante.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

---

Una hipótesis que justifica este hecho sería que la superficie de intercambio de calor a la entrada del condensador se encuentra a una temperatura menor que la de saturación del refrigerante, lo que implicaría que el refrigerante sobrecalentado que ingresa al condensador forme una película muy fina de líquido en las paredes del intercambiador, al entrar en contacto con éste, aún cuando en el centro del canal coexista vapor sobrecalentado [109].

Por todo lo anteriormente referido, se puede resumir que el grado de subenfriamiento del refrigerante es un parámetro fuertemente vinculado con la carga de refrigerante, y afecta de forma importante al valor del coeficiente global de transferencia de calor del condensador. Así mismo, se concluye que el refrigerante sobrecalentado que ingresa al condensador, no influye de forma significativa en el valor del coeficiente global de transferencia de calor del condensador.

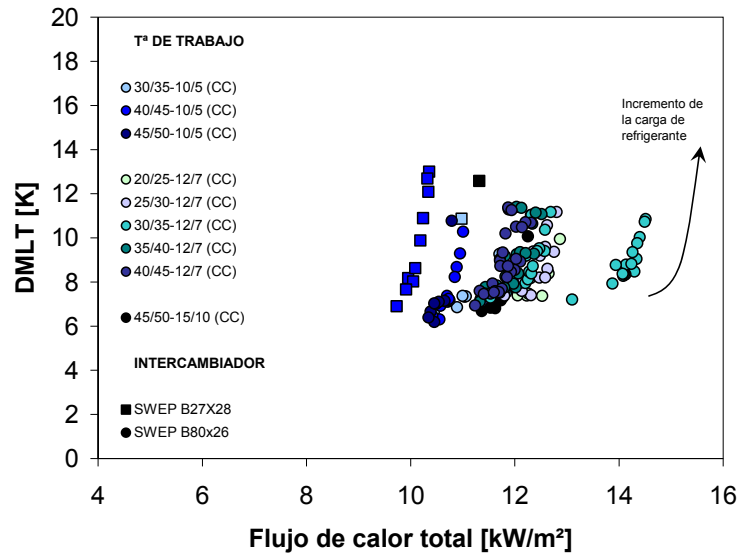
Finalmente, se puede concluir que las condiciones de operación óptimas en las cuales tanto el coeficiente global de transferencia de calor, como el flujo de calor total son máximos corresponden a subenfriamientos de 10K y 6K para flujo contracorriente y equicorriente respectivamente. Así mismo, los valores medios del coeficiente global de transferencia de calor en dichas condiciones de funcionamiento se encuentran en torno a 1.6 [kW/m<sup>2</sup>·K] en flujo contracorriente y 1.2 [kW/m<sup>2</sup>·K] en flujo equicorriente.

#### ***Diferencia de temperaturas media logarítmica o DMLT***

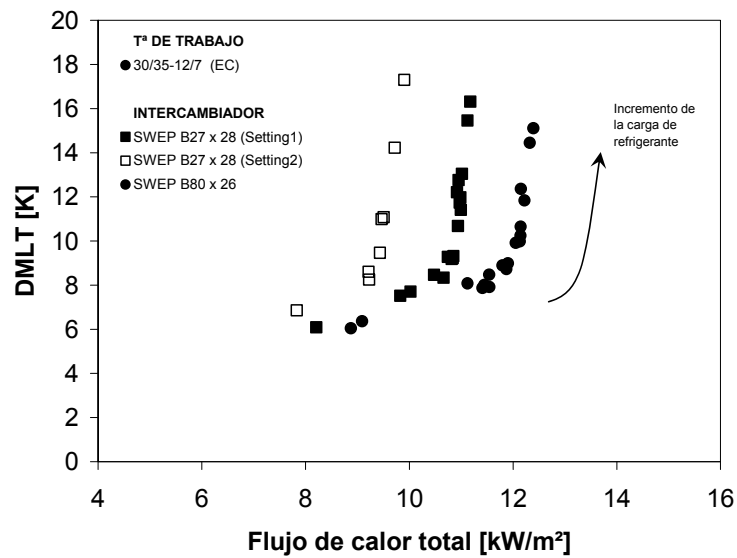
Otro parámetro de gran interés a considerar en el análisis global del condensador es la diferencia de temperaturas que existe entre el refrigerante y el fluido secundario, la cual se encuentra determinada por la diferencia de temperaturas media logarítmica o DMLT.

El valor de la DMLT que se muestra en las figuras siguientes ha sido calculado a partir de las temperaturas de entrada y salida del fluido secundario y la temperatura de condensación del refrigerante, la cual se ha considerado constante a lo largo de todo el intercambiador de calor.

Las figuras 5.31 y 5.32 muestran el valor de la DMLT representada en función del flujo de calor total de los condensadores B27 y B80 en las dos condiciones de flujo estudiadas. De las figuras se observa nuevamente que los puntos experimentales se agrupan en función del tipo de condensador, de las temperaturas de trabajo y de la capacidad del compresor empleado.



**Figura 5.31** Diferencia de temperaturas media logarítmica del condensador, en función del flujo de calor total, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo contracorriente.



**Figura 5.32** Diferencia de temperaturas media logarítmica del condensador, en función del flujo de calor total, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo equicorriente.

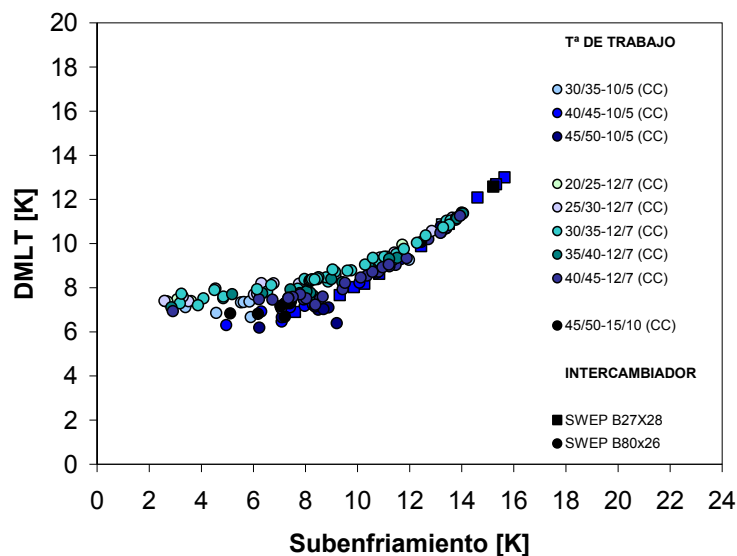
Así mismo se observa que en condiciones baja carga de refrigerante, la DMLT se ubica en valores próximos a 7K, y a medida que se incrementa la cantidad de

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

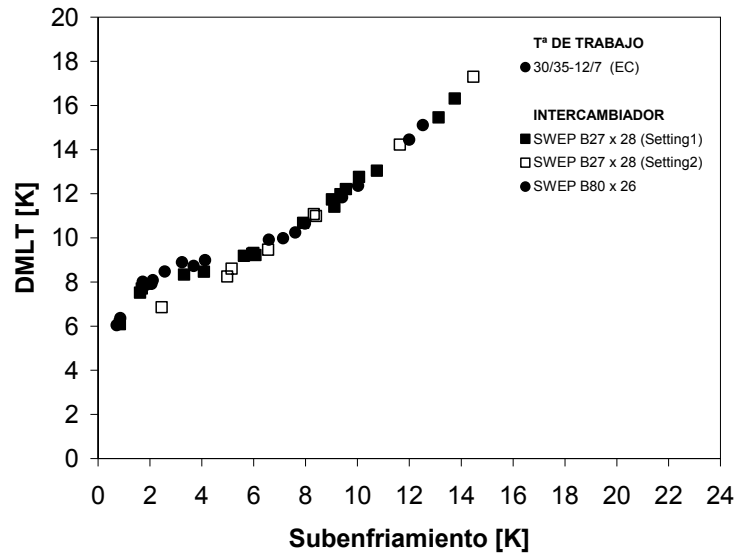
refrigerante en el sistema, y con ello el subenfriamiento, el valor de la DMLT aumenta considerablemente y tiende a ser independiente del flujo de calor.

La mayor sensibilidad de la DMLT con el flujo de calor a bajas cargas de refrigerante se debe a que en estas condiciones la mayor parte del área de intercambio de calor se encuentra dedicada al cambio de fase del refrigerante.

En cuanto a la dependencia de la DMLT con el subenfriamiento, en las figuras 5.33 y 5.34 se aprecia que la DMLT adquiere valores muy bajos en condiciones de baja carga y tiende a mantenerse aproximadamente constante en un intervalo de 2K a 10K en flujo contracorriente y entre 2K y 6K en flujo equicorriente.



**Figura 5.33** Diferencia de temperaturas media logarítmica del condensador, en función del grado de subenfriamiento del refrigerante, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo contracorriente.

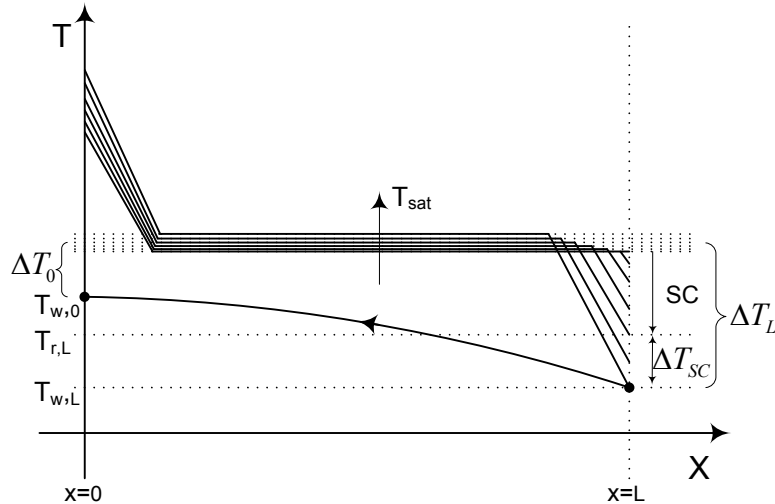


**Figura 5.34** Diferencia de temperaturas media logarítmica del condensador, en función del grado de subenfriamiento del refrigerante, para dos tipos de intercambiadores operando en flujo equicorriente.

Así mismo se observa que existe un punto de inflexión a partir del cual la DMLT presenta una tendencia lineal creciente a medida que se sobrepasa el valor de subenfriamiento óptimo. El punto de inflexión para flujo equicorriente es aproximadamente 5K, mientras que para el modo contracorriente este se encuentra próximo a 10K. Estos valores de subenfriamiento corresponden al punto óptimo de carga para cada modo de ensayo, tal y como se comentó previamente en las figuras 5.27 y 5.28 que describen la “eficiencia de subenfriamiento” del condensador.

Para explicar con mayor detalle la dependencia del subenfriamiento óptimo con la DMLT se muestra en la figura 5.35 un esquema general de los perfiles de temperaturas del agua y del refrigerante, en donde se indican algunos puntos de interés que son comentados a continuación.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.35** Esquema de los perfiles de temperatura del agua y del refrigerante en un condensador que opera en flujo contracorriente y con diferentes cargas de refrigerante.

Partiendo de la definición de la DMLT, en la que se ha considerado constante la temperatura de condensación, y suponiendo que al ser relativamente pequeña la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido secundario ( $\Delta T = 5K$ ), la media logarítmica de la diferencia de temperaturas para un condensador se puede aproximar simplemente como el promedio de la diferencia de temperaturas en los dos extremos del condensador, de la siguiente forma:

$$DMLT = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}\right)} \approx \frac{\Delta T_0 + \Delta T_L}{2} \approx \frac{(T_{sat} - T_{w,0}) + (T_{sat} - T_{w,L})}{2} \quad (5.11)$$

Factorizando la temperatura de saturación y expresando la función en términos de la diferencia de temperaturas del agua se tiene que:

$$DMLT = T_{sat} - \frac{T_{w,L} - T_{w,0}}{2} + \frac{T_{w,L} - T_{w,L}}{2} \quad (5.12)$$

Haciendo las simplificaciones correspondientes se obtienen las expresiones de la DMLT para flujo en contracorriente y equicorriente:



$$DMLT = T_{\text{sat}} - T_{w,L} - \left[ \frac{T_{w,0} - T_{w,L}}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} > T_{w,L} \quad (\text{flujo CC}) \quad (5.13)$$

$$DMLT = T_{\text{sat}} - T_{w,L} + \left[ \frac{T_{w,L} - T_{w,0}}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} < T_{w,L} \quad (\text{flujo EC}) \quad (5.14)$$

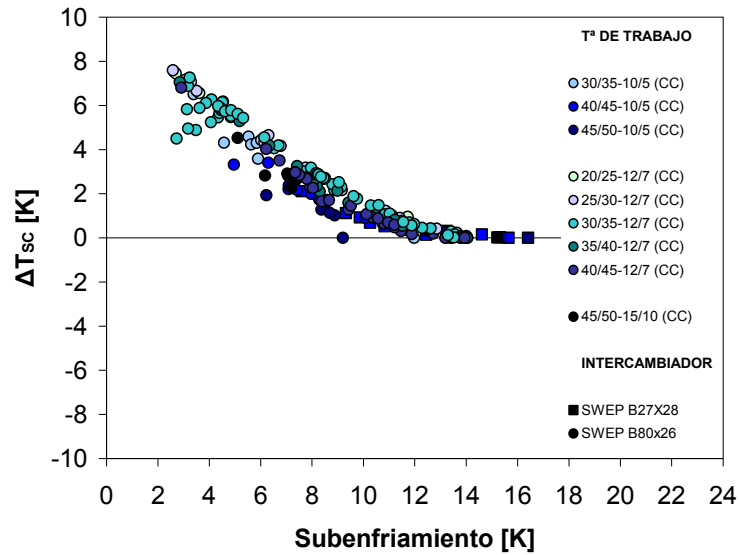
Así mismo como:  $T_{\text{sat}} = T_{w,L} + \Delta T_{\text{sc}} + \text{SC}$ , entonces la DMLT se puede calcular como:

$$DMLT = \Delta T_{\text{sc}} + \text{SC} - \left[ \frac{\Delta T_w}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} > T_{w,L} \quad (\text{flujo CC}) \quad (5.15)$$

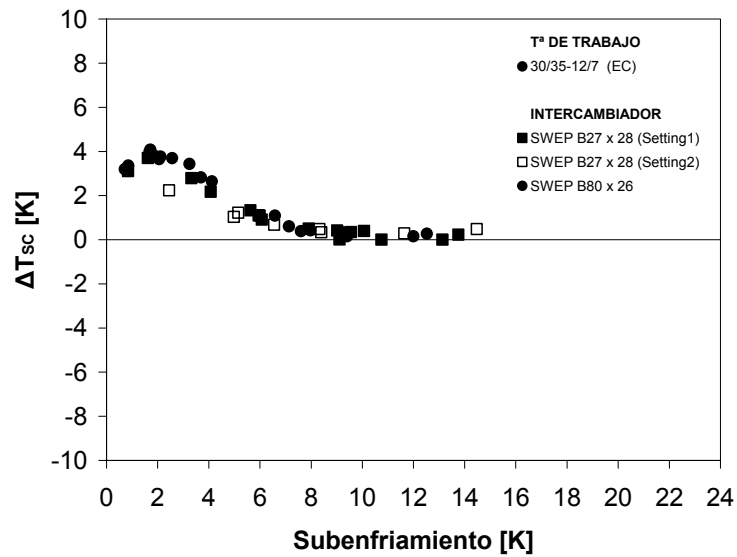
$$DMLT = \Delta T_{\text{sc}} + \text{SC} + \left[ \frac{\Delta T_w}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} < T_{w,L} \quad (\text{flujo EC}) \quad (5.16)$$

En la mayoría de los experimentos se ha establecido un salto de temperaturas igual a 5K, y experimentalmente se ha encontrado que la  $\Delta T_{\text{sc}}$  adquiere un valor próximo a cero cerca de la carga de refrigerante que corresponde al subenfriamiento óptimo, como puede observarse en las figuras 5.36 y 5.37.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.36** Diferencia de entre la temperatura de salida del refrigerante del condensador y la temperatura de entrada del agua al condensador (flujo contracorriente), en función del grado de subenfriamiento de refrigerante.



**Figura 5.37** Diferencia entre la temperatura de salida del refrigerante del condensador y la temperatura de salida del agua del condensador (flujo equicorriente), en función del grado de subenfriamiento del refrigerante.

Por lo tanto, de las figuras anteriores y de las expresiones 5.15 y 5.16 se confirma que a partir de determinadas cargas de refrigerante, en las cuales las temperaturas de ambos fluidos se aproximan al máximo ( $\Delta T_{sc} \approx 0$ ), la DMLT depende prácticamente del subenfriamiento del refrigerante. En estas condiciones, la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante es mínima, a la vez que el coeficiente global de transferencia de calor es máximo.

Por todo lo anteriormente descrito en relación al comportamiento de la DMLT y del coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores de calor operando como condensadores, bajo distintos regímenes de carga de propano se puede resumir lo siguiente:

En un sistema de refrigeración desprovisto de un recipiente de almacenamiento de líquido, el refrigerante subenfriado proveniente del condensador se acumula en exceso en su interior a medida que se incrementa la cantidad de refrigerante en el sistema. Esto tiene un efecto benéfico en el sentido de que aumenta la capacidad por el incremento en el salto entálpico (que beneficia también al evaporador), sin embargo existe un punto en el que la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua se incrementa excesivamente, propiciando una disminución en el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Un valor medio de la DMLT para una condición de subenfriamiento óptima en la cual, tanto el coeficiente global de transferencia de calor así como el flujo de calor sean máximos se encuentra aproximadamente en 7K para este tipo de intercambiadores de calor trabajando como condensadores en contracorriente y en torna 8K en equicorriente.

### 5.3.2. Análisis detallado del condensador

Del análisis global correspondiente al estudio de los condensadores se ha comprobado que la hipótesis de temperatura de condensación constante planteada inicialmente pierde validez en determinadas condiciones de funcionamiento. Dichas condiciones se presentan cuando el subenfriamiento del refrigerante dentro del condensador se incrementa por el aumento de la carga de refrigerante en el sistema.

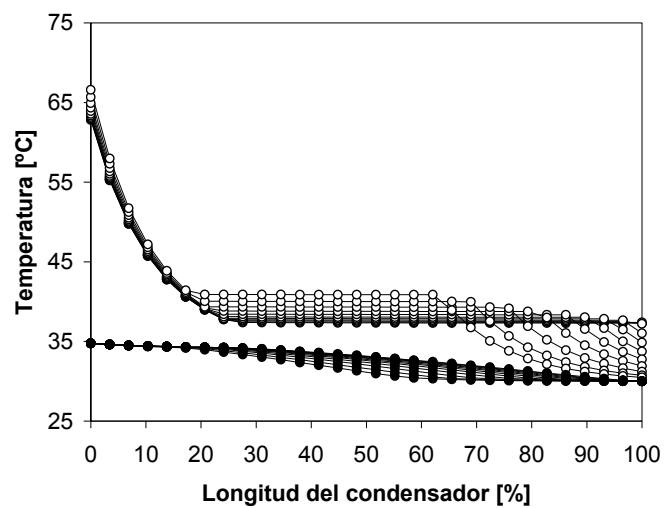
En estas circunstancias, el coeficiente de transferencia de calor promedio del refrigerante es una ponderación de los coeficientes de transferencia de calor promedio de los procesos de condensación, sobrecalentamiento de vapor y subenfriamiento de líquido, y su valor depende por tanto, de los parámetros que

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

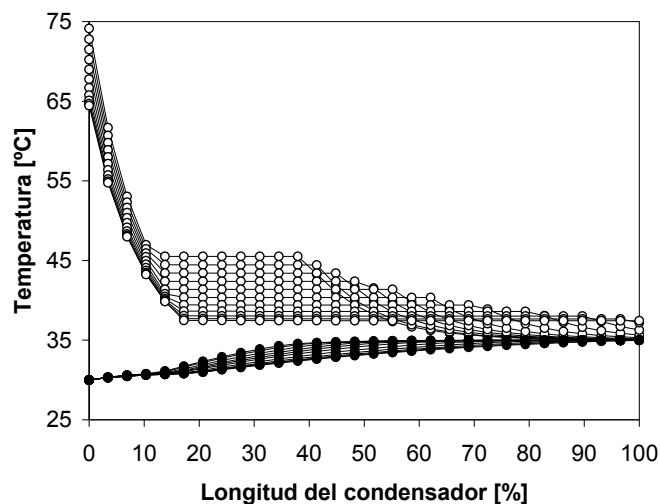
---

afectan a dichos coeficientes y de la distribución de las áreas bifásica y monofásicas en el lado del refrigerante, principalmente al variar la carga del sistema, como es el caso particular de los estudios que aquí se presentan.

En las figuras 5.38 y 5.39 se ilustra el efecto que tiene la carga de refrigerante en el comportamiento global del condensador, ejemplificando de forma gráfica los perfiles de temperatura ideales del refrigerante y del fluido secundario en el interior del condensador. Las figuras han sido desarrolladas en base a algunos datos experimentales obtenidos en los estudios de caracterización con propano y del posterior análisis de apoyado en el código de modelado ART [110].



**Figura 5.38** Perfiles de temperatura del agua y del refrigerante en un estudio paramétrico, considerando un condensador que opera en flujo contracorriente y con diferentes cargas de refrigerante.



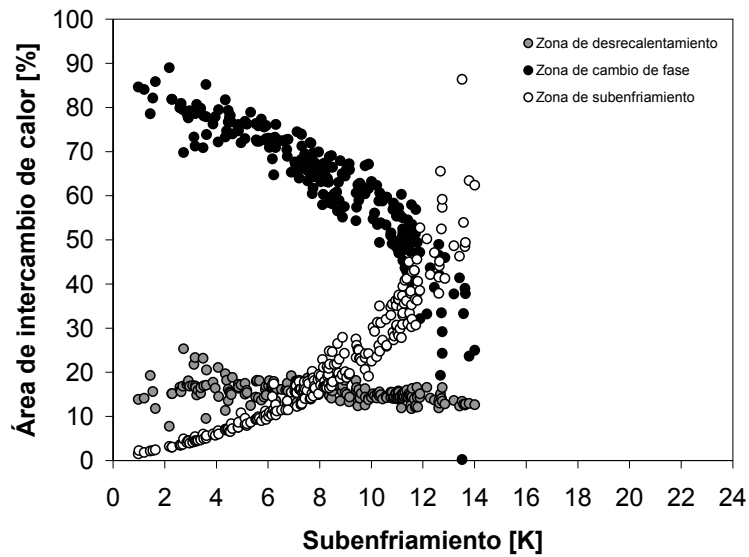
**Figura 5.39** Perfiles de temperatura del agua y del refrigerante en un estudio paramétrico, considerando un condensador que opera en flujo equicorriente y con diferentes cargas de refrigerante.

En las figuras anteriores se realizó un estudio paramétrico del efecto de la carga de propano en el condensador, en donde se corroboran las observaciones experimentales que relacionan al subenfriamiento con la carga de refrigerante, comprobándose que a medida que se incrementa la cantidad de propano en el sistema, el subenfriamiento también aumenta, hasta que la temperatura de salida del refrigerante es próxima a la temperatura del fluido secundario en uno de los extremos, entrada o salida (dependiendo si es flujo en equicorriente o en contracorriente), inicialmente sin que exista un aumento apreciable en la temperatura de condensación.

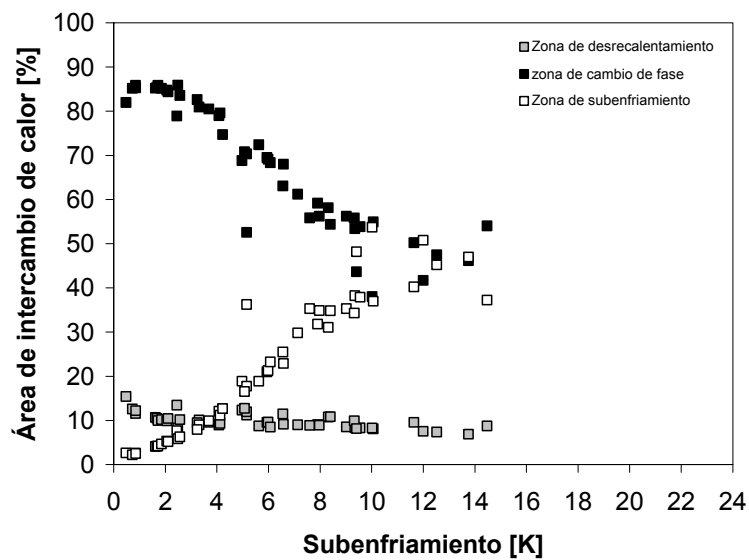
Se comprueba también que a medida que la carga sigue en ascenso, el subenfriamiento continúa incrementándose a costa del aumento en la presión y temperatura de condensación, ocasionando a su vez el aumento en la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante (DMLT).

En las figuras 5.40 y 5.41, se muestra la distribución del área de transferencia de calor de los dos tipos de condensadores caracterizados experimentalmente con propano al operar en flujo contracorriente y equicorriente respectivamente.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.40** Distribución del área del condensador según el proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en su interior al variar la carga de propano, en como función del grado de subenfriamiento del refrigerante, y en flujo contracorriente.



**Figura 5.41** Distribución del área del condensador según el proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en su interior al variar la carga de propano, en como función del grado de subenfriamiento del refrigerante, y en flujo equicorriente.

Como se observa en la figura 5.40, al incrementarse el subenfriamiento del propano en el condensador, la zona de intercambio destinada al cambio de fase del refrigerante decrece aceleradamente, mientras que la región dedicada al subenfriamiento aumenta con una tasa de crecimiento equivalente.

En cuanto a la zona de desrecalentamiento, del análisis de los datos experimentales se concluye que el área destinada a este proceso es de aproximadamente 15%, sin embargo como se ha comentado anteriormente, es muy posible que en esta región, las placas del intercambiador se encuentren a una temperatura menor que la de saturación del propano, permitiendo la formación de una película de líquido sobre la superficie de enfriamiento (“*film-wise*”), por lo que el área de cambio de fase sería en este supuesto, la suma de el área de desrecalentamiento y el área bifásica mostradas en las figuras.

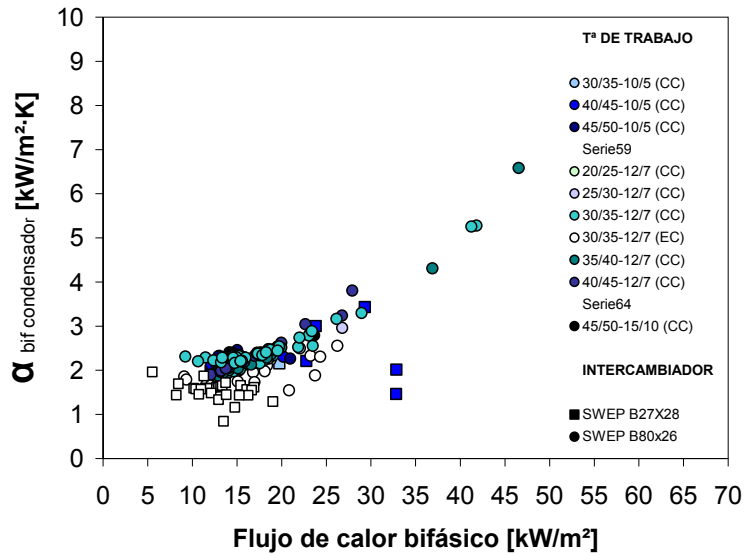
En el caso de los experimentos realizados en flujo equicorriente, de la figura 5.41 se observa que el área de cambio de fase y el área de subenfriamiento tienden a ser simétricas al igual que en flujo contracorriente, sin embargo la distribución de ambas zonas tiende a aproximarse asintóticamente a un valor cercano al 50% del área total del condensador. De la figura se observa que el cálculo del área que se destina al desrecalentamiento del refrigerante es en este caso cercano al 10%.

A partir del análisis por zonas de intercambio de calor que describen las figuras anteriores se han obtenido los coeficientes de transferencia de calor bifásicos promedio del propano para los dos condensadores y en las dos modalidades de flujo estudiadas, empleando para ello el procedimiento de análisis por zonas descrito en el capítulo 4.

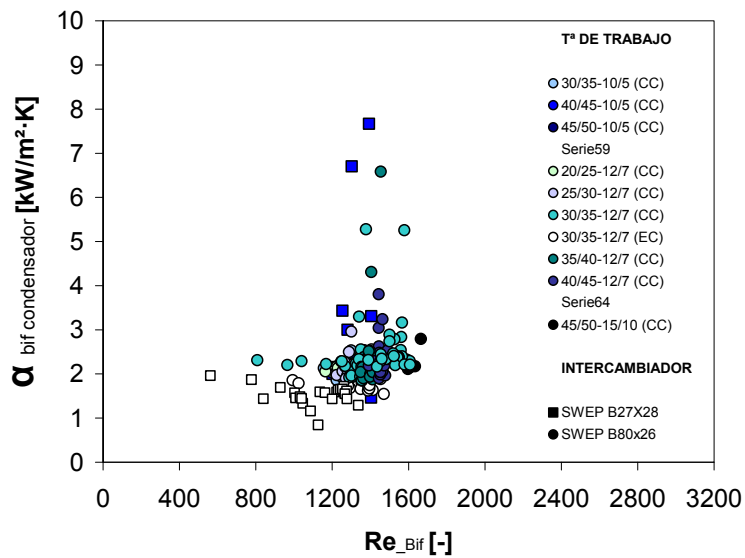
Al respecto, en las figuras 5.42 y 5.43 se muestran los valores de dicho coeficiente como función del flujo de calor y del número de Reynolds bifásicos, los cuales son calculados a partir de las propiedades medias del refrigerante en la región de cambio de fase, del gasto másico considerando una distribución uniforme del refrigerante, y del área de intercambio de calor en función del número de placas del intercambiador, según se indica en la expresión 4.47. Los puntos experimentales mostrados corresponden a la totalidad de experimentos realizados con ambos condensadores, y en donde se incluyen distintas cargas de refrigerante, distintos tipos de lubricantes, condiciones de operación, configuración de flujo, etc.

Posteriormente, en la figura 5.44 se presenta el valor del coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano de los ensayos correspondientes a la caracterización del condensador B80 del prototipo 6, con los aceites POE 160PZ de 32 cSt, EAL de 22 cSt y con el aceite mineral Clavus G de 68 cSt.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.42** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en condensación del propano como función del flujo de calor bifásico con los dos tipos de intercambiadores de calor y en las dos modalidades de flujo.



**Figura 5.43** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en condensación del propano como función del número de Reynolds con los dos tipos de intercambiadores de calor y en las dos modalidades de flujo.



De la figuras 5.42 se observa que el coeficiente de transferencia de calor bifásico del condensador muestra una cierta dependencia con el flujo de calor, aumentando a medida que este se incrementa. En estas pruebas, los mayores valores del coeficiente de convección del propano corresponden a los experimentos realizados con una mayor carga de refrigerante en el sistema.

Esto ocurre así porque el coeficiente global  $U$  y el área dedicada al cambio de fase disminuyen por el incremento del volumen de líquido al aumentar la carga de refrigerante, en estas circunstancias la única forma de mantener la carga térmica es mediante el incremento del coeficiente de transferencia de calor bifásico.

En cuanto a la dependencia del coeficiente de convección del propano con el número de Reynolds, de la figura 5.43 se observa que no hay relación clara, y al igual que en la figura 5.42, los puntos con coeficientes mayores corresponden a los experimentos con mayores cargas de refrigerante.

En relación al tipo de condensador, las diferencias en los valores del coeficiente de transferencia de calor del propano son mínimas, presumiblemente porque la geometría de las placas es similar en ambos casos, encontrándose la única diferencia apreciable en el flujo de calor, el cual es función del número de placas de cada intercambiador de calor.

En cuanto a la configuración de flujo, se observa que en equicorriente los coeficientes de transferencia de calor del propano son menores que en el caso de flujo en contracorriente. Esto se debe en parte a que la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua es mayor en flujo equicorriente, con lo cual el coeficiente global de transferencia de calor y por consiguiente el coeficiente bifásico tienden a ser menores.

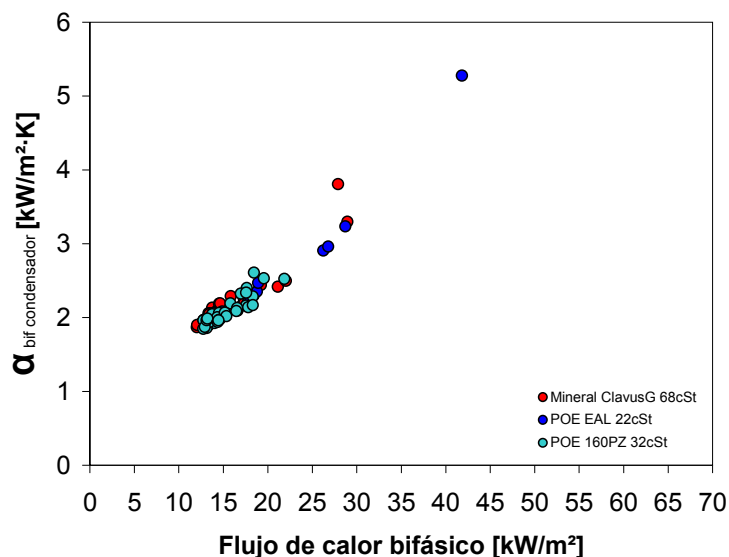
Los mecanismos de transferencia de calor que describen los procesos de condensación son muy variados y complejos, de ahí que exista una gran carencia de información, principalmente en el caso de los intercambiadores de placas. Sin embargo, haciendo una analogía a los mecanismos que rigen la condensación en intercambiadores de tubos, se puede decir que estos hacen referencia a dos mecanismos principales los cuales se basan el patrón de flujo del refrigerante.

Uno de estos mecanismos es la condensación controlada por gravedad (“*Gravity Controlled*”), en donde la velocidad de masa es baja y se asocia a un flujo estratificado, y en cuyo caso se observa una dependencia con el flujo de calor.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

Por otra parte se encuentra la condensación controlada por fricción, (“*Shear Controlled*”), en la cual el coeficiente  $\alpha$  depende en gran medida de la velocidad de masa, y esta asociada a una configuración de flujo anular.

En cuanto a los resultados observados en las figuras 5.42 y 5.43, se puede decir que el valor del coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano se encuentra influenciado principalmente por el flujo de calor, lo que indica que el mecanismo principal que rige la condensación en estos experimentos es la condensación controlada por gravedad, como describe la teoría de condensación en película de Nusselt [109], y que correspondería a una configuración de flujo estratificado en el caso de intercambiadores de tubos.



**Figura 5.44** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en condensación del propano como función del flujo de calor bifásico, para los tres tipos de aceites lubricantes empleados en el prototipo número 6.

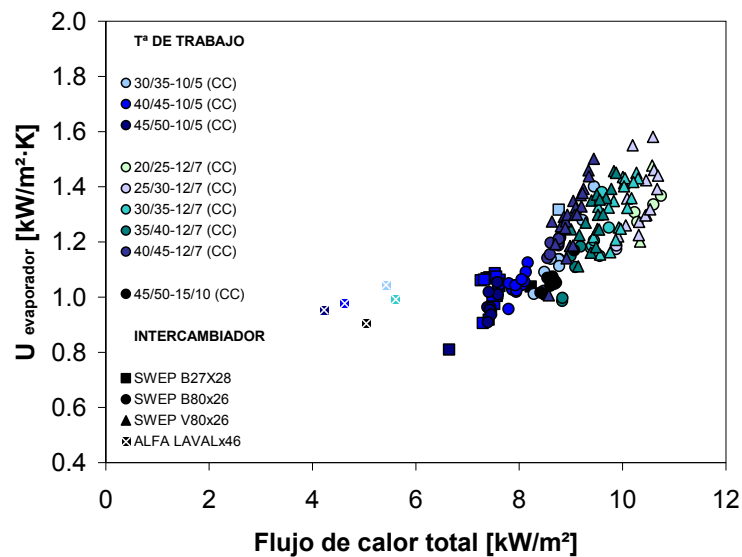
Finalmente en lo que se refiere a la comparativa entre los tres tipos de lubricantes usados, de la figura 5.44 no se aprecian diferencias importantes en el valor del coeficiente de transferencia de calor bifásico, posiblemente porque las altas temperaturas de operación del condensador permiten que el aceite que se encuentra disuelto en el refrigerante fluya a través del condensador y retorne al compresor sin influir en el proceso de cambio de fase del propano, independientemente del tipo de lubricante y de sus propiedades.

### 5.3.3. Análisis global del evaporador

#### *Coefficiente global de transferencia de calor*

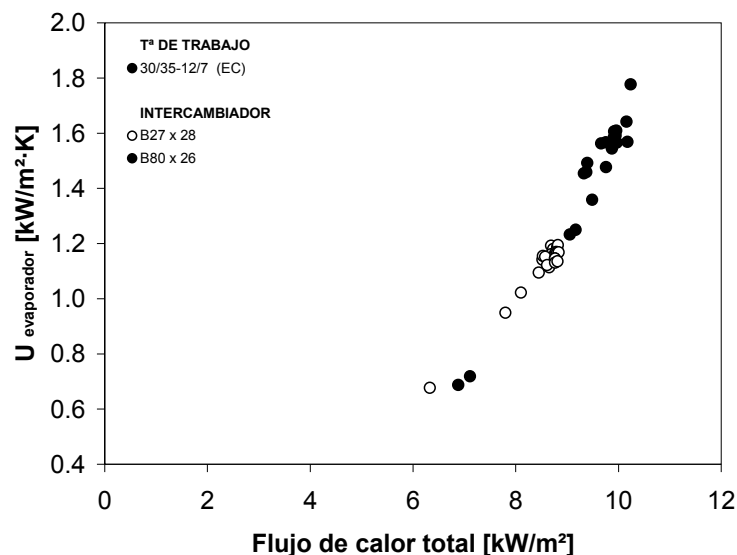
En las figuras 5.45 y 5.46 se muestra el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor de los evaporadores B27, B80, V80 y Alfa Laval, como función del flujo de calor total del evaporador. Los puntos experimentales han sido agrupados según las temperaturas de trabajo establecidas en los circuitos de agua para las distintas condiciones de carga de refrigerante y en las dos modalidades de flujo estudiadas.

El valor del coeficiente  $U$  para cada intercambiador de calor es calculado de forma similar al condensador, considerando en este caso la hipótesis de temperatura de evaporación constante a lo largo de cada evaporador.



**Figura 5.45** Valores del coeficiente global de transferencia de calor de los cuatro tipos de intercambiadores estudiados como evaporadores en flujo contracorriente.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.46** Valores del coeficiente global de transferencia de calor de dos tipos de intercambiadores estudiados como evaporadores en flujo equicorriente y en la condición de trabajo W7/W30.

En general el coeficiente global de transferencia de calor de los evaporadores B27, B80 y V80 presenta aproximadamente una tendencia lineal creciente con respecto a la evolución del flujo de calor total al variar la carga de refrigerante, formando familias de puntos que se agrupan según las temperaturas de trabajo.

A medida que las temperaturas de trabajo en el circuito de agua del condensador disminuyen, los grupos de puntos tienden a desplazarse hacia la derecha por el incremento en la capacidad del evaporador. En estas condiciones los coeficientes de transferencia de calor tienden también a ser más altos.

En cuanto a las diferencias entre intercambiadores, se observa por una parte que los puntos experimentales del evaporador B27 presentan coeficientes de transferencia de calor ligeramente menores a los obtenidos con los intercambiadores B80 y V80, así mismo se comprueba que dichos puntos se encuentran ligeramente desplazados hacia la izquierda con respecto al flujo de calor total.

La razón de este comportamiento se encuentra básicamente en las características geométricas de los evaporadores B80 y V80, los cuales son una evolución del intercambiador B27, que permiten obtener capacidades semejantes con una menor área de intercambio de calor, de ahí que tanto el flujo de calor como los

coeficientes de transferencia de calor sean comparativamente mayores que con el evaporador B27.

El área de transferencia de calor y la geometría de las placas de los intercambiadores V80 y B80 es idéntica, la única diferencia se encuentra en los anillos de distribución instalados en el puerto de entrada del circuito de refrigerante del V80, que tienen la función de permitir un reparto más equitativo de refrigerante en cada uno de los canales del intercambiador al ser usado como evaporador, y con ello aprovechar al máximo el área de transferencia de calor.

Por otra parte, de la figura 5.45 se observa que el intercambiador Alfa Laval presenta, al igual que el evaporador B27, un desplazamiento relativo del coeficiente global de transferencia de calor en comparación a los intercambiadores B80 y V80, debido principalmente al mayor número de placas con las que éste cuenta (46), por lo que el flujo de calor total obtenido con este evaporador es mucho menor. Es importante destacar que en el caso del evaporador Alfa Laval se han realizado cuatro condiciones de ensayo con una carga constante de propano.

En cuanto a los resultados experimentales del coeficiente global de transferencia de calor mostrados anteriormente, estos se encuentran afectados de forma general por las temperaturas de trabajo de los circuitos de agua, principalmente las establecidas en el circuito secundario del condensador; así como por el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que es regulado por la válvula de expansión; finalmente y de forma particular por la carga de refrigerante introducida en el sistema.

Como se ha podido comprobar en la sección anterior, la cantidad de refrigerante afecta principalmente el comportamiento del condensador por el aumento de la temperatura y presión de condensación que se presenta con el incremento de la carga de refrigerante, sin embargo una mayor carga también genera un salto entálpico adicional<sup>18</sup> que favorece una mayor capacidad en el evaporador.

Por otra parte, dicho salto entálpico se encuentra favorecido en determinadas circunstancias por la disminución de la temperatura de condensación que se presenta al disminuir las temperaturas de trabajo en el circuito secundario del agua del condensador, como es el caso de los experimentos realizados en el

---

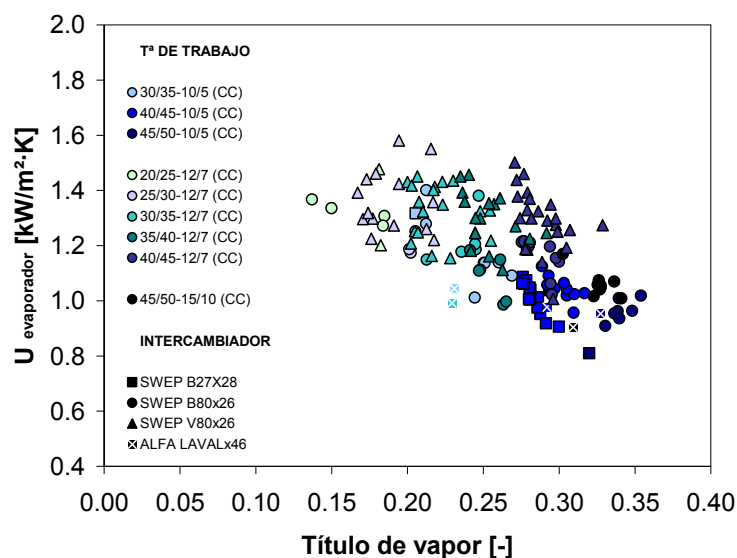
<sup>18</sup> Hasta alcanzar el punto óptimo de operación, en el que el grado de sobrecalentamiento es máximo y la temperatura de condensación es mínima, después de este punto una mayor carga de refrigerante no implica un salto entálpico mayor.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

prototipo 6 empleando el evaporador V80. Esto ocurre así por las condiciones particulares de ensayo, en las cuales se ha mantenido un salto de temperaturas constante (5K) y se ha variado el caudal de agua del condensador.

Los cambios antes mencionados implican que las condiciones de entrada del refrigerante en el evaporador sean distintas en cada caso. Al respecto, en la figura 5.47 se muestra el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor de los cuatro tipos de evaporadores en función del título de vapor del refrigerante a la entrada del evaporador. De esta figura se observa que el coeficiente global  $U$  tiende en general a disminuir a medida que se incrementa el título de vapor a la entrada del evaporador.

Como se ha explicado anteriormente, esto se debe a la disminución del salto entálpico del refrigerante entre la entrada y salida del evaporador, ocasionada ya sea por la disminución del subenfriamiento que ocurre en condiciones de baja carga de refrigerante, o por el incremento de las temperaturas de condensación que se origina al aumentar las temperaturas de trabajo en el circuito de agua del condensador.



**Figura 5.47** Coeficiente  $U$  de los cuatro tipos de intercambiadores de calor empleados como evaporadores, en función del título de vapor del refrigerante en la entrada de los intercambiadores.

El segundo parámetro de mayor influencia en el comportamiento de los evaporadores estudiados ha sido la regulación del sobrecalentamiento realizado por la válvula de expansión, que afecta por una parte el reparto de las áreas de transferencia de calor bifásica y monofásica, y en menor medida a la presión de evaporación y al gasto másico de refrigerante que circula por el sistema.

Los experimentos anteriormente mostrados han sido realizados con dos dispositivos de expansión distintos<sup>19</sup>, en los que se ha ajustado la posición de apertura para mantener diferentes grados de sobrecalentamiento del refrigerante a la entrada del compresor.

En el caso de los experimentos realizados con el evaporador B27, el sobrecalentamiento ajustado ha correspondido aproximadamente a 6K; mientras que en el caso de los experimentos realizados con el evaporador B80 se han estudiado dos condiciones de sobrecalentamiento correspondientes a 4K y 8K; finalmente en los experimentos realizados con el evaporador V80 se ha ajustado la válvula para mantener un sobrecalentamiento de entre 4K y 8K. En el caso del evaporador Alfa Laval el sobrecalentamiento ajustado fue de 6K.

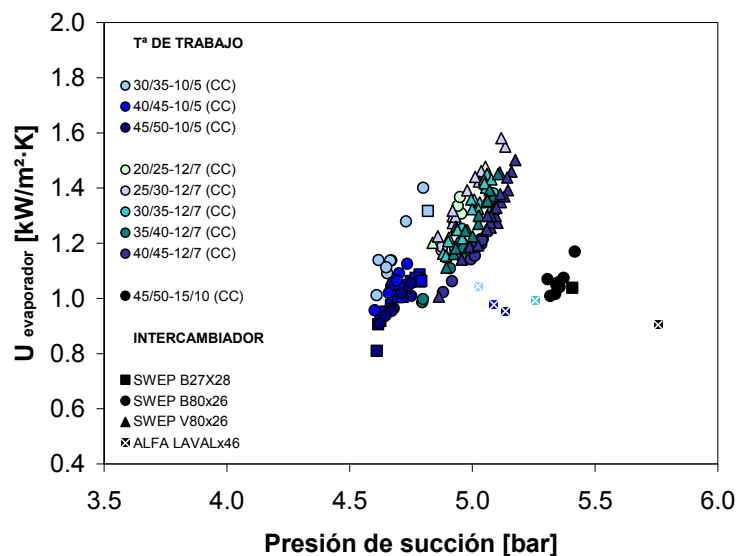
La variación en la presión de evaporación debido a la regulación realizada por los dispositivos de expansión en las pruebas realizadas con los evaporadores B27, Alfa Laval y B80 ha sido mínima, como indican los valores del coeficiente global de transferencia de calor mostrados en la figura 5.48, graficados en función de la presión de evaporación. De la figura se observa que la mayoría de los puntos experimentales se agrupan en torno a un valor de  $U$  próximo a  $1 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ , según las temperaturas de trabajo y con variaciones en la presión de evaporación menores a 0.2 bar.

Sin embargo, la regulación hecha por dispositivo de expansión empleado en los experimentos de caracterización correspondientes al evaporador V80 indica una mayor dispersión del coeficiente global de transferencia de calor y una mayor dependencia de este con la presión de evaporación, mostrando una variación de aproximadamente 0.3 bar.

---

<sup>19</sup> Válvulas termostáticas bidireccionales TDEBZ correspondiente a los experimentos realizados en el evaporador B27 y la válvula TR10 correspondiente a los experimentos realizados con el evaporador Alfa Laval, B80 y V80.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

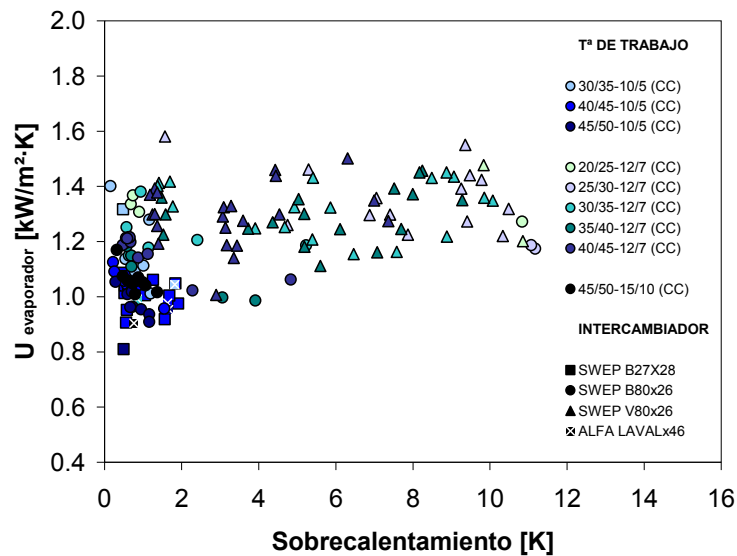


**Figura 5.48** Coeficiente U de los cuatro tipos de intercambiadores de calor empleados como evaporadores, en función de la presión de evaporación.

La mayor variación de la presión de evaporación en la serie de experimentos correspondiente al estudio del evaporador V80 se encuentra justificada por un mayor grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador. Cuando el grado de sobrecalentamiento es elevado, la temperatura de salida del refrigerante tiende a aproximarse a la temperatura del fluido secundario, ya sea a la de entrada o a la de salida de este, según la configuración de flujo de la que se trate. En estas circunstancias, la única forma que tiene el evaporador de mantener las temperaturas de ambos fluidos en equilibrio es mediante la disminución de la temperatura de evaporación del refrigerante y por consiguiente su presión de evaporación.

Al respecto, en la figura 5.49 se muestra el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor de los evaporadores como función del grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador. En la figura se aprecia una dispersión importante entre los puntos que conforman las diferentes series de ensayos, observándose que la variación en el grado de sobrecalentamiento es mayor en el caso de los experimentos realizados con el evaporador V80.





**Figura 5.49** Coeficiente U de los cuatro tipos de intercambiadores de calor empleados como evaporadores en función del sobrecalentamiento a la salida del evaporador.

En el caso de los puntos experimentales realizados con los evaporadores B27 y B80 mostrados anteriormente se comprueba que estos tienen una dispersión menor en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, generando que los puntos se encuentran ubicados en su mayoría a la izquierda de la gráfica ( $SH < 2K$ ).

La menor dispersión de los valores de sobrecalentamiento observada con los evaporadores B27 y B80 se debe a que en los prototipos iniciales se contó con una válvula de inversión del ciclo, la cual aportaba un sobrecalentamiento fijo de aproximadamente 4K a la salida del evaporador, “amortiguando” con ello las variaciones que generan las gotas de refrigerante líquido que no llegan a evaporarse. Por tanto, el sobrecalentamiento regulado por la válvula de expansión en estos prototipos se realizó prácticamente fuera del evaporador, en cuyo caso la válvula de expansión operaba ligeramente más cerrada.

En los prototipos posteriores se empleó el evaporador V80 con distribuidor, y la válvula de inversión del ciclo fue suprimida. Por tanto, el sobrecalentamiento del refrigerante ajustado por la válvula de expansión se llevó a cabo empleando una mayor área de transferencia de calor del evaporador. Esto propició que la válvula de expansión operase con mayor dificultad, lo cual se encuentra

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

---

reflejado en la mayor dispersión del grado de sobrecalentamiento que se observa en los puntos correspondientes al evaporador V80 de la figura 5.49.

El hecho de contar con un elemento de distribución en el puerto de entrada del evaporador ocasiona una pérdida de presión mayor, lo cual genera que la válvula de expansión tienda a estar más abierta para compensar dicha pérdida de presión, y así mantener un grado de sobrecalentamiento adecuado. Sin embargo, al no contar con la válvula de inversión del ciclo, la válvula de expansión tiende a cerrarse por la llegada de gotas o “bolsas de líquido” a la succión del compresor cuando la carga de refrigerante es elevada. Esto añade un grado de dificultad mayor en la regulación que realiza el dispositivo de expansión y por lo tanto una variación importante en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante.

Por el contrario, con bajas cargas de refrigerante el intercambiador emplea una mayor área de intercambio de calor dedicada al sobrecalentamiento del refrigerante, con lo cual la válvula de expansión tiende a abrir en un intento de disminuir el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, sin embargo en estas circunstancias el sistema suele encontrarse inestable y el valor del coeficiente global de transferencia de calor tiene una incertidumbre elevada.

De estas observaciones se concluye que el sobrecalentamiento tiene ciertamente un influencia significativa en el proceso de transferencia de calor que se genera en el evaporador y en el coeficiente global de transferencia de calor del refrigerante puesto que por una parte, el sobrecalentamiento es necesario para el correcto funcionamiento del compresor, sin embargo en otro sentido es perjudicial para el desempeño del evaporador, ya que el mayor intercambio de calor se da en el proceso de cambio de fase del refrigerante y no el proceso de sobrecalentamiento.

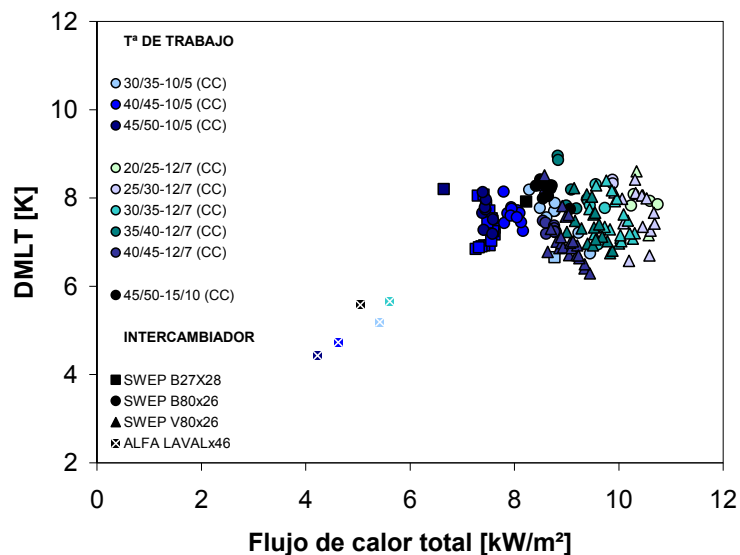
A medida que se incrementa la carga el refrigerante, el grado de sobrecalentamiento tiende a disminuir por el cierre de la válvula de expansión haciendo que el sistema sea más estable y propiciado un incrementando en el valor del coeficiente global de transferencia de calor del refrigerante.

No obstante a ello, en el caso de los experimentos realizados con el evaporador V80, se han observado algunos puntos con cargas de refrigerante relativamente bajas que presentan elevados coeficientes de transferencia de calor. Esto puede deberse a que la distribución del refrigerante en estas condiciones sea algo mejor por el mismo elemento de distribución, con lo cual se aprovecha mejor el área de intercambio de calor del evaporador.

***Diferencia de temperaturas media logarítmica o DMLT***

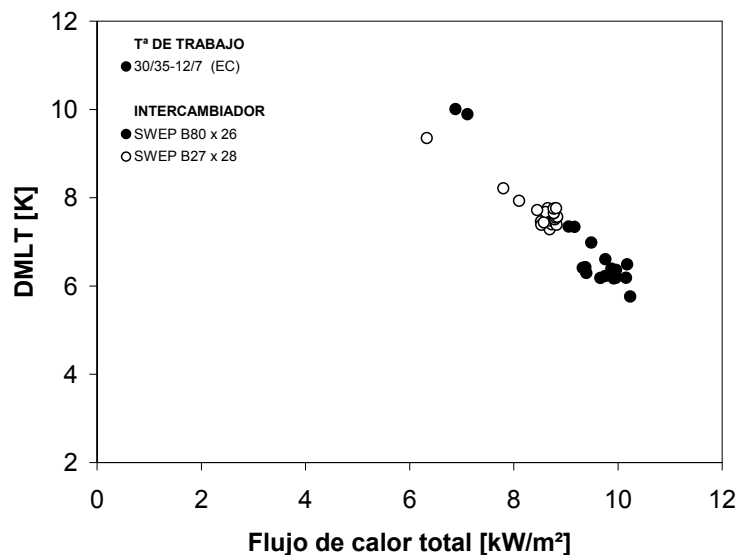
Otro parámetro de gran interés a considerar en el análisis global del evaporador es la diferencia de temperaturas que existe entre el agua y el refrigerante, la cual se encuentra definida por la diferencia de temperaturas media logarítmica o DMLT.

La DMLT ha sido calculada a partir de las temperaturas de entrada y salida del agua y la temperatura de evaporación del refrigerante, la cual ha sido considerada constante a lo largo de todo el intercambiador de calor. En las figuras 5.50 y 5.51 se muestran los valores de la DMLT de los evaporadores estudiados en flujo contracorriente y en equicorriente, los cuales han sido graficados con respecto al flujo de calor total, y agrupadas según las diferentes temperaturas de trabajo estudiadas.



**Figura 5.50** Diferencia de temperaturas media logarítmica de los cuatro tipos de intercambiadores estudiados como evaporadores en flujo contracorriente.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.51** Diferencia de temperaturas media logarítmica de los dos tipos de intercambiadores estudiados como evaporadores en flujo equicorriente.

De las gráficas se observa que la DMLT obtenida de los evaporadores B27, B80 y V80 tiende a mantenerse aproximadamente constante y se ubica en un intervalo comprendido entre 6K y 8K, excepto en condiciones de baja carga de refrigerante en donde la diferencia de temperaturas se incrementa considerablemente, como puede observarse en los puntos de menor flujo de calor de la figura 5.51.

En cuanto a los puntos obtenidos con los evaporadores B27 y Alfa Laval, se observa nuevamente que estos tienden a situarse a la izquierda del resto de puntos, debido a los menores flujos de calor que experimentan por la mayor área de intercambio de calor con la que cuentan. En este sentido, el evaporador Alfa Laval muestra también una DMLT considerablemente menor a la del resto de evaporadores como consecuencia de la gran área de transferencia de calor con la que cuenta por su mayor número de placas.

Las variaciones que introduce la carga de propano en las distintas series de puntos tiene una influencia relativamente baja en el valor de la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante, como se observa en las figuras 5.50 y 5.51, apreciándose que la dispersión de la DMLT está en torno a 2K en la mayoría de las series.

La pequeña variación observada entre las temperaturas del agua y del refrigerante en los evaporadores se debe principalmente a que las temperaturas

de trabajo en el circuito secundario de agua han sido para la mayoría de los casos constantes, correspondiendo a temperaturas de entrada de 12°C y 10°C con saltos de temperatura fijos de 5K.

Por otra parte, los cambios en las temperaturas de evaporación debidos a las distintas cargas de refrigerante han sido también menores, debido a que la presión y temperatura de evaporación tienden a ser aproximadamente independientes de la carga de refrigerante, excepto cuando la carga es muy baja, o cuando la regulación del sobrecalentamiento es afectada por la carga de refrigerante. Esto se comentará con mayor detalle en la sección 5.4, dedicada a los estudios de optimización de la carga de refrigerante.

Haciendo un análisis similar al estudio del condensador en el que se relaciona a la DMLT con las temperaturas de ambos fluidos, las expresiones 5.17 y 5.18 muestran la dependencia de la DMLT del evaporador con el sobrecalentamiento y con la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante en la parte final del intercambiador de calor, para las dos modalidades de flujo estudiadas.

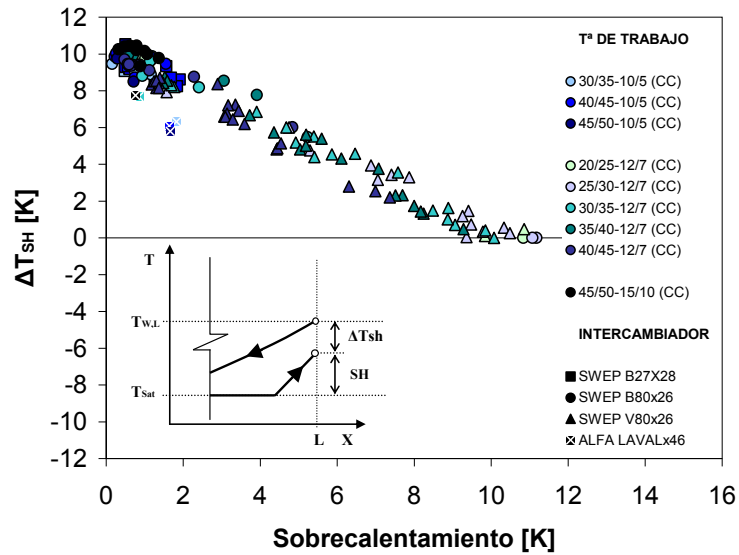
$$DMLT = \Delta T_{sh} + SH - \left[ \frac{\Delta T_w}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} > T_{w,L} \text{ (flujo CC)} \quad (5.17)$$

$$DMLT = \Delta T_{sh} + SH + \left[ \frac{\Delta T_w}{2} \right] \quad \text{si } T_{w,0} < T_{w,L} \text{ (flujo EC)} \quad (5.18)$$

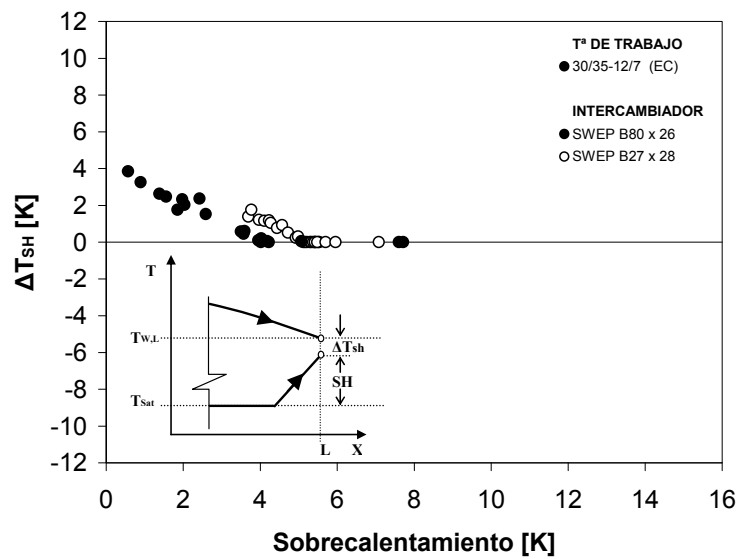
En las expresiones 5.17 y 5.18 la  $\Delta T_{sh}$  representa la diferencia entre la temperatura de salida del refrigerante y la temperatura de entrada o salida del agua al evaporador (dependiendo si es flujo en contracorriente o equicorriente); SH es el grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, y  $\Delta T_w$  es la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y salida al evaporador.

En las figuras 5.52 y 5.53 se ha representado el valor de la  $\Delta T_{sh}$  de los evaporadores en función del sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador para el conjunto total de ensayos con los cuatro evaporadores estudiados y para las dos configuraciones de flujo.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor



**Figura 5.52** Diferencia de entre la temperatura de salida del refrigerante del evaporador y la temperatura de entrada del agua al evaporador (flujo contracorriente), en función del grado de sobrecalentamiento del refrigerante.



**Figura 5.53** Diferencia de entre la temperatura de salida del refrigerante del evaporador y la temperatura de salida del agua del evaporador (flujo equicorriente), en función del grado de sobrecalentamiento del refrigerante.

De la figura 5.52 se observa que en los estudios de carga de refrigerante en flujo contracorriente realizados con el evaporador V80, la  $\Delta T_{sh}$  decrece linealmente

conforme se incrementa el sobrecalentamiento hasta alcanzar un valor igual a cero correspondiente a un sobrecalentamiento de 10K.

Por otra parte, en esta misma figura se aprecia que en el caso de los estudios de carga realizados con los evaporadores B27 y B80 la  $\Delta T_{sh}$  se mantiene aproximadamente constante en un intervalo comprendido entre 8K y 10K, mientras que en el caso del evaporador Alfa Laval esta se ubica entre 6K y 8K. El grado de sobrecalentamiento del refrigerante en estos experimentos ha sido próximo a 2K.

Estos resultados confirman que tanto la posición de apertura de válvula de expansión empleada en los experimentos realizados con el evaporador V80, el diseño del elemento de distribución de flujo de este evaporador, y finalmente la carencia del dispositivo de inversión del ciclo, han contribuido en conjunto a que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que se da en la parte final del evaporador se incremente sin un control adecuado por parte del dispositivo de expansión a medida que disminuye la carga de refrigerante, lo cual es un comportamiento perjudicial para el correcto funcionamiento del evaporador y del sistema en general.

En cuanto a los experimentos realizados en flujo equicorriente, de la figura 5.53 se observa que los evaporadores B27 y B80 presentan una tendencia similar al comportamiento observado en el evaporador V80 en flujo contracorriente, en donde el valor de la  $\Delta T_{sh}$  tiende a decrecer a medida que disminuye la carga del refrigerante, siendo en este caso la  $\Delta T_{sh}$  aproximadamente 4K para condiciones de sobrecalentamiento próximas a cero, y decreciendo linealmente hasta el valor a cero cuando el sobrecalentamiento es de 5K.

### 5.3.4. Análisis detallado del evaporador

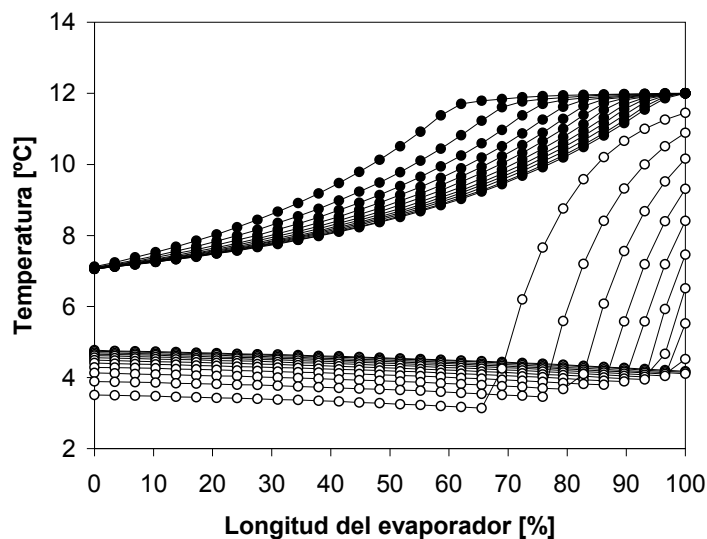
En esta sección se comparan los resultados del estudio detallado de los cuatro tipos de evaporadores, el cual se basa en evaluar los coeficientes de convección del refrigerante, principalmente en la zona de cambio de fase, en donde la hipótesis de temperatura de evaporación constante es más apropiada. Los resultados que se presentan a continuación comprenden además una comparativa de las pruebas realizadas en el evaporador V80 del prototipo 6 con los aceites POE 160 PZ, POE EAL y mineral Clavus G a fin de contrastar la posible influencia de estos lubricantes en el comportamiento de este intercambiador.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

---

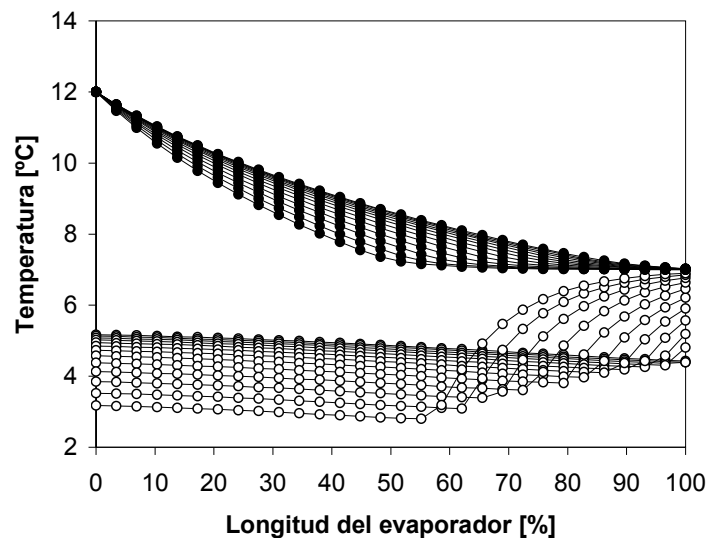
En las figuras 5.54 y 5.55 se ilustra inicialmente el efecto que tiene la variación de la carga de refrigerante en el comportamiento global del evaporador, ejemplificando de forma gráfica los perfiles de temperatura ideales del refrigerante y del fluido secundario de los experimentos realizados con el evaporador V80 en flujo contracorriente, y de los evaporadores B27 y B80 en flujo equicorriente.

Las figuras han sido desarrolladas en base a las temperaturas de trabajo de dos puntos experimentales tipo, obtenidos a partir de los estudios de caracterización con propano y de un posterior estudio paramétrico apoyado en el código de cálculo ART [110], en el que cual se ha modelado el comportamiento de los evaporadores con respecto a la variación de la carga de refrigerante, y considerando un grado de sobrecalentamiento constante en las dos modalidades de flujo estudiadas experimentalmente.



**Figura 5.54** Perfiles de temperatura ideales del agua y del refrigerante en el evaporador V80 en flujo contracorriente al variar la carga del refrigerante en el sistema.





**Figura 5.55** Perfiles de temperatura ideales del agua y del refrigerante en los evaporadores B27 y B80 en flujo equicorriente al variar la carga del refrigerante en el sistema.

Las figuras anteriores ilustran adecuadamente las observaciones derivadas de la caracterización experimental de los evaporadores, concretamente en los casos en donde el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador se ha incrementado al variar la carga de refrigerante en el sistema, como son el caso del evaporador V80 en flujo contracorriente, y los evaporadores B27 y B80 en flujo equicorriente.

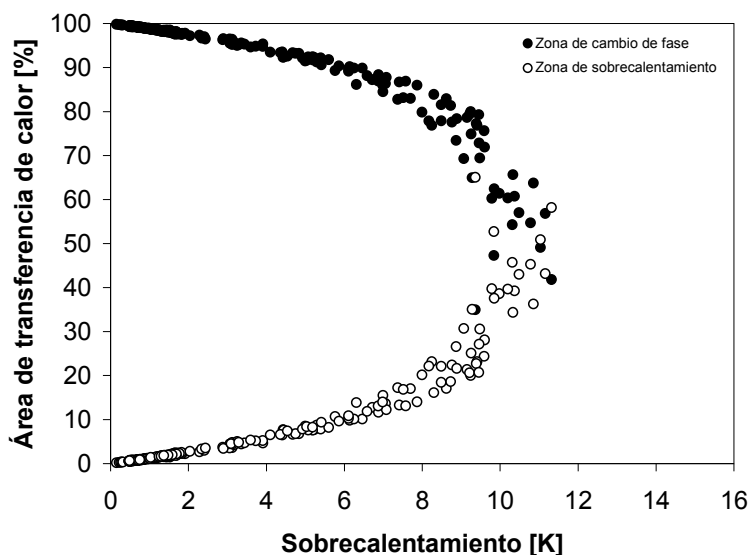
En estas pruebas se observó que el sobrecalentamiento tiende a aumentar hasta que la temperatura de salida del refrigerante es próxima a la temperatura del fluido secundario en uno de los extremos, entrada o salida (dependiendo si es flujo en equicorriente o en contracorriente), inicialmente sin que exista una disminución apreciable en la temperatura de evaporación. A medida que la carga disminuye el sobrecalentamiento continúa incrementándose a costa de la disminución de la presión y temperatura de evaporación, ocasionando a su vez un ligero aumento de la diferencia de temperaturas entre el fluido secundario y el refrigerante (DMLT).

A partir de estas observaciones se ha procedido a realizar un análisis local a fin de conocer la magnitud de los coeficientes de transferencia de calor y del área de intercambio de calor destinados al proceso de cambio de fase del refrigerante. Al respecto, en la figura 5.56 se muestra la distribución del área de transferencia de calor bifásica y monofásica en función del grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador.

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

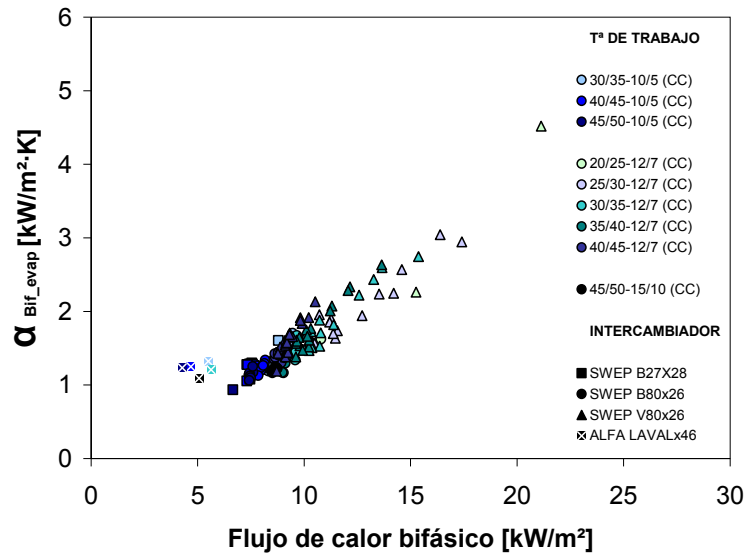
De la figura se observa que con bajos valores de sobrecalentamiento la mayor área de transferencia de calor del evaporador se encuentra en su mayor parte dedicada al proceso de cambio de fase del refrigerante. Conforme se incrementa el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, ya sea por una menor carga o por el reajuste de la válvula de expansión, el reparto del área de transferencia de calor favorece a la zona monofásica.

Es importante destacar que los puntos experimentales mostrados en la figura 5.56 con elevados valores de sobrecalentamiento ( $6 < SH < 12$ ) corresponden en su mayoría a los experimentos realizados con el evaporador V80, ya que como se ha comprobado anteriormente, los resultados experimentales obtenidos con este intercambiador muestran una mayor dependencia al grado de sobrecalentamiento del refrigerante.

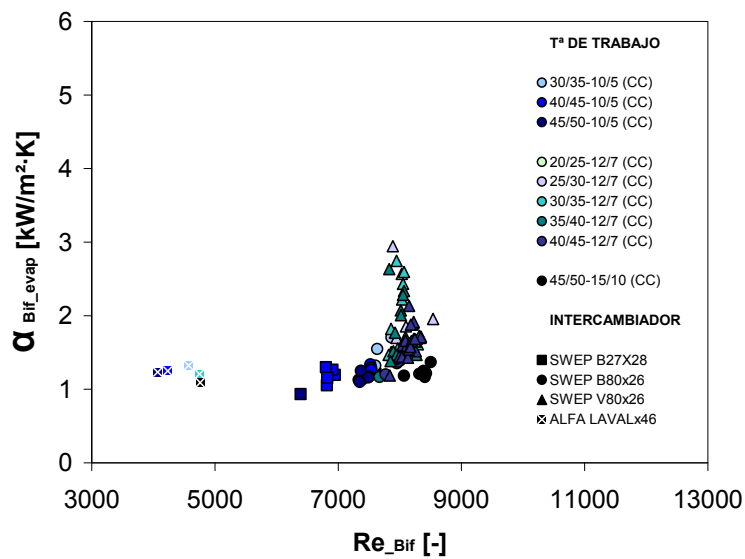


**Figura 5.56** Distribución del área del evaporador según el proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en su interior al variar la carga de propano, en como función del grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, y en flujo contracorriente.

Por otra parte, en las figuras 5.57 y 5.58 se muestran los valores del coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano en función del flujo de calor, y del número de Reynolds en evaporación, obtenidos a partir del análisis por zonas para los cuatro tipos de evaporadores y en ambas modalidades de flujo. Así mismo, en la figura 5.59 se muestra el coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano en evaporador V80 del prototipo 6 con los tres tipos de lubricantes usados en su caracterización.



**Figura 5.57** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en evaporación del propano como función del flujo de calor bifásico con los cuatro tipos de intercambiadores de calor y en las dos modalidades de flujo.



**Figura 5.58** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en evaporación del propano como función del número de Reynolds con los cuatro tipos de intercambiadores de calor y en las dos modalidades de flujo.

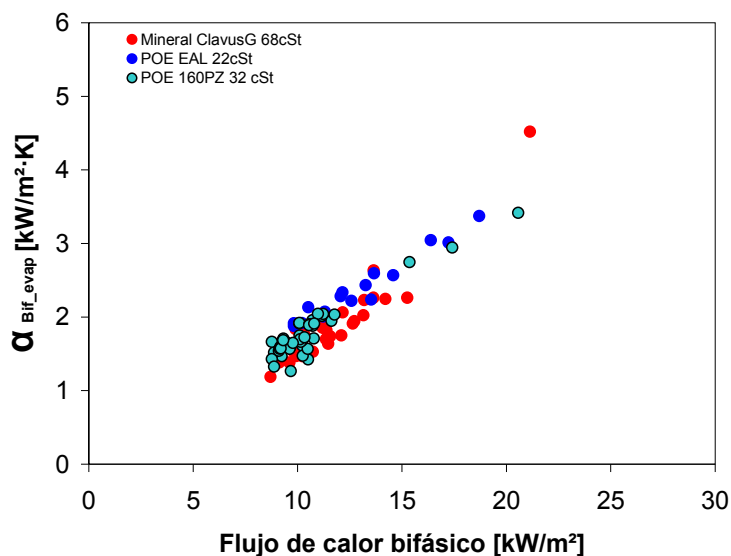
En general, si el coeficiente de transferencia de calor bifásico aumenta con el gasto másico de refrigerante se puede suponer que la transferencia de calor se regirá por convección forzada. Sin embargo, si el coeficiente bifásico está sólo

### 5.3 Comportamiento de los intercambiadores de calor

en función del flujo de calor, el mecanismo de transferencia de calor dominante es la ebullición nucleada, Collier *et al* (1996) [109].

Al respecto, la figura 5.57 muestra el valor del coeficiente de transferencia de calor en evaporación como función del flujo de calor, en donde se puede observar que los coeficientes de transferencia de calor tienden a aumentar con el flujo de calor y a agrupándose en una línea. Mientras tanto, en la figura 5.58 se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor bifásico es prácticamente independiente del número de Reynolds. La dispersión entre los puntos en la figura 5.58 se debe principalmente a los diferentes grados de sobrecalentamiento.

Por tanto, el coeficiente de transferencia de calor bifásico en evaporación es principalmente una función del flujo de calor y no del gasto másico de refrigerante, con lo cual parece ser que el mecanismo de transferencia de calor dominante es la ebullición nucleada.



**Figura 5.59** Coeficiente de transferencia de calor bifásico en evaporación del propano como función del flujo de calor bifásico, para los tres tipos de aceites lubricantes empleados en el prototipo número 6.

En cuanto a la influencia del tipo de lubricante en el proceso de evaporación, de la figura 5.59 se observa que con el uso de los aceites poliésteres, y principalmente con el uso del aceite EAL de 22 cSt, el coeficiente de convección del propano tiende a ser mayor que con el uso del aceite mineral de 68 cSt.

Una posible causa que justifica estas observaciones se encuentra en las diferentes viscosidades de los aceites empleados. A medida que la temperatura disminuye, la mezcla de aceite refrigerante se hace más viscosa, lo cual puede ocasionar que se presente una mayor acumulación de aceite en las paredes del evaporador.

En el caso de los experimentos realizados con el aceite mineral, cuya viscosidad es el doble que la del aceite POE 160PZ y el triple que la del POE EAL, la viscosidad de la mezcla puede ocasionar el incremento del espesor de la película de lubricante en las placas del evaporador y consecuentemente una mayor degradación del coeficiente de transmisión de calor por una menor conductividad térmica.

Adicionalmente, si la solubilidad de aceite con el refrigerante es mayor, como ocurre en el caso del aceite mineral, el índice de circulación del lubricante a lo largo del sistema puede ser también mayor, con lo cual el problema de la acumulación del aceite en las paredes del evaporador podría agravarse.

### **5.4. Estudios de optimización de la carga de propano**

En el estudio y diseño de sistemas de refrigeración siempre es de gran interés conocer la cantidad óptima de refrigerante que se requiere en el sistema, tanto para su adecuado funcionamiento, como para el máximo aprovechamiento de sus prestaciones. De igual forma, el minimizar dicha carga resulta muy importante desde el punto de vista de seguridad, economía, y eficiencia energética, independientemente del fluido de trabajo seleccionado.

En el caso de los hidrocarburos, el contar con equipos de baja carga se encuentra plenamente justificado por el inconveniente que presentan al ser fluidos altamente inflamables, mientras que en el caso de refrigerantes sintéticos, una menor carga de refrigerante representa un menor impacto ambiental en el caso de emisiones al ambiente por fugas en equipos o en los procesos de producción, transporte y abastecimiento.

Por tanto, uno de los objetivos principales planteados en la presente tesis ha consistido en determinar, para los diferentes prototipos desarrollados, la mínima carga de propano necesaria para proporcionar las mayores prestaciones en cuanto a COP y capacidad.

## 5.4 Estudios de optimización de carga con propano

---

En los experimentos que a continuación se presentan, se han realizado múltiples estudios para determinar la relación que guardan las prestaciones con la carga de refrigerante y otros parámetros de operación como son las temperaturas de trabajo, la posición de apertura del dispositivo de expansión, o el tipo de lubricante empleado.

Cabe resaltar que las conclusiones que se derivan del presente estudio han sido obtenidas con el uso del propano, pero la mayoría de ellas son perfectamente extrapolables a otro tipo de refrigerantes.

### 5.4.1. Prototipos experimentales estudiados

Inicialmente se realizaron diversos estudios de carga con propano en la unidad de referencia (IZE70), en las condiciones de trabajo W10/W45 de calefacción y W30/W7 de refrigeración, conservando la misma cantidad y tipo de aceite lubricante usado en las pruebas de caracterización con R407C (1.6 litros de aceite POE 3MAF), sin realizar ninguna modificación en el circuito frigorífico y manteniendo en los intercambiadores de calor el sentido de flujo especificado por el fabricante (condensador y evaporador en contracorriente en modo calefacción).

Posteriormente se realizaron algunos estudios de carga en los mismos puntos de trabajo, efectuando un reajuste en la apertura de la válvula de expansión para obtener un sobrecalentamiento de aproximadamente 2K a la salida del evaporador (cuando la unidad operaba en modo calefacción).

Una vez finalizados los estudios en el prototipo de referencia, se procedió a construir y ensayar el prototipo 1 bajo las condiciones de trabajo W10/W45 y W30/W7. En esta unidad se desarrollaron diferentes experimentos nuevamente con el aceite POE 3MAF, y posteriormente con el aceite mineral tipo Clavus G68, en ambos casos la cantidad de lubricante fue de 1.5 litros.

Una de las características principales del prototipo 1 ha sido que el volumen interior de los intercambiadores de calor instalados fue 7.7% menor que en el prototipo de referencia, debido al uso de los intercambiadores B80 de 1332 cm<sup>3</sup>, en sustitución de los B27 de 1443 cm<sup>3</sup>. De igual forma, el volumen de la línea de líquido fue aproximadamente 76% menor en modo calefacción, al pasar de 244 cm<sup>3</sup> a 58 cm<sup>3</sup>; y 41% menor en modo refrigeración, al pasar de 99 cm<sup>3</sup> a 58 cm<sup>3</sup>. Adicionalmente, en el prototipo 1 se incorporó un nuevo diseño de válvula de expansión que permite una menor reducción de la capacidad al operar en el sentido de flujo no preferencial.

## 5. Resultados y discusión

El siguiente grupo de experimentos que se describen corresponden al conjunto de pruebas desarrolladas en los prototipos 5 y 6. En ambos diseños se prescindió de la válvula inversora, y además en el prototipo 6 se sustituyó el evaporador B80 por el V80 de igual número de placas e idénticas dimensiones pero con un elemento de distribución de flujo. En estos prototipos también fueron reducidas las dimensiones de las tuberías del circuito, y principalmente las de la línea de líquido, hasta obtener un volumen próximo a los 14 cm<sup>3</sup>.

Los experimentos desarrollados con los prototipos 5 y 6 han agrupado pruebas con varios tipos de lubricantes; diferentes condiciones de temperatura en el circuito de agua en el condensador, en las cuales se han mantenido fijas las temperaturas en el circuito de agua del evaporador (12°C-7°C); así como diferentes posiciones de apertura en la válvula de expansión.

En la tabla 5.5 se presenta un resumen de las características y los estudios de carga realizados en cada prototipo. En esta tabla se ha realizado una estimación de la masa de propano que podría estar contenida en el volumen de la línea de líquido en los diferentes prototipos comparados, calculada para densidades medias en condiciones comprendidas entre 17 bar y 10 bar, y con un subenfriamiento constante de 8K.

**Tabla 5.5** Características de los prototipos experimentales estudiados en diferentes condiciones de carga de propano.

Prototipo	Volumen Interior de los Intercambiadores	Tipo de Aceite y Volumen	Condiciones de Temperatura Ensayadas	Línea de Líquido	
				Volumen	Masa de Propano Estimada*
				(cm <sup>3</sup> )	(g)
IZE70	B27 (1443)	POE 3MAF (1.6)	10/5-40/45 (CC)	244	113< <sub>m<sub>R290</sub></sub> <124
			12/7-30/35 (EC)	99	46< <sub>m<sub>R290</sub></sub> <50
Prot 1	B80 (1332)	POE 3MAF (1.5)	10/5-40/45 (CC)	58	26< <sub>m<sub>R290</sub></sub> <29
		MO G68 (1.5)	12/7-30/35 (EC)		
Prot 5	B80 (1332)	POE 160PZ (1.5)	12/7-20/25 (CC) 12/7-25/30 (CC) 12/7-30/35 (CC) 12/7-35/40 (CC) 12/7-40/45 (CC)	14	6< <sub>m<sub>R290</sub></sub> <7
Prot 6	B80-V80 (1332)	POE 160PZ (1.5/2)	12/7-20/25 (CC)	14	6< <sub>m<sub>R290</sub></sub> <7
		POE EAL (1.5/2)	12/7-25/30 (CC)		
		MO G68 (1.5/2)	12/7-30/35 (CC) 12/7-35/40 (CC) 12/7-40/45 (CC)		

\* Calculada en condiciones comprendidas entre 17 bar y 10 bar, y con un subenfriamiento constante de 8K  
(EC) ambos intercambiadores en equicorriente  
(CC) Ambos intercambiadores en contracorriente

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---

### 5.4.2. Estudios de carga en la unidad de referencia IZE70 y en el Prototipo1

A continuación se muestran y comparan los resultados experimentales obtenidos de los estudios de carga efectuados en la máquina de referencia (IZE70) y en el prototipo 1.

En el conjunto de ensayos realizados en estas dos unidades se han considerado diferentes pruebas de carga con propano, estudiando en el caso de la unidad de referencia IZE70 dos condiciones de “*setting*” o apertura de la válvula de expansión (*setting1* y *setting2*), correspondientes a sobrecalentamientos en las succión del compresor de 6K y 12K respectivamente, sin realizar ningún otro cambio en el sistema y manteniendo la misma cantidad y tipo de aceite lubricante en todas las pruebas (1.6 litros de aceite POE 3MAF).

Mientras tanto, en el caso de los estudios de carga realizados en el prototipo 1 se emplearon dos tipos de aceites lubricantes (aceite POE 3MAF y aceite mineral Clavus G68), manteniendo constante la posición de apertura del nuevo diseño de válvula de expansión instalada en esta unidad (*setting3*), correspondiente a un sobrecalentamiento de 5K en la succión del compresor. Por tanto, el análisis de los resultados que a continuación se presenta se compone de dos partes:

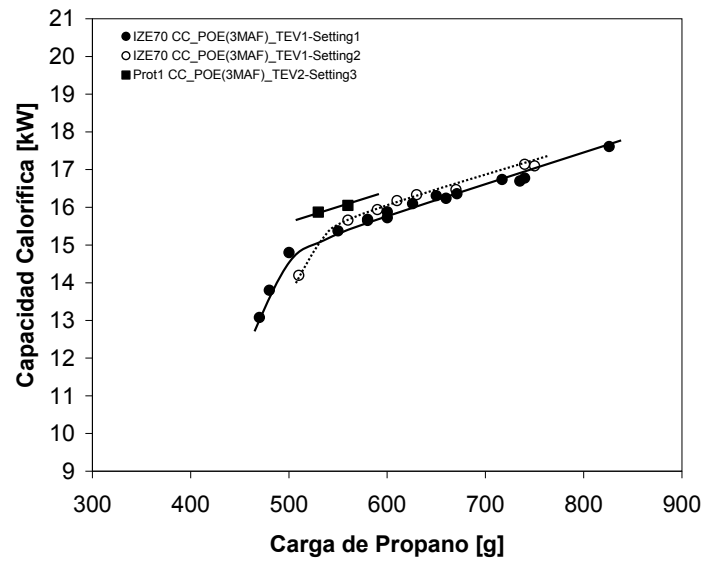
- Inicialmente se discuten y comparan los resultados obtenidos entre ambas máquinas al usar el mismo tipo de aceite lubricante (POE 3MAF), bajo las condiciones de apertura correspondientes en los dos diseños de válvulas de expansión caracterizados.
- Mientras que en la segunda parte se compraran exclusivamente las prestaciones del prototipo 1 al emplear el aceite POE 3MAF y el aceite mineral Clavus G68.

Una característica particular de este conjunto de experimentos ha sido que las condiciones de trabajo impuestas en los circuitos de agua han sido: W10/W45 para calefacción, con ambos intercambiadores de calor operando con flujo en contracorriente; y W30/W7 en refrigeración, con los intercambiadores en operando en equicorriente.

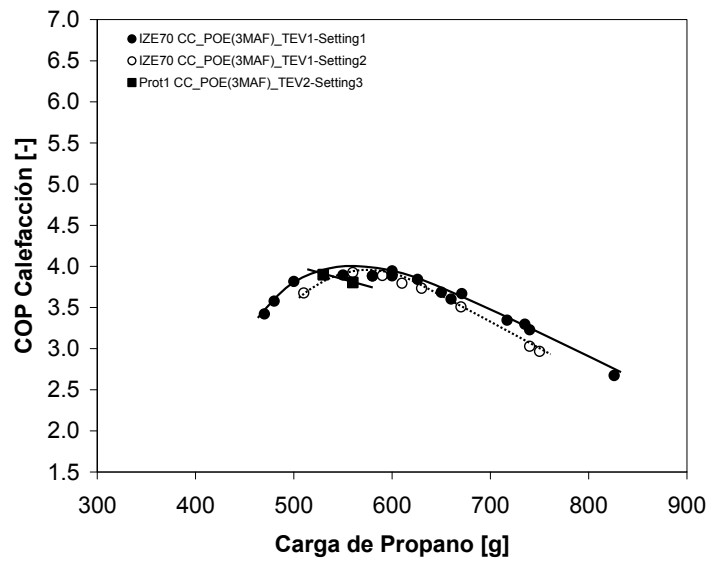
#### ***Comparativa entre la unidad de referencia y el prototipo 1 con aceite POE 3MAF.***

En las figuras 5.60 a 5.62 se muestran las prestaciones de los dos prototipos ensayados funcionando en la condición de trabajo W10/W45 en modo calefacción, en la cual ambos intercambiadores de calor operaron en contracorriente (CC).





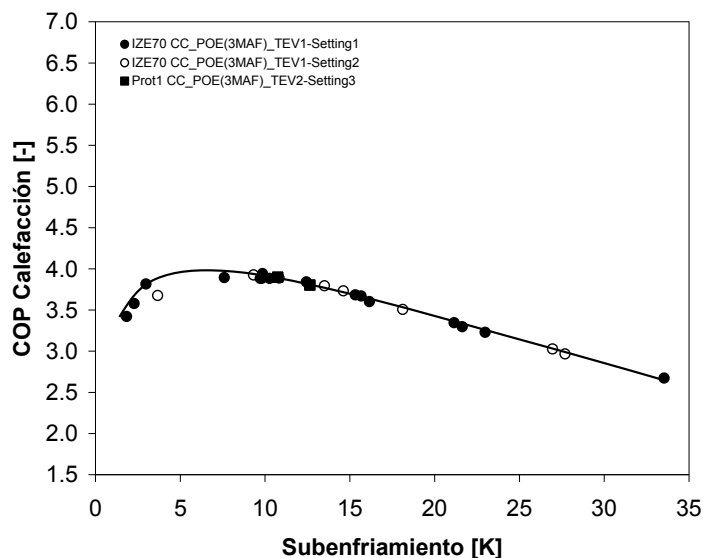
**Figura 5.60** Curvas de capacidad en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.



**Figura 5.61** Curvas de COP en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---



**Figura 5.62** Curvas de COP en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función del grado de subenfriamiento del propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

En las figuras 5.60 y 5.61 se muestran las curvas de capacidad y COP, representadas respecto a la carga de refrigerante, mientras que en la figura 5.62 se muestra el COP en función del subenfriamiento.

Por una parte, en la figura 5.60 se puede observar el efecto que tiene el reajuste de la posición de la válvula de expansión sobre la capacidad calorífica de la unidad. En la nueva posición de apertura (*setting2*), la válvula fue cerrada ligeramente para aumentar el sobrecalentamiento del refrigerante, ubicándose en torno a 12 K a la entrada del compresor.

De estas curvas se deduce que al aumentar el sobrecalentamiento del refrigerante existe un desplazamiento relativo entre las curvas obtenidas bajo las dos condiciones de apertura estudiadas (*setting1* y *setting2*), considerando una misma carga de refrigerante. Esto indica que para mantener una misma capacidad calorífica aumentando el sobrecalentamiento, se requiere de una menor cantidad de refrigerante en el sistema.

Mientras tanto, en la figura 5.61 se observa que con la nueva condición de apertura en la válvula de expansión (*setting2*), los valores de COP decrecen y la

curva se desplaza ligeramente por debajo de los puntos de COP obtenidos con un sobrecalentamiento menor (*setting1*), aunque esta diferencia es mínima.

De la figura 5.61 se observa también que el máximo valor del COP se encuentra aproximadamente en la misma condición de carga de refrigerante, para ambas condiciones de apertura de la válvula de expansión, el cual corresponde a una carga de aproximadamente a 580 gramos de propano.

Se debe resaltar que cuando el COP se representa en función del subenfriamiento (figura 5.62), las curvas no tienen desplazamiento alguno, encontrándose que el máximo se obtiene aproximadamente con el mismo valor de subenfriamiento. En el caso de los ensayos realizados en modo calefacción, con los intercambiadores trabajando en contracorriente, el máximo parece estar situado entre 7K y 8K.

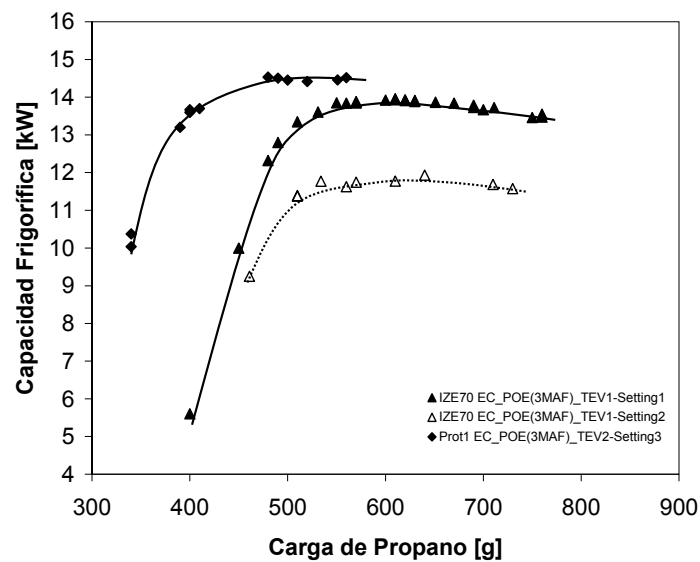
Por otra parte y en relación a las diferencias observadas entre ambas máquinas, de la figura 5.60 se aprecia que existe un ligero incremento en la capacidad calorífica del prototipo 1 en comparación con la unidad de referencia, considerando condiciones de carga de propano similares.

En cuanto al COP, de la figura 5.61 no se pueden obtener resultados concluyentes en relación al comportamiento de las dos unidades, debido a la falta de datos experimentales en el prototipo 1, sin embargo se aprecia que las variaciones observadas entre los puntos experimentales de este prototipo, indican el flanco descendente del COP máximo, corroborando el aparente desplazamiento relativo entre las curvas. Esto hace suponer que el valor de COP máximo del prototipo 1 se encuentra en una condición de carga distinta a la que se tiene en la unidad de referencia.

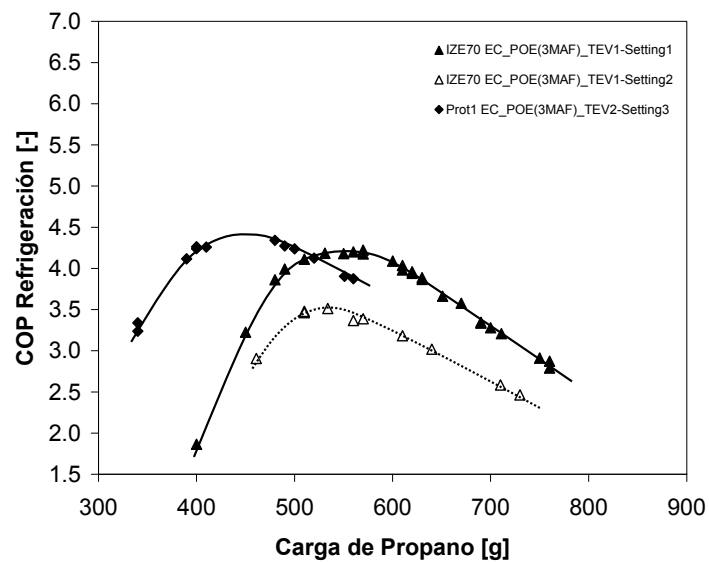
Por otra parte, al representar los valores de COP con respecto al subenfriamiento, como indica la figura 5.62, se observa que aproximadamente el máximo sigue estando en los mismos valores para ambas máquinas y que la tendencia de las curvas es similar.

En relación a los resultados obtenidos al invertir el modo de operación, en las figuras 5.63 a 5.65 se muestran las prestaciones correspondientes a la unidad de referencia y al prototipo 1 trabajando en modo refrigeración, en donde los intercambiadores se encuentran en equicorriente (EC). En las figuras 5.63 y 5.64 se observan la capacidad frigorífica y el COP en función de la carga de propano, y en la figura 5.65 se observa el COP en modo refrigeración como función del subenfriamiento del refrigerante.

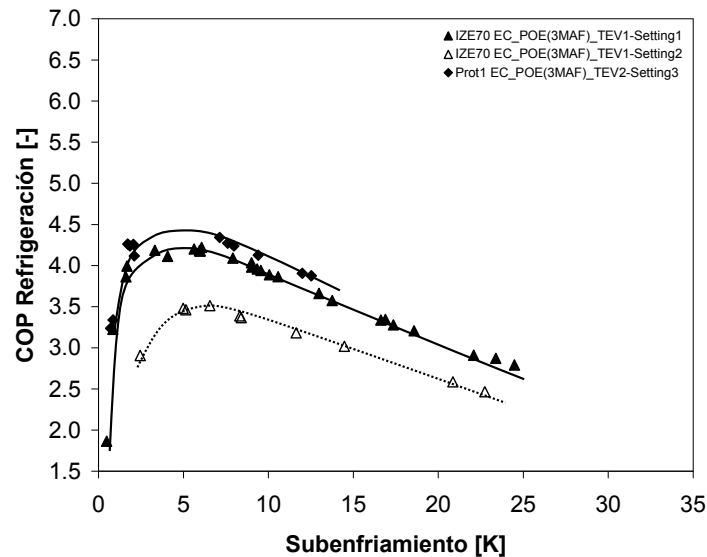
## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.63** Curvas de capacidad en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente), como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.



**Figura 5.64** Curvas de COP en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente), como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.



**Figura 5.65** Curvas de COP en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente), como función del grado de subenfriamiento del propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

De las figuras 5.63 y 5.64 se observa que el cambio en el “*setting*” de la válvula de expansión en la unidad de referencia IZE70 produce una disminución muy importante en la capacidad y en el COP de la máquina cuando ésta opera en modo refrigeración.

Esto es debido no a la condición de trabajo en sí, sino a que el evaporador y el condensador se encuentran trabajando en modo equicorriente (EC), lo que propicia que el incremento del sobrecalentamiento penalice mucho más a la capacidad frigorífica y el COP de la máquina.

De la figura 5.63 se puede concluir que la carga de propano que proporciona el máximo valor de COP para los ensayos realizados con la posición original de la válvula de expansión (*setting1*) se encuentra próxima a los 580 gramos. De esta figura se puede apreciar también un ligero desplazamiento de este valor máximo en la serie de experimentos realizada con una condición de sobrecalentamiento mayor (*setting2*), la cual proporciona el máximo de COP con aproximadamente 550 gramos.

De la figura 5.65 se observa que al representar el COP en función del subenfriamiento, el máximo valor se sitúa próximo a los 5K de subenfriamiento para el conjunto de ensayos realizados en la posición de apertura original de la

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---

válvula de expansión (*setting1*), mientras que en los ensayos realizados con la nueva posición de apertura (*setting2*) el máximo COP parece desplazarse ligeramente y se ubica en torno a los 7K de subenfriamiento.

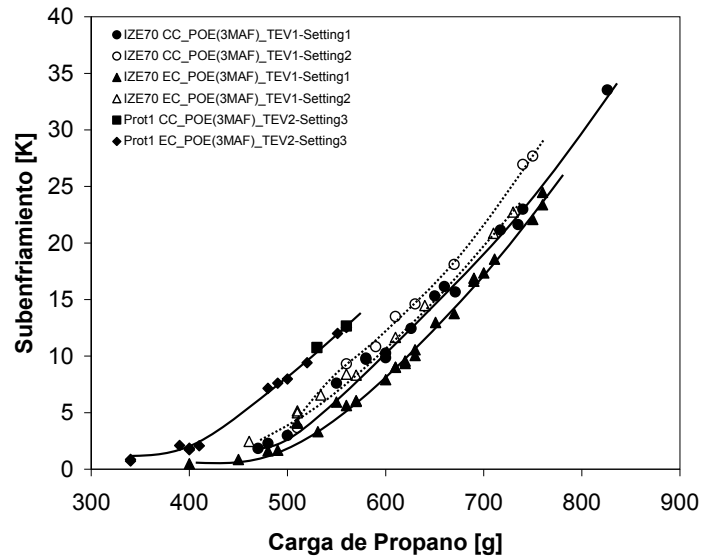
En cuanto a las diferencias observadas entre las prestaciones de ambas máquinas, de las figuras 5.63 y 5.64 se confirma que el diseño del prototipo1 proporciona una mayor capacidad frigorífica (3.5 %) y un mayor COP (4.8 %) en comparación a la unidad de referencia, funcionando en las mismas condiciones de trabajo y en condiciones de subenfriamiento similares. Por otra parte, en la figura 5.64 se comprueba que la carga óptima disminuye en aproximadamente 100 gramos en relación a la carga óptima de la unidad de referencia.

En términos generales se observa que las prestaciones del prototipo 1 en modo refrigeración son claramente mayores a las obtenidas con la unidad de referencia en las mismas condiciones de trabajo. La causa de este incremento se encuentra en el diseño de válvula de expansión instalada en el prototipo 1, el cual permite mantener el mismo grado de sobrecalentamiento en ambas direcciones de flujo.

Esta característica permite que en flujo equicorriente se minimicen las pérdidas que introduce un mayor grado de sobrecalentamiento en el evaporador, permitiendo un mayor gasto másico de refrigerante, así como un incremento en la temperatura de evaporación.

La figura 5.66 muestra la influencia de la carga de propano sobre el subenfriamiento en la unidad IZE70, en donde se puede comprobar que las curvas son aproximadamente paralelas y que el aumento del sobrecalentamiento (*setting2*) conlleva a un ligero desplazamiento vertical de la curva de subenfriamiento respecto a la carga.

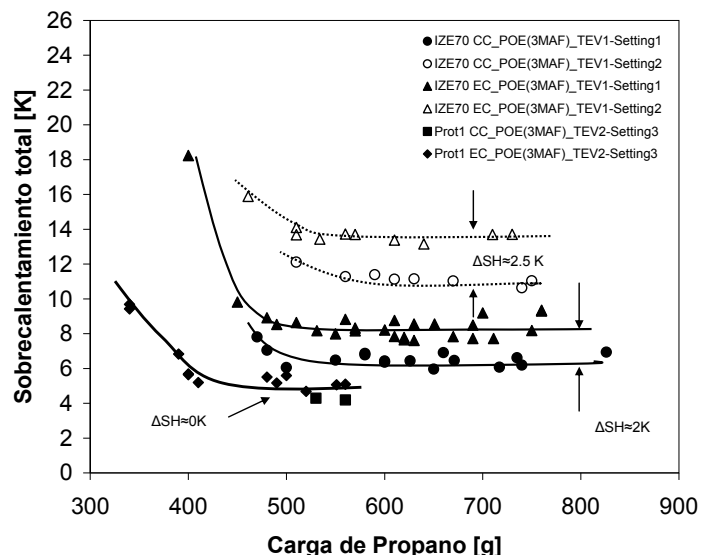
Por otra parte, se observa que los puntos experimentales del prototipo 1 muestran un desplazamiento lateral respecto a la unidad IZE70, indicando una menor carga de refrigerante para el mismo grado de subenfriamiento.



**Figura 5.66** Curvas de subenfriamiento en ambos modos de trabajo, como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

Como se puede observar en la figura 5.67 el diseño de la válvula de expansión (TEV2) que se incorporó en el prototipo1 permite mantener el mismo grado de sobrecalentamiento del refrigerante, tanto en condiciones de calefacción como en condiciones de refrigeración. En esta figura se aprecia que la variación del sobrecalentamiento al cambiar de modo de trabajo, y de configuración de flujo, es de 0K en el prototipo1. Mientras que en el prototipo de referencia, al emplear la válvula de expansión original (TEV1), se observan variaciones importantes en el grado de sobrecalentamiento al invertir el ciclo y cambiar de modo de trabajo, siendo la diferencia aproximadamente 2K y 2.5K en las dos condiciones de apertura o “*setting*” estudiadas.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



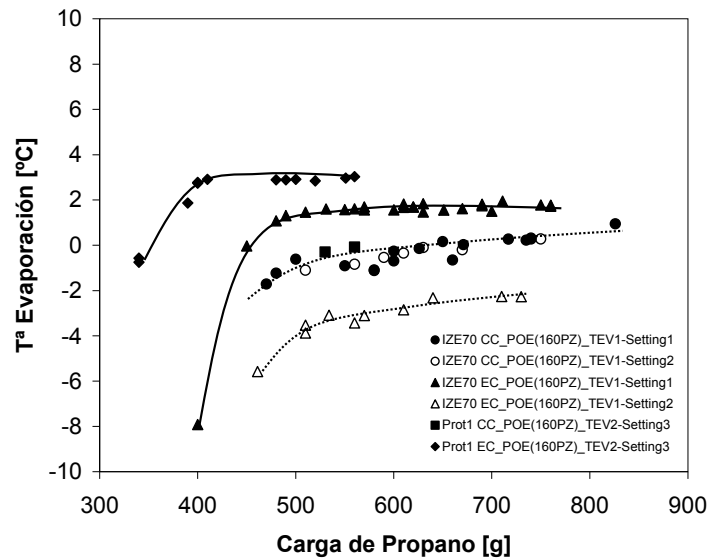
**Figura 5.67** Curvas de sobrecalentamiento total en ambos modos de trabajo, como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

De la figura 5.67 se observa también que ambas válvulas de expansión son capaces de mantener un sobrecalentamiento aproximadamente constante al variar la carga de refrigerante, hasta un punto en el que dicha carga comienza a ser baja y llegan burbujas de vapor a la válvula de expansión, con lo cual ésta pierde la capacidad de control bajando bruscamente el gasto másico circulante aumentando considerablemente el sobrecalentamiento. Este fenómeno se observa tanto para el prototipo IZE70 como para el prototipo 1.

En la figura 5.68 se muestra la temperatura de evaporación de las pruebas realizadas con ambos dispositivos de expansión, en donde se observa por una parte que en flujo equicorriente, las temperaturas de evaporación del prototipo 1 son mayores a las obtenidas con la unidad de referencia IZE70 en las dos condiciones de apertura dispuestas. Por el contrario, se observa que en flujo contracorriente las temperaturas de evaporación son iguales para los dos dispositivos de expansión, independientemente de la posición de apertura a la que se encuentren.

Así mismo, se observa que con bajas cargas de refrigerante, la temperatura de evaporación es extremadamente baja, y a medida que la carga de refrigerante aumenta, el valor de la temperatura de evaporación incrementa hasta mantenerse en un valor aproximadamente constante.



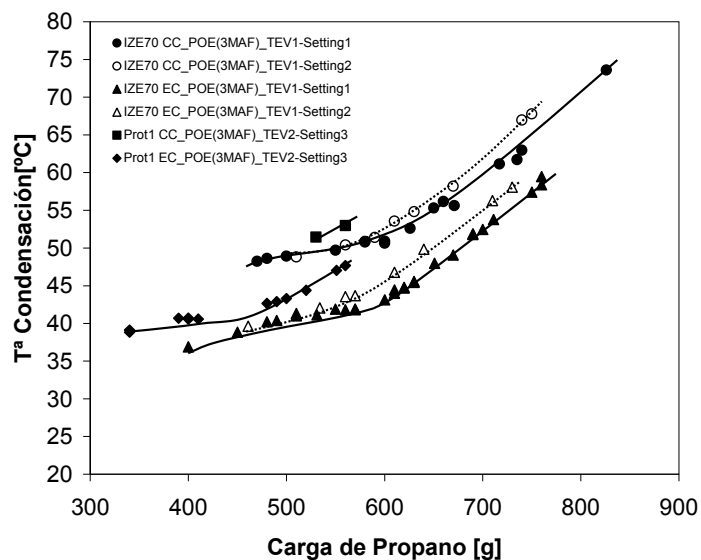


**Figura 5.68** Curvas de  $T^a$  de evaporación en ambos modos de trabajo, como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

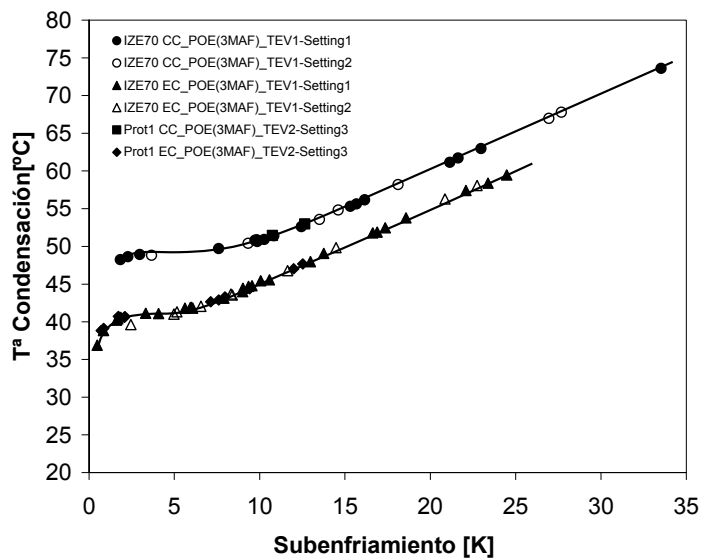
Para explicar el deterioro de las prestaciones con el aumento de la carga de refrigerante se puede ver las figuras 5.69 y 5.70, donde se ha representado el valor de la temperatura de condensación en función de la carga de refrigerante y del grado de subenfriamiento del propano, respectivamente.

Como se puede ver en estas figuras a medida que se aumenta la cantidad de propano y consecuentemente el subenfriamiento, la temperatura de condensación sufre un incremento, encontrándose dos zonas. La primera de ellas con una pendiente suave y la segunda con una pendiente de crecimiento mucho más pronunciada.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.69** Curvas de Tª de condensación en ambos modos de trabajo, como función de la carga de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.



**Figura 5.70** Curvas de Tª de condensación en ambos modos de trabajo, como función del grado de subenfriamiento de propano. Mostrando en la máquina de referencia dos condiciones de apertura en la válvula de expansión, y empleando en ambos prototipos 1.5 litros de aceite POE 3MAF.

Esto se debe a que al aumentar la carga de refrigerante y carecer el equipo de botella de almacenamiento de líquido, el aumento de la cantidad de refrigerante debe ir fundamentalmente, y como se ha mencionado anteriormente, en el condensador y por tanto a la zona de subenfriamiento, con lo cual la condensación y el desrecalentamiento del vapor se realizan en una zona menor dentro del intercambiador de calor.

Esto tiene como consecuencia que se requiera de una diferencia de temperaturas mucho más alta entre el refrigerante y el foco frío, propiciando que el sistema solo pueda responder aumentando la temperatura de condensación del refrigerante, tal y como se aprecia en las figuras 5.69 y 5.70.

La primera zona de aumento corresponde a subenfriamientos pequeños y por lo tanto a una penalización pequeña del ciclo por el aumento de la temperatura de condensación que se compensa en términos de COP por el beneficio del rendimiento del ciclo que se debe al aumento del salto entálpico, sin embargo, en la segunda zona se observa que la tasa de crecimiento de la temperatura de condensación es superior, siendo la disminución del rendimiento del ciclo por el aumento de la temperatura de condensación mucho mayor que el aumento del rendimiento por el aumento del salto entálpico derivado del incremento del subenfriamiento, consecuentemente el COP empieza a decrecer a un ritmo mayor.

Es importante destacar la relación entre la temperatura de condensación y el subenfriamiento mostrados en la figura 5.70, la cual depende únicamente de la condición de trabajo impuesta, observándose claramente que los puntos en modo calefacción parten desde una temperatura cercana a los 45°C, mientras que los experimentos realizados en modo refrigeración lo hacen desde una temperatura aproximada a los 35°C y a partir de estos valores la temperatura de condensación comienza a incrementarse, coincidiendo dichos valores con la temperatura de salida del agua en cada modo de operación.

### ***Comparativa entre aceite POE y aceite mineral en el prototipo 1.***

En esta sección se analizan y discuten los resultados experimentales obtenidos de los estudios de carga realizados en el prototipo 1 al emplear el aceite POE estudiado inicialmente en la unidad de referencia y un aceite mineral. Los experimentos, al igual que en la sección precedente han sido realizados en las mismas condiciones de trabajo para calefacción y refrigeración, y con las mismas especificaciones en cuanto al tipo de flujo en los intercambiadores de calor.

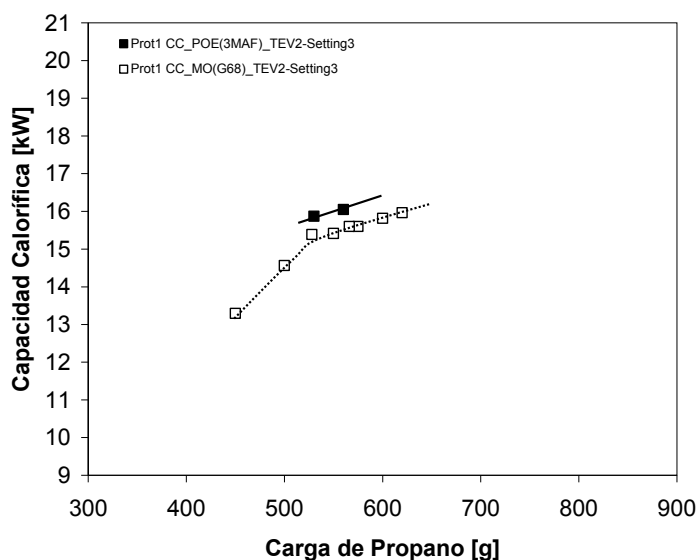
## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---

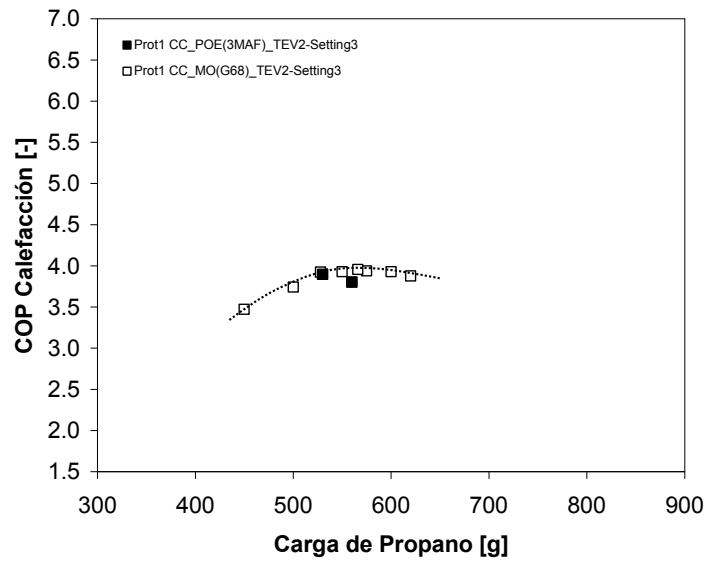
En las gráficas 5.71 a 5.76 se muestran los resultados de las prestaciones del prototipo 1 con los dos tipos de lubricantes comparados (aceite POE 3MAF y aceite mineral Clavus G68).

De la figura 5.71 a 5.73 se presentan los resultados en modo calefacción, en donde al igual que en los estudios previos los intercambiadores de calor operaron en contracorriente (CC), mientras que en las figuras 5.74 a 5.76 se presentan las prestaciones de la unidad en modo refrigeración, con ambos intercambiadores en equicorriente.

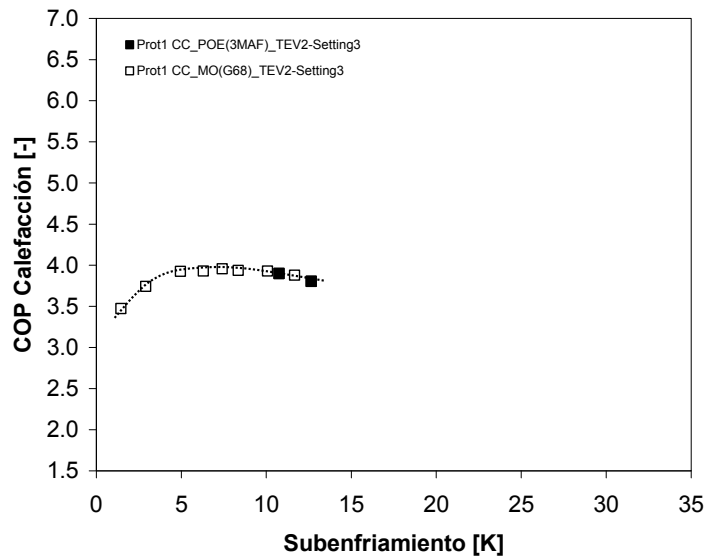
En ambas series de experimentos se mantuvo constante la posición original de la válvula de expansión TEV2 (*setting*3), y se fijaron las mismas condiciones de trabajo para calefacción y refrigeración de los estudios previamente descritos realizados en la unidad de referencia.



**Figura 5.71** Curvas de capacidad en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.

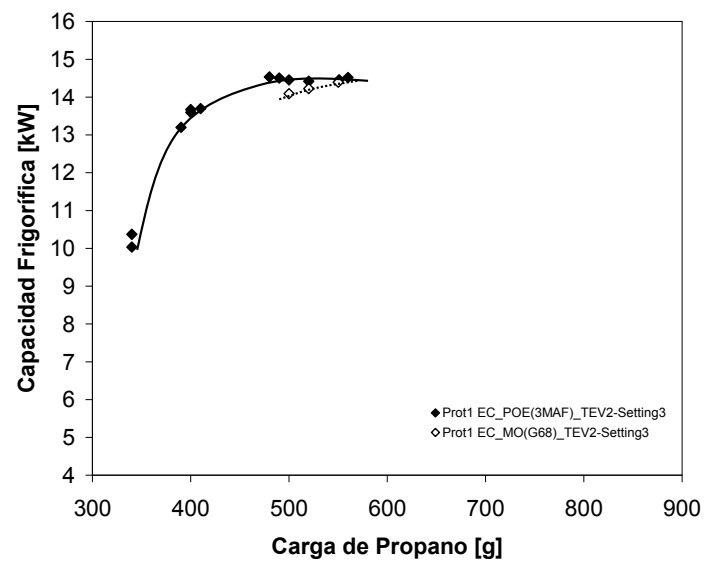


**Figura 5.72** Curvas de COP en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.

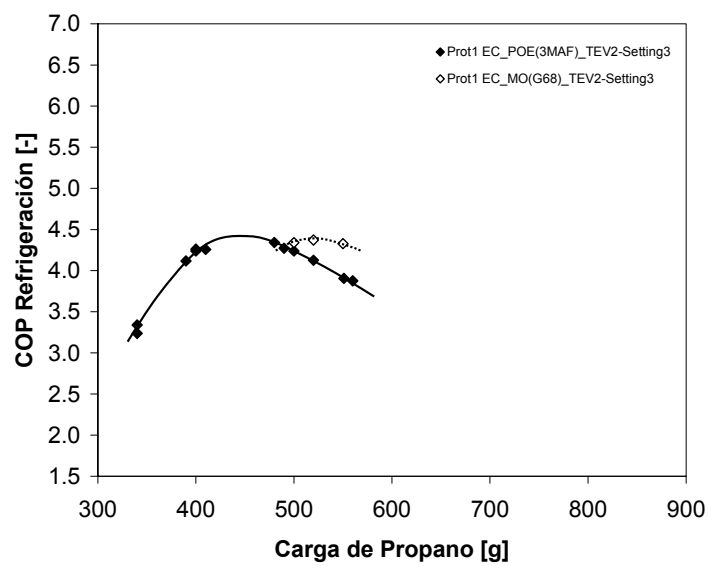


**Figura 5.73** Curvas de COP en modo calefacción (contracorriente-contracorriente) como función del grado de subenfriamiento de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.

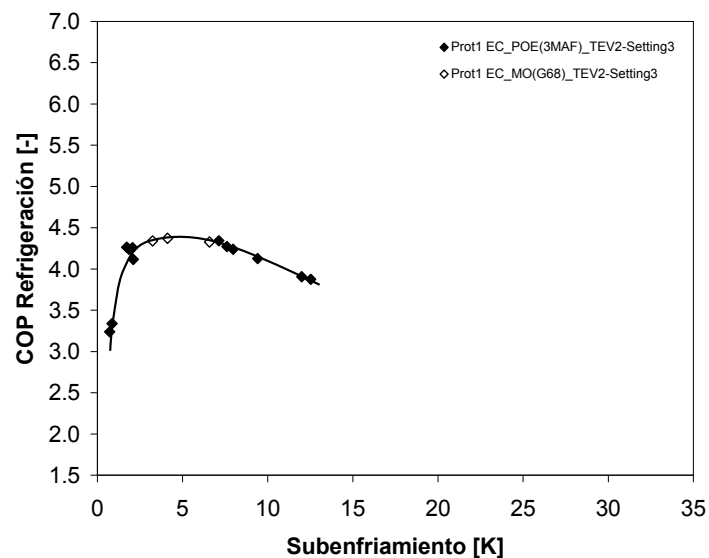
## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.74** Curvas de capacidad en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente) como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.



**Figura 5.75** Curvas de COP en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente) como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.



**Figura 5.76** Curvas de COP en modo refrigeración (equicorriente-equicorriente) como función del grado de subenfriamiento de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.

En las figuras 5.71 a 5.73 se detalla el comportamiento de la unidad funcionando en modo calor, y se observa que las curvas de prestaciones para los dos tipos de aceites lubricantes presentan un cierto desplazamiento relativo cuando son representadas en función de la carga de refrigerante, sin embargo en este conjunto de ensayos se tienen pocos puntos como para concluir si el COP o la capacidad aumentan o disminuyen al cambiar el tipo de aceite lubricante.

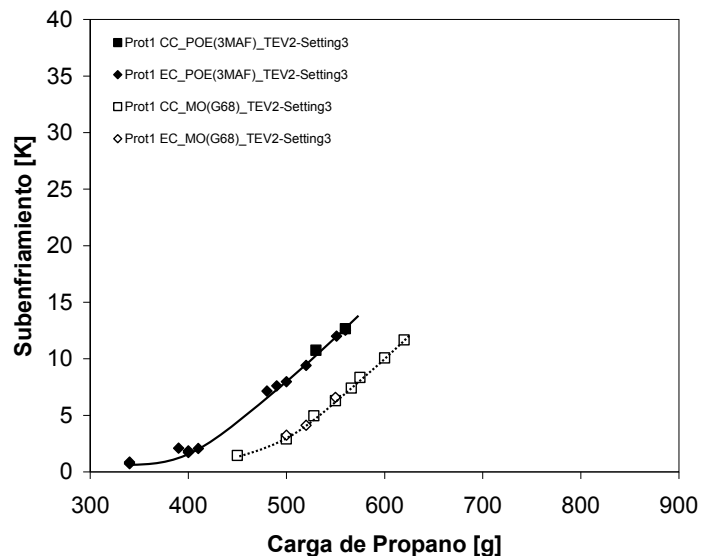
Por otra parte, de las figuras 5.74 a 5.76 se muestran las prestaciones del equipo en modo refrigeración y se comprueba que al cambiar el aceite POE por aceite mineral las curvas de capacidad y COP se encuentran desplazadas hacia condiciones de mayor carga de refrigerante.

De la figura 5.75 se comprueba también que el valor máximo de COP se mantiene en torno a un valor de 4.5 con ambos tipos de aceites lubricantes, y se observa que el desplazamiento de la carga es de aproximadamente 90 gramos, con lo cual el máximo al usar aceite POE se ubica en 450 gramos y en 520 gramos con aceite mineral.

A efectos de operación se puede ver de las figuras 5.73 y 5.76, cómo el hecho de utilizar un aceite u otro aparentemente no influye sobre el subenfriamiento óptimo que en modo calefacción se encuentra próximo a 7 K y en modo

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

refrigeración en torno a 5K. Por otra parte, en la figura 5.77 se puede comprobar la dependencia del subenfriamiento con la carga de refrigerante al emplear los dos tipos de lubricantes, observándose el desplazamiento de carga comentado anteriormente.



**Figura 5.77** Curvas de subenfriamiento como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente y en ambos modos de trabajo.

Por otra parte, resulta interesante comprobar que sin modificar la posición o “*setting*” de la válvula, la utilización del aceite mineral lleva a un aumento del sobrecalentamiento a la entrada del compresor, como puede verse en la figura 5.78. La indicación de que el incremento del sobrecalentamiento es 0K en la figura 5.78 se refiere a cuando se produce la inversión del equipo y se cambia de modo de trabajo, esto es una característica de la válvula de expansión utilizada.

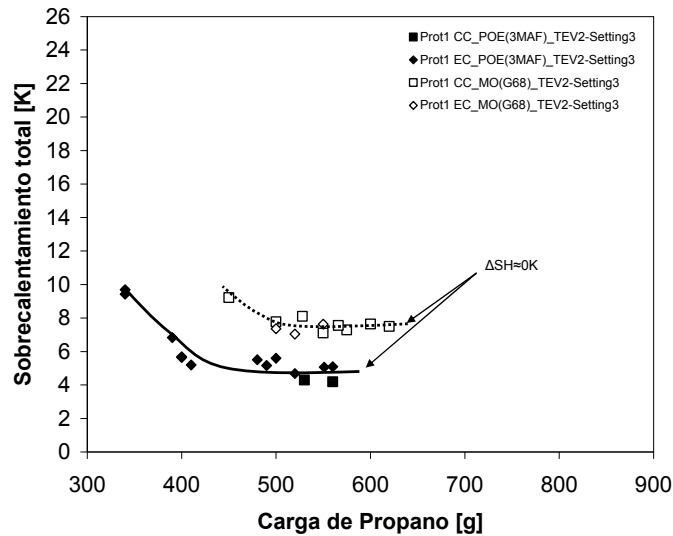
En la figura 5.79 se observa que las temperaturas de evaporación en las dos modalidades de flujo estudiadas son independientes del tipo de lubricante empleado, comprobándose nuevamente que a bajas cargas de refrigerante la temperatura de evaporación se encuentra muy por debajo del valor medio conseguido con mayores cargas y que es aproximadamente constante.

Las menores temperaturas de evaporación observadas con bajas cargas de refrigerante son una consecuencia del elevado grado de sobrecalentamiento de refrigerante a la salida del evaporador que obliga a la presión y temperatura de

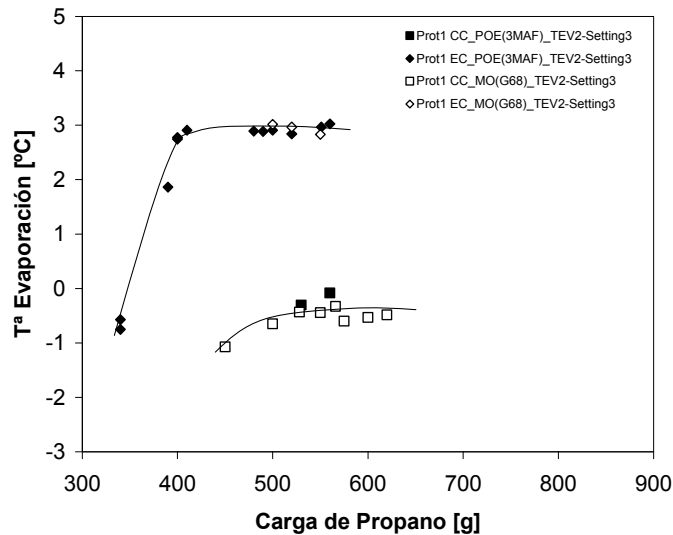


## 5. Resultados y discusión

evaporación a disminuir, dado que la temperatura de salida del vapor sobrecalentado tiende al valor de la temperatura del agua en la entrada del evaporador, como se ha comentado en apartados anteriores.



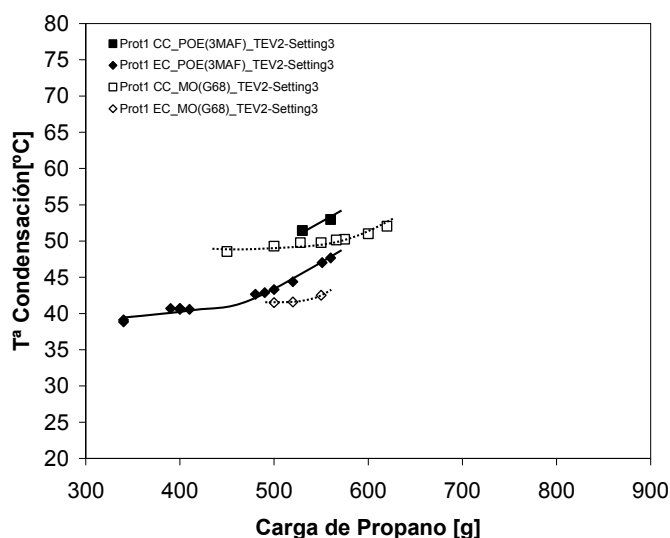
**Figura 5.78** Curvas de sobrecalentamiento como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente y en ambos modos de trabajo.



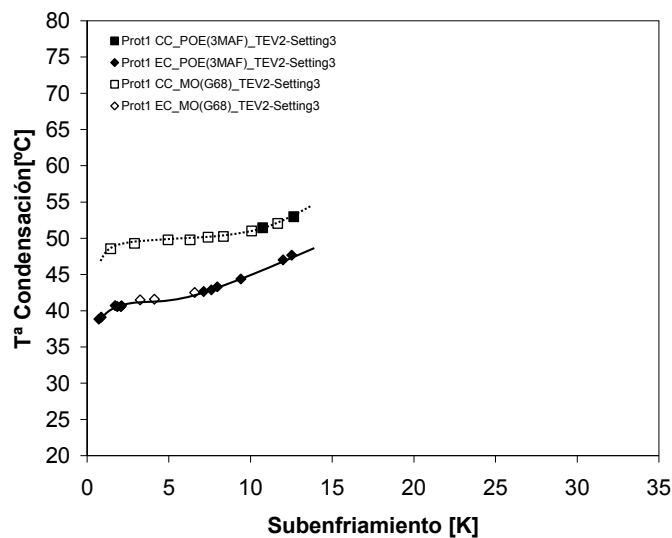
**Figura 5.79** Curvas de  $T^a$  de evaporación como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente y en ambos modos de trabajo.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

En cuanto a la influencia de la carga en el comportamiento del ciclo, las figuras 5.80 y 5.81 permiten observar el comportamiento de la temperatura de condensación al incrementar la carga y por tanto el subenfriamiento del refrigerante. De estas figuras se observa un incremento exponencial de la temperatura de condensación al incrementar la carga de refrigerante en el sistema, así mismo se comprueba que la razón de crecimiento de la temperatura con la carga se conserva independientemente del tipo de lubricante que se emplea.



**Figura 5.80** Curvas de  $T^a$  de condensación como función de la carga de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente y en ambos modos de trabajo.



**Figura 5.81** Curvas de  $T^a$  de condensación como función del grado de subenfriamiento de propano para el prototipo 1, empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente y en ambos modos de trabajo.

El estudio que se acaba de presentar ha sido un estudio inicial de la influencia del tipo de aceite, del cual se concluye que al emplear aceite mineral se requiere de una cantidad adicional de propano en el sistema, sin embargo no se puede establecer una relación o una tendencia clara entre ambas series de ensayos por el reducido número de experimentos realizados con estos dos tipos de aceites.

Estas observaciones son razonables si se tiene en cuenta que el propano es altamente soluble en el aceite mineral, mucho más que en el poliolester, y por tanto al sustituirlo por el mineral es necesario añadir una cantidad adicional de carga que corresponderá a la parte de refrigerante que se encuentra disuelto en el aceite durante las condiciones normales de operación de la máquina.

### 5.4.3. Estudios de carga correspondientes a los prototipos 5 y 6

En la siguiente sección se muestra un estudio comparativo de las prestaciones de los prototipos 5 y 6 al realizar un nuevo estudio de carga con propano, buscando nuevamente reducir al máximo la carga de refrigerante en estos dos nuevos diseños a fin de obtener las máximas prestaciones en cuanto a COP y capacidad con la menor cantidad de refrigerante posible.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---

Por otra parte, en estos dos diseños no se cuenta con la válvula de inversión del ciclo, por lo que los estudios se encuentran referidos exclusivamente a condiciones de trabajo en contracorriente.

La diferencia fundamental entre ambos diseños radica en el empleo del evaporador V80 en el prototipo 6, el cual incorpora un elemento de distribución de flujo en el puerto de entrada de refrigerante que equilibra el flujo entre los diferentes canales formados por las placas.

En relación a las condiciones de trabajo, en este conjunto de ensayos se mantuvieron los intercambiadores siempre en modo contracorriente, y las condiciones del agua en el evaporador siempre constantes, con temperaturas de entrada de agua a 12°C y salida a 7°C, variando únicamente las condiciones del lado del condensador, por esta razón las gráficas de las prestaciones que se presentan se encuentran referidas simplemente al condensador o al evaporador, y no al modo de trabajo como en las secciones precedentes.

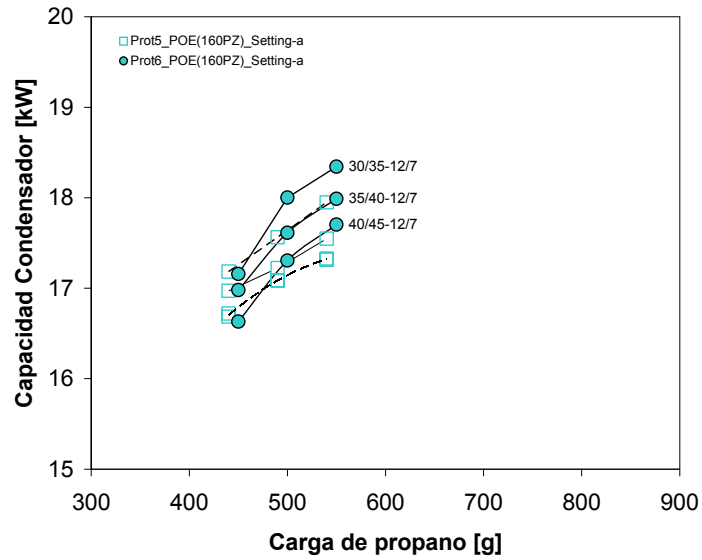
El análisis de los resultados que a continuación se presenta se encuentra dividido en dos partes:

- En la primera parte se comparan las prestaciones de ambos diseños considerando tres condiciones de trabajo distintas y empleando un mismo tipo de aceite lubricante, aceite POE 160PZ de 32 cSt.
- En la segunda parte se comparan los resultados de las prestaciones del prototipo 6 en diferentes condiciones de trabajo y empleando dos tipos de aceites lubricantes (POE EAL de 22 cSt y mineral Clavus G de 68 cSt), a fin de ampliar las observaciones realizadas en los estudios comparativos previos.

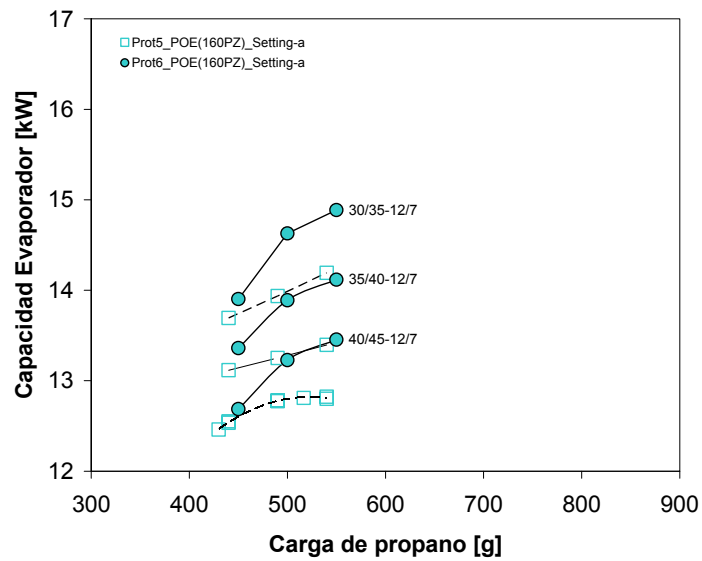
### ***Comparación entre los prototipos 5 y 6 empleando aceite POE***

Los resultados de los ensayos de carga para estos dos prototipos se muestran en las figuras 5.82 a 5.90. Por una parte, en las figuras 5.82 y 5.83 se muestran las curvas de capacidad del condensador y del evaporador como función de la carga de propano, mientras que en las figuras 5.84, 5.85, 5.86 y 5.87 se muestran los valores del COP del condensador y del evaporador como función tanto de la carga de propano como del subenfriamiento.

## 5. Resultados y discusión

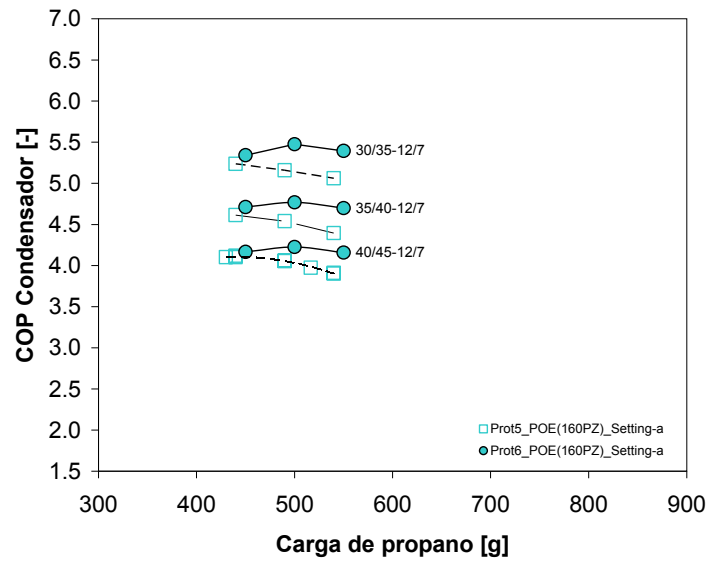


**Figura 5.82** Curvas de capacidad del condensador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

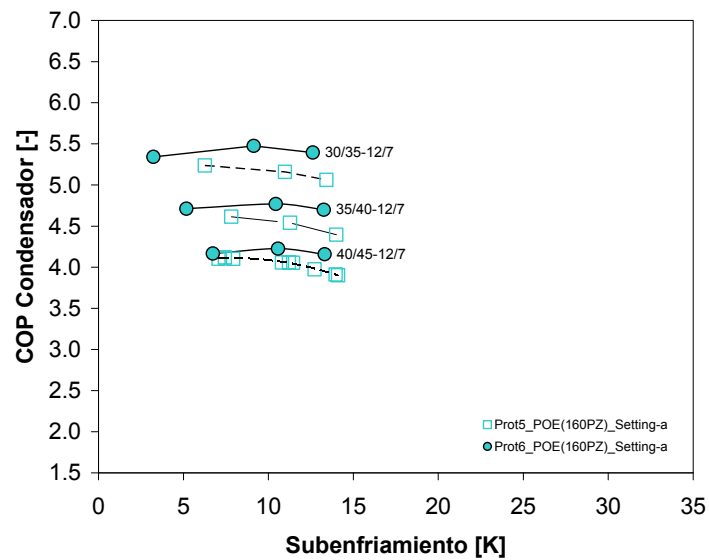


**Figura 5.83** Curvas de capacidad del evaporador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

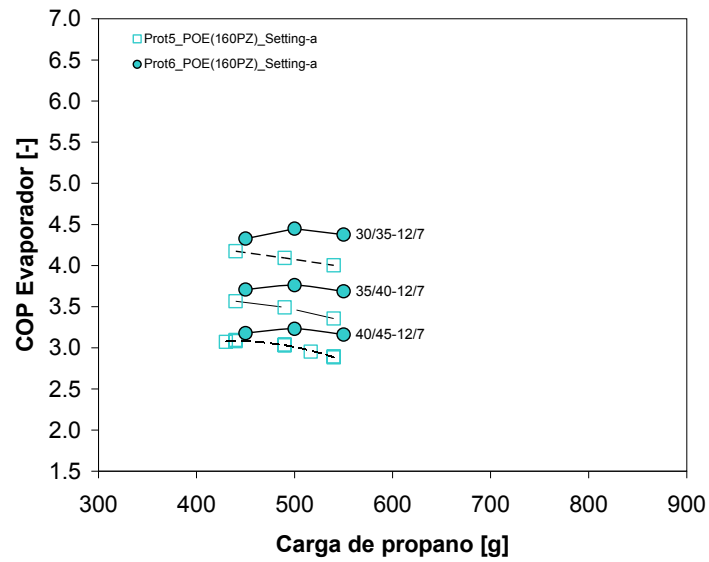


**Figura 5.84** Curvas de COP del condensador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

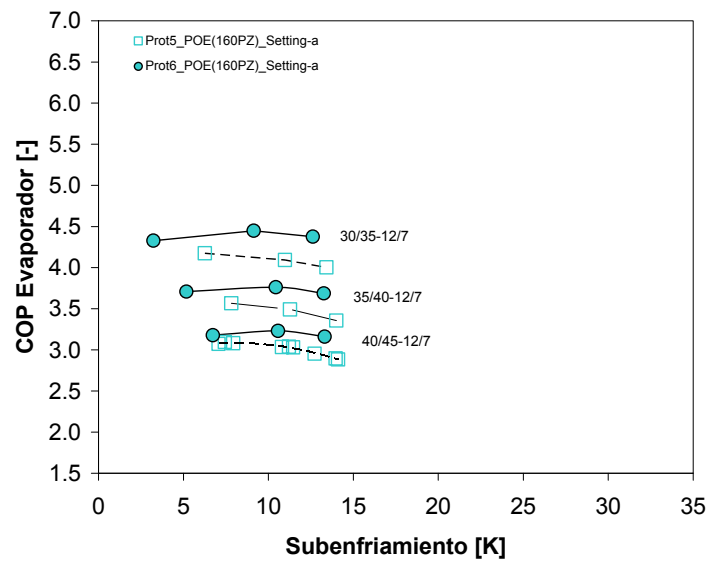


**Figura 5.85** Curvas de COP del condensador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función del grado de subenfriamiento de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

## 5. Resultados y discusión



**Figura 5.86** Curvas de COP del evaporador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.



**Figura 5.87** Curvas de COP del evaporador (contracorriente) en los prototipos 5 y 6 como función del grado de subenfriamiento de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

#### 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

---

Como se puede apreciar de las figuras 5.82 y 5.83, la sustitución del intercambiador B80 por el V80 supone un aumento en la capacidad tanto del condensador como del evaporador.

De estos resultados se deduce en primer lugar que el uso del elemento de distribución mejora sustancialmente el reparto del refrigerante en el interior del evaporador, y que el equipo en su conjunto es capaz de funcionar de forma más eficiente, como lo demuestran también las figuras 5.84 y 5.86, en donde se observan las diferencias en el comportamiento del COP tanto en el condensador como en el evaporador para ambos prototipos.

En relación a la carga óptima de propano, de las gráficas 5.84 y 5.86 se observa que las curvas de COP del prototipo 6 parecen encontrarse desplazadas hacia la derecha en relación la serie de ensayos realizados en el prototipo 5. De los resultados mostrados es difícil determinar cual ha sido el incremento en la carga de refrigerante que requiere el prototipo 6, puesto que en el prototipo 5 faltan ensayos con cargas menores para poder localizar con exactitud el valor máximo de las mismas, sin embargo se deduce que hay aproximadamente una diferencia de 80 gramos de carga, que pueden ser en parte requeridos de forma adicional por el uso del elemento de distribución de flujo.

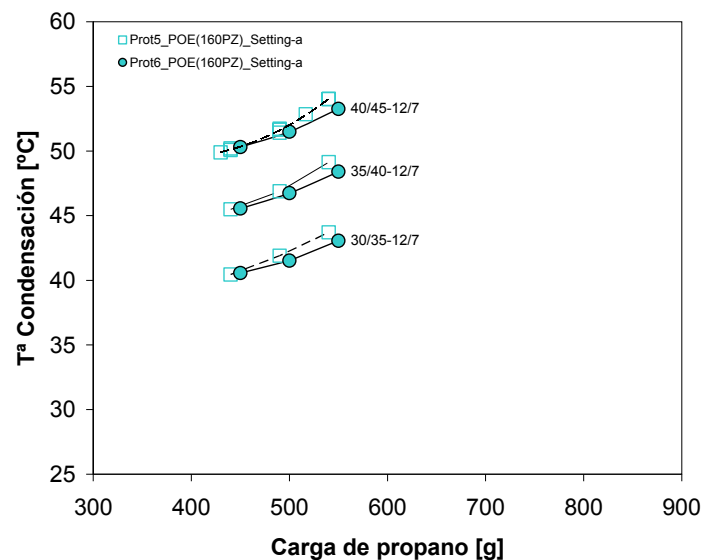
La explicación de este fenómeno podría deberse a que al utilizar el elemento de distribución, una parte importante de la expansión del refrigerante se produce en su interior y no en la válvula de expansión, por tanto el título de vapor del fluido en el puerto de entrada del evaporador es mucho menor.

Por tanto, al emplear el evaporador V80 y de cara a la optimización de la carga parece necesario contar con la porción adicional de refrigerante que se encuentra contenido en la zona de entrada a la evaporación, en comparación al evaporador B80, en el que toda la expansión del refrigerante se produce en la válvula de expansión y por lo tanto la cantidad de refrigerante que permanece en estado líquido y que se encuentra en la entrada de evaporador es mucho menor.

Por otra parte, en la figura 5.88 se observa el comportamiento de la temperatura de condensación con respecto a la carga de propano en los prototipos 5 y 6, bajo las tres condiciones de trabajo estudiadas.

De esta figura se observa que a bajas cargas de refrigerante las temperaturas de condensación tienden a ser similares para ambas máquinas, sin embargo a medida que se incrementa la cantidad de propano en el sistema se observa que el incremento de la temperatura con respecto a la carga de propano es más pronunciado en el caso del prototipo 5.





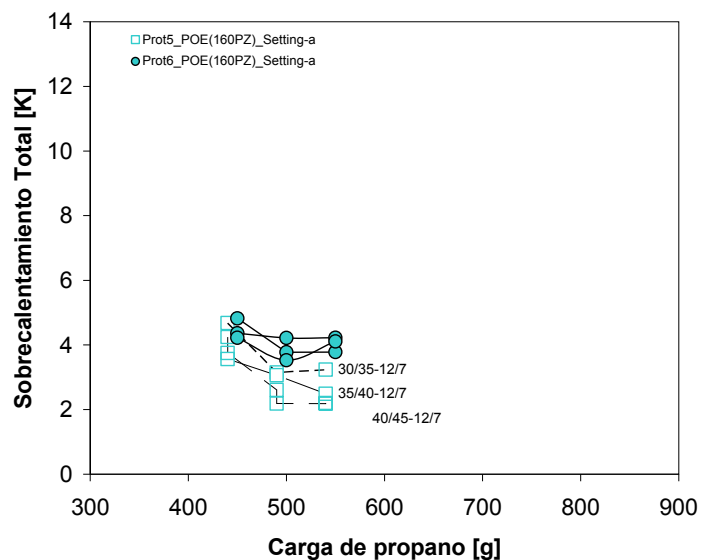
**Figura 5.88** Curvas de Tª de condensación del refrigerante en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

Este comportamiento responde tanto a los cambios que introduce el uso del evaporador V80 como a la combinación de factores adicionales, entre los que se encuentran la regulación del grado de sobrecalentamiento que realiza la válvula de expansión, o la supresión de la válvula de inversión del ciclo.

En cuanto a válvula de expansión empleada en estas dos series de experimentos, ésta ha permanecido en la misma posición de apertura para ambos prototipos (“*setting-a*” en las figuras). No obstante, debido a que el dispositivo de distribución del evaporador V80 genera una caída de presión adicional, la válvula tiende en principio a mantener una apertura mayor a fin de compensar el efecto de los orificios de distribución, sin embargo el sobrecalentamiento obtenido con el prototipo 6 es ligeramente mayor. Esto ocurre presumiblemente por el mejor reparto del refrigerante en los canales del evaporador que proporciona el uso del distribuidor en el evaporador V80.

Por otra parte, el hecho de no contar con la válvula de inversión del ciclo ocasiona que el sobrecalentamiento a la entrada del compresor obtenido en ambas unidades haya sido en general bajo. En la figura 5.89 se observa el grado de sobrecalentamiento del propano a la succión del compresor, comprobándose finalmente que el prototipo 6 con el intercambiador V80 y en una posición de apertura fija proporciona en la práctica, un sobrecalentamiento que es aproximadamente 1K mayor al obtenido en el prototipo 5.

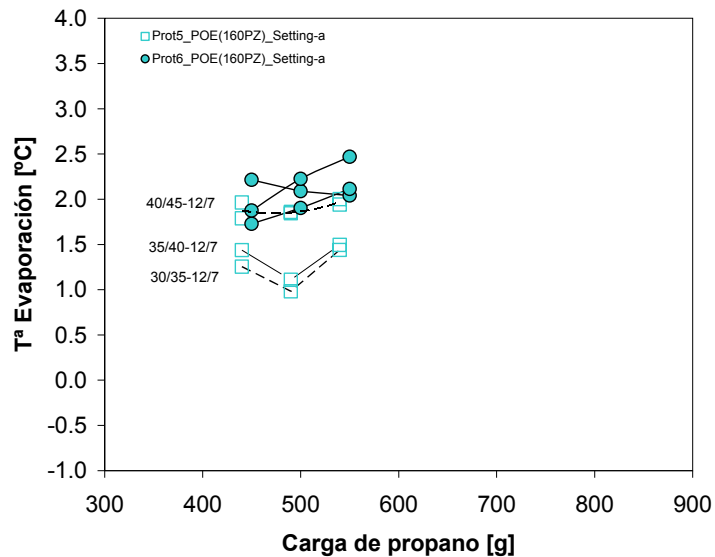
## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.89** Curvas sobrecalentamiento del refrigerante en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

Por otra parte, en la figura 5.90 se observa el comportamiento de la temperatura de evaporación en las diferentes condiciones de carga y temperaturas de ensayo impuestas en los dos prototipos comparados. De esta figura se comprueba que la temperatura de evaporación es en la mayoría de los casos, mayor con el uso del evaporador V80 en relación al evaporador B80.

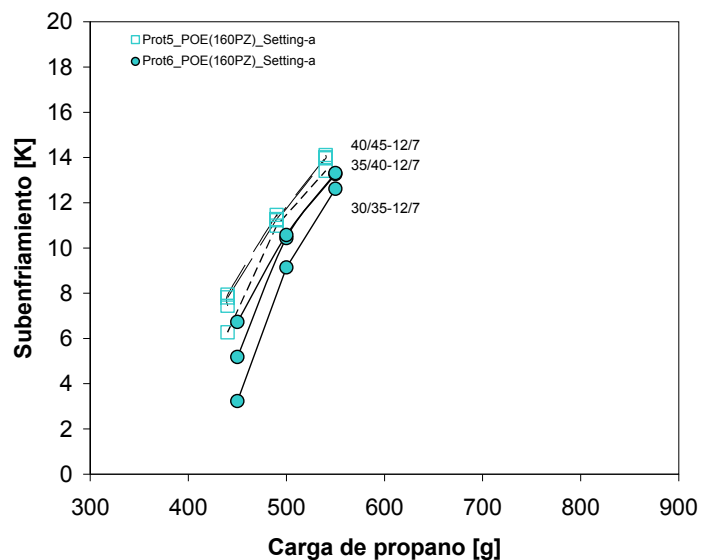
En comparación al diseño del prototipo 5, el incremento relativo de la temperatura de evaporación que se observa en el diseño del prototipo 6 se combina a su vez con el efecto de la menor temperatura de condensación que se obtiene con este diseño (ver figura 5.88). Esto implica consecuentemente una menor relación de presiones en el ciclo termodinámico, y justifica por tanto los mayores coeficientes de operación de este sistema observados en las figuras 5.84 a 5.87.



**Figura 5.90** Curvas de Tª de evaporación del refrigerante en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

Finalmente, en la figura 5.91 se muestra el comportamiento del subenfriamiento con la variación de la carga de refrigerante en cada sistema. De esta figura se comprueba la tendencia observada en los prototipos previamente analizados, observándose variaciones mínimas al cambiar las condiciones de trabajo en los circuitos de agua, salvo en los casos en donde la carga de refrigerante es baja y en donde la válvula de expansión se encuentra más abierta (prototipo 6, con evaporador V80).

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.91** Curvas de subenfriamiento de refrigerante en los prototipos 5 y 6 como función de la carga de propano, empleando 1.5 litros de aceite POE 160PZ y bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión.

De la comparación de los resultados obtenidos con el prototipo 5 y el prototipo 6 se observó que la eliminación de la válvula de inversión del ciclo supone la necesidad de realizar un reajuste en la posición o “*setting*” de la válvula de expansión, puesto que el grado de sobrecalentamiento obtenido en la succión del compresor ha sido muy bajo, lo cual es perjudicial para el compresor.

### ***Comparación entre el aceite POE y aceite mineral en el prototipo 6.***

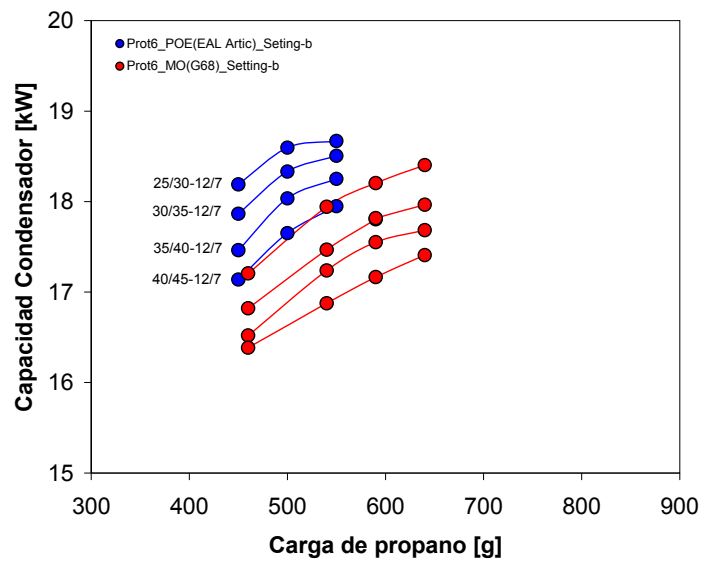
A partir del desarrollo del prototipo 6, en el cual se incorpora el evaporador V80, se procedió a realizar un estudio para determinar la influencia en las prestaciones de este diseño al emplear nuevamente dos tipos de aceites distintos y variar la carga de propano en el sistema. En esta ocasión se estudió un aceite POE de características similares a los anteriores pero con una viscosidad menor (22 cSt), y que es comparado con el aceite mineral Clavus G68 previamente caracterizado en el prototipo 1.

Por otra parte, a la vez que se han realizado los estudios de carga atendiendo al tipo de aceite empleado, también se ha hecho un esfuerzo importante para variar las condiciones de ensayo a fin de ampliar los estudios previamente realizados en los que se buscó determinar si la variación en las temperaturas de trabajo

genera algún cambio de consecuencias importantes en relación a la condición de carga óptima para un sistema dado.

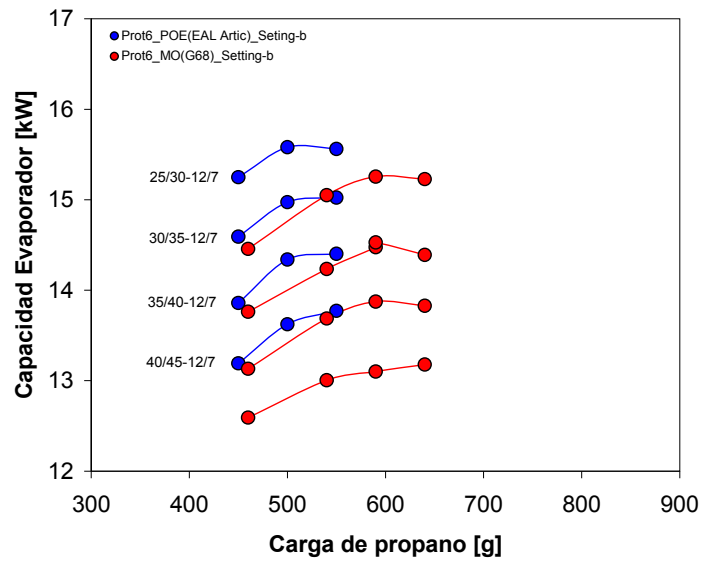
En estas pruebas se ha ajustado la posición de apertura de la válvula de expansión para obtener un grado de sobrecalentamiento a la entrada del compresor de aproximadamente 8K (“*setting-b*” en las figuras). Esto se ha hecho así porque un mayor grado de sobrecalentamiento es necesario para el correcto funcionamiento del compresor.

Los resultados del análisis se presentan en las figuras 5.92 a 5.101. Por una parte, en las figuras 5.92 y 5.93 se muestran las curvas de capacidad del condensador y del evaporador como función de la carga de propano, mientras que en las figuras 5.94, 5.95, 5.96 y 5.97 se muestran los valores del COP del condensador y del evaporador como función tanto de la carga de propano como del subenfriamiento.

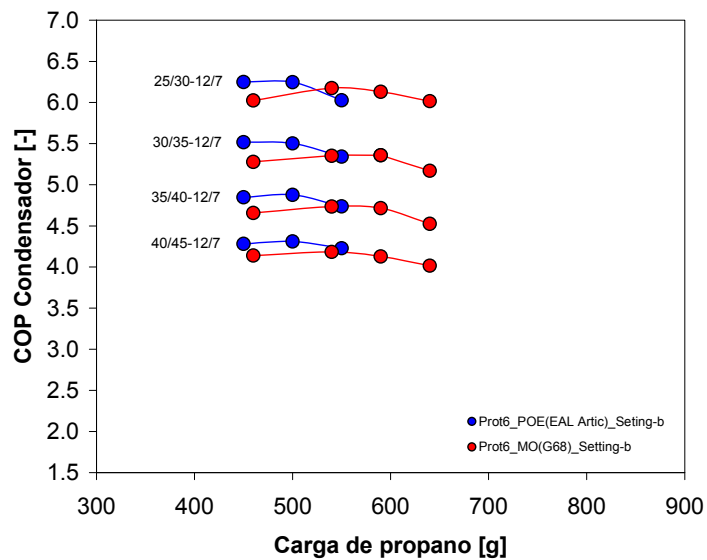


**Figura 5.92** Curvas de capacidad del condensador (contracorriente) en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

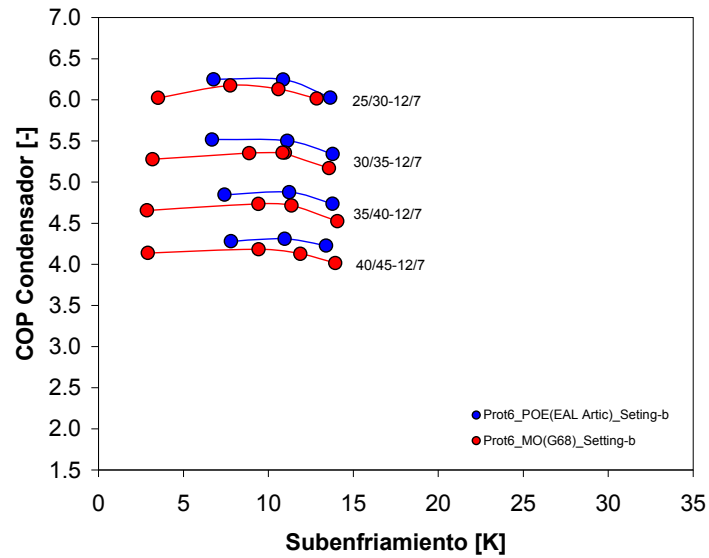
## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



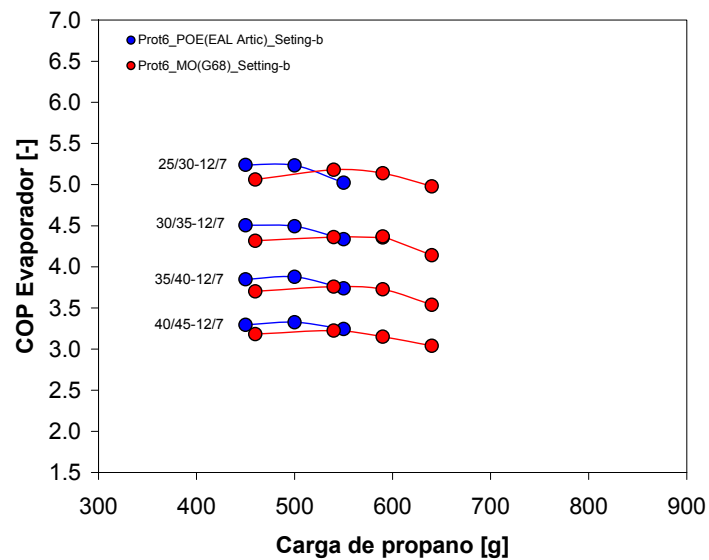
**Figura 5.93** Curvas de capacidad del evaporador (contracorriente) en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.



**Figura 5.94** Curvas de COP del condensador (contracorriente) en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

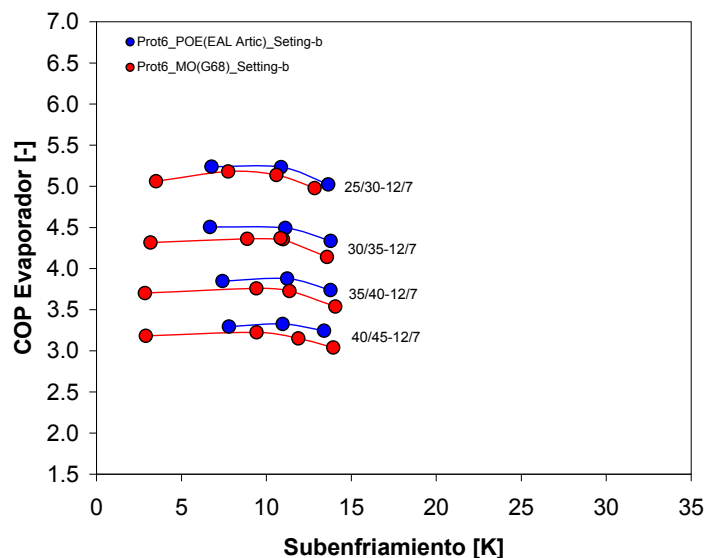


**Figura 5.95** Curvas de COP del condensador (contracorriente) en el prototipo 6, como función del grado de subenfriamiento de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE 3MAF y Clavus G68 respectivamente.



**Figura 5.96** Curvas de COP del evaporador (contracorriente) en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.97** Curvas de COP del evaporador (contracorriente) en el prototipo 6, como función del grado de subenfriamiento de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

De las gráficas correspondientes a las curvas de capacidad y COP mostradas anteriormente se comprueba que el sistema requiere una mayor carga de refrigerante al emplear aceite mineral, confirmando con ello los resultados obtenidos con el prototipo 1.

Por otra parte, de las figuras anteriores se aprecia también una disminución importante en la capacidad y el COP de la máquina al emplear el aceite mineral. Esta diferencia de COP se debe en primer lugar al aumento de la eficiencia del compresor al utilizar un aceite con viscosidad menor, además del incremento en la temperatura de evaporación que se presenta con los lubricantes menos viscosos.

Estos resultados contrastan con lo observado en los estudios previos realizados en el prototipo 1, en los cuales no se advierte una diferencia significativa en el COP del sistema al cambiar de lubricante. Sin embargo, hay diferencias importantes de diseño entre ambos prototipos que pueden justificar el diferente comportamiento observado.

En relación a las condiciones de trabajo, se comprueba que al establecer diferentes consignas de temperatura en el circuito de agua del condensador, manteniendo en cada una de ellas un salto de temperaturas de 5K, la evolución

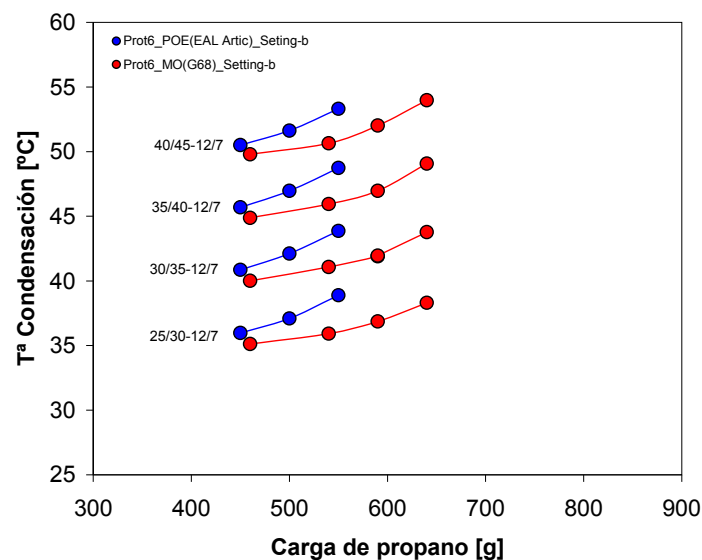


## 5. Resultados y discusión

de las curvas de capacidad y COP tiende a ser similar, formando líneas paralelas entre las diferentes condiciones de trabajo.

Se comprueba también que a medida que se disminuyen las temperaturas de trabajo en el condensador, la capacidad y el COP del sistema aumentan. Esto es debido al incremento del gasto másico de refrigerante que trasiega el compresor, por la disminución de la relación de presiones; y al incremento del salto entálpico del refrigerante en el condensador, provocado por la diferencia de temperaturas constante en el circuito de agua (5K).

En relación al comportamiento del ciclo, en la figura 5.98 se puede observar la evolución de las temperaturas de condensación en las cuatro condiciones de ensayo establecidas y al incrementar la carga de refrigerante en el sistema, indicándose el desplazamiento relativo entre las curvas generado por el uso de aceites lubricantes distintos.



**Figura 5.98** Curvas de  $T^a$  de condensación del refrigerante en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

Como se ha comentado anteriormente, en el presente estudio se llevó a cabo un ajuste en la posición de apertura de la válvula de expansión. El ajuste del “*setting*” de la válvula se realizó de tal forma que se buscó obtener un sobrecalentamiento de 8K a la entrada del compresor, dado que es en estas condiciones donde se obtienen los mayores rendimientos del compresor.

#### 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano

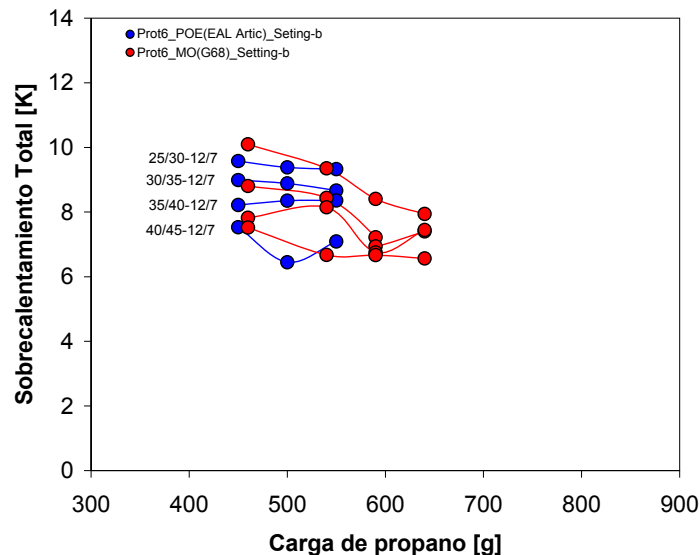
---

Sin embargo como se ha podido observar del apartado dedicado al estudio del evaporador, un grado de sobrecalentamiento elevado es perjudicial para el desempeño del evaporador, ya que el mayor intercambio de calor se da en el proceso de cambio de fase del refrigerante y no el proceso de sobrecalentamiento.

Es interesante mencionar que en el prototipo 6 se no se observan diferencias significativas en las condiciones de sobrecalentamiento del refrigerante al emplear los aceites POE y mineral, como ocurrió en los estudios previos realizados en el prototipo 1 en los cuales se observó que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante se veía afectado por el tipo de lubricante empleado (ver figura 5.78).

En este sentido, en la figura 5.99 se comprueba el reajuste realizado en la válvula de expansión del prototipo 6, para obtener un valor de sobrecalentamiento de refrigerante similar con ambos tipos de lubricantes.

De esta misma figura se puede observar la pequeña variación en los valores del sobrecalentamiento del refrigerante que se producen al cambiar de condiciones de operación, probablemente justificado por la falta de la válvula de inversión del ciclo que, como se ha comentado en apartados anteriores cumple la función de “amortiguar” las variaciones de temperatura por efecto de la evaporación de las gotas de refrigerante líquido que salen del evaporador, proporcionando una lectura de temperatura más homogénea a la entrada del compresor.

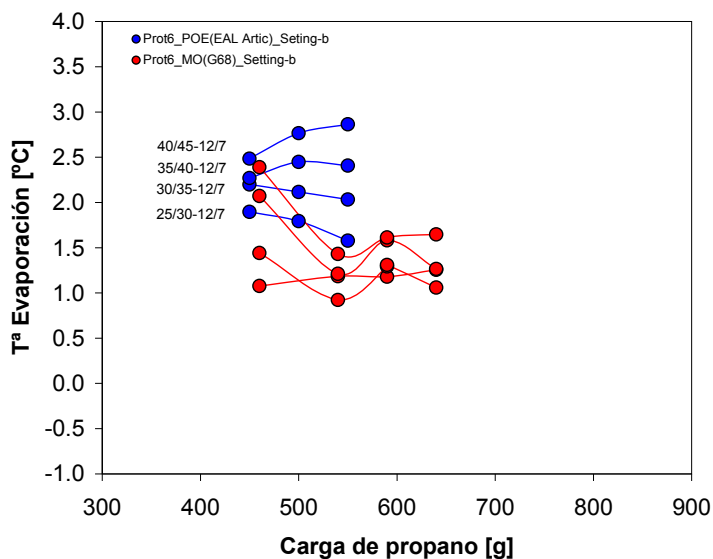


**Figura 5.99** Curvas de sobrecalentamiento del refrigerante en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

Si bien las condiciones de sobrecalentamiento a la entrada del compresor han sido similares con ambos lubricantes, el efecto en la temperatura de evaporación resulta contrario a lo observado en el prototipo 1 (ver figura 5.79). En el caso del prototipo 6 se observa que las temperaturas de evaporación son distintas según el lubricante empleado, siendo menores para el caso del aceite mineral, como se puede observar en la figura 5.100, lo cual contribuye a la reducción de COP observada con el uso del aceite mineral.

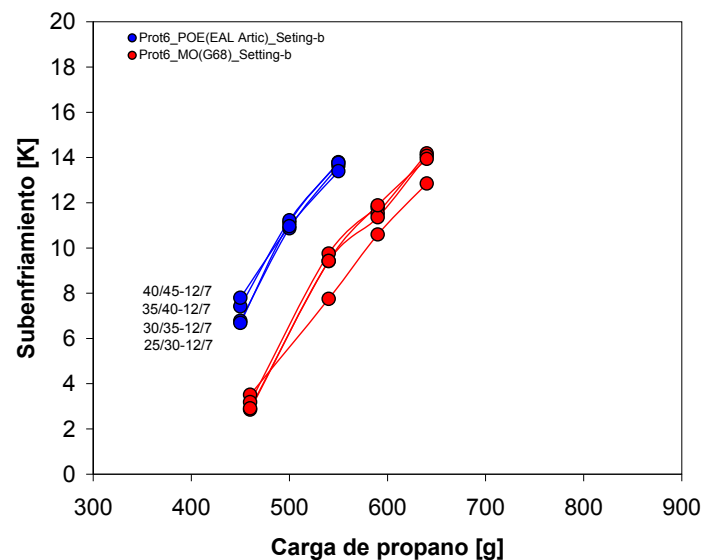
Una posible explicación de estas observaciones se mencionó en la sección dedicada al análisis detallado del evaporador, en el que se ha comparado el desempeño del evaporador V80 con los tres tipos de lubricantes empleados. La conclusión a la que se ha llegado es que en el evaporador se forma una película de lubricante mayor al emplear el aceite mineral, lo que conlleva a un deterioro de los coeficientes de transferencia de calor por una menor conducción, y por tanto una mayor diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante. Esto implica una disminución de la presión y temperatura de evaporación del refrigerante, dado que las temperaturas del circuito secundario de agua son siempre constantes.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.100** Curvas de Tª de evaporación del refrigerante en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

Finalmente, en la figura 5.101 se muestra el comportamiento del subenfriamiento con la carga de propano con los dos tipos de lubricantes estudiados, en donde se aprecia un desplazamiento de aproximadamente 100 gramos entre ambas curvas, el cual es similar al observado en los estudios realizados en el prototipo 1 (ver figura 5.77) en donde se comparó un aceite POE similar (3MAF) con el aceite mineral (Clavus G68) empleado en esta serie de ensayos.



**Figura 5.101** Curvas de subenfriamiento del refrigerante en el prototipo 6, como función de la carga de propano, bajo una misma posición de apertura en la válvula de expansión, y empleando 1.5 litros de aceite POE EAL y Clavus G68 respectivamente.

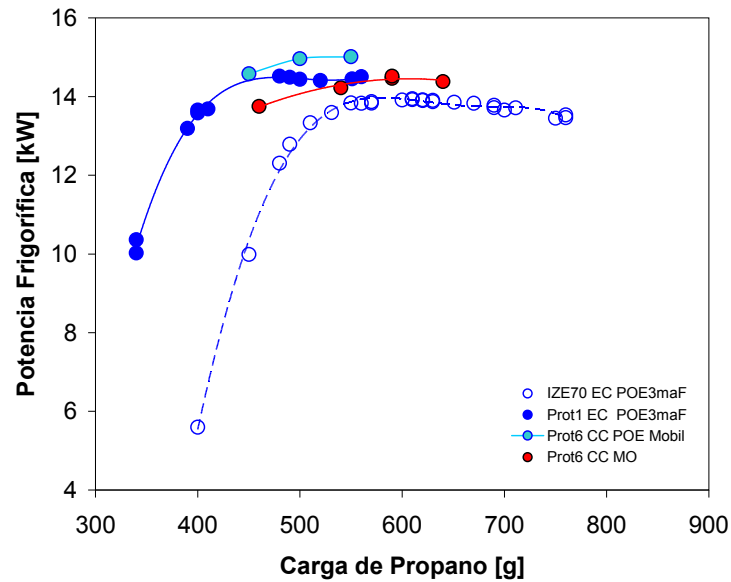
#### 5.4.4. Comparativa de los diferentes prototipos desarrollados

En las figuras siguientes se muestra una comparativa de las prestaciones de cuatro de los prototipos más representativos estudiados a lo largo de la presente tesis. En las figuras 5.102 y 5.103 se muestran los estudios de carga realizados en la condición de trabajo W30/W7 de refrigeración. De estas figuras se observa que las curvas de capacidad y COP del evaporador en cada prototipo presentan una tendencia similar, comprobándose que el valor máximo de COP es del mismo orden de magnitud y se ubica entre 4 y 4.5.

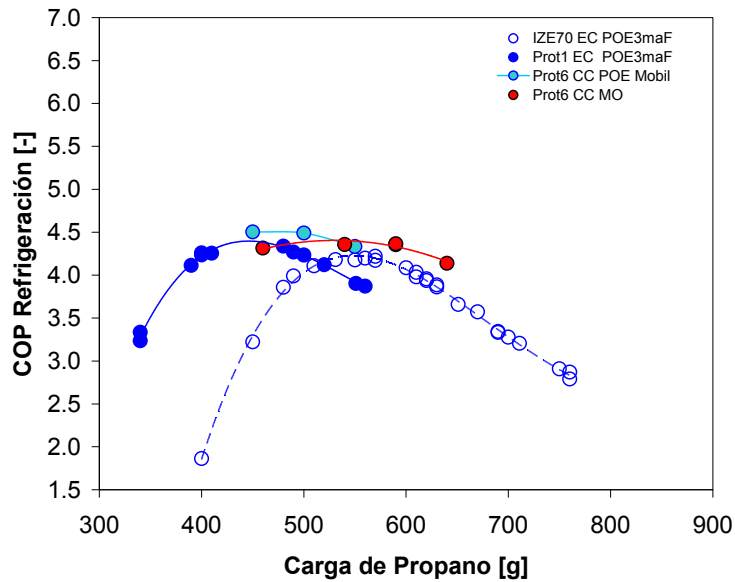
La carga óptima en cada caso ha dependido de factores como el tipo de aceite, las dimensiones del circuito, del tipo de flujo en los intercambiadores de calor, etc.

De las gráficas se puede observar que el máximo de COP es de 4.5, obtenido con el prototipo 6 empleando una carga de propano que se encuentra en torno a 490 gramos, empleando aceite POE como fluido lubricante. La potencia frigorífica alcanzada en estas condiciones corresponde a 15 kW, lo que le confiere un “*ratio*” aproximado de 31.3 W por gramo de propano.

## 5.4 Estudios de optimización de la carga de propano



**Figura 5.102** Curvas de potencia frigorífica de cuatro diferentes prototipos, en la condición W30/W7 de refrigeración.



**Figura 5.103** Curvas de COP de cuatro diferentes prototipos, en la condición W30/W7 de refrigeración.

## CAPÍTULO 6

---

### Conclusiones y desarrollos futuros

---

#### 6.1. Conclusiones

En base a los objetivos planteados al inicio de la tesis en los que se propuso evaluar el uso del propano como alternativa al refrigerante R407C, así como determinar el comportamiento de una serie de componentes en diferentes prototipos de bombas de calor de tipo agua-agua al emplear este hidrocarburo como fluido de trabajo, se comentan a continuación las conclusiones principales derivadas de los diferentes estudios realizados.

- *Comparativa entre propano y R407C en la unidad experimental de referencia.*

Los resultados experimentales correspondientes a los ensayos de sustitución del refrigerante R407C por propano en la bomba de calor de referencia muestran una disminución de la capacidad de la unidad, así como un incremento considerable del COP.

En modo calefacción, la unidad funcionando con propano ha mostrado una pérdida de capacidad que se encuentra entre el 9% y el 13%, mientras que en el punto realizado en modo refrigeración se observó una disminución en la capacidad de aproximadamente el 3%. En contraste, el COP de la unidad en modo calefacción fue mayor con propano entre el 9% y el 15%, mientras que en refrigeración el COP se incrementó en 27% con respecto al R407C.

Del análisis realizado se concluye que los cambios observados en las prestaciones de la unidad experimental al hacer uso del propano como alternativa al R407C son debidas principalmente a las diferencias en las propiedades termodinámicas entre ambos refrigerantes, así como a la evolución

## 6.1 Conclusiones

---

de cada refrigerante a través de los componentes del sistema en los diferentes procesos que se llevan a cabo en su interior.

En lo referente a las capacidades, la disminución observada con el uso del propano en modo calefacción se encuentra principalmente vinculada a la menor capacidad volumétrica de este refrigerante, la cual se debe principalmente a su menor densidad, aunque compensada parcialmente por su mayor salto entálpico. La menor capacidad volumétrica se ve también compensada ligeramente por el mayor rendimiento volumétrico del compresor al operar con propano.

La similitud en la capacidad frigorífica que presentan ambos refrigerantes en modo refrigeración es debida a que el ciclo de trabajo del R407C en esas condiciones de funcionamiento resulta mucho peor que el del propano, debido a que tanto el evaporador como el condensador trabajan en equicorriente. En ese modo de operación el deslizamiento de temperatura (*glide*) característico del R407C hace que la temperatura de evaporación sea mucho más baja y la relación de presiones mucho mayor. En estas condiciones, el comportamiento de la unidad con R407C se encuentra penalizado por: una disminución de la densidad a la entrada del compresor, un menor salto entálpico en el evaporador, y un menor rendimiento volumétrico del compresor.

Los mayores valores de COP obtenidos con el uso del propano se deben en primer lugar, a la mayor eficiencia del compresor con el propano por trabajar con relaciones de presión menores, y en segundo lugar, y de modo principal, al mejor comportamiento del ciclo de funcionamiento del propano, sobre todo en refrigeración, en donde el COP isentrópico del ciclo real de trabajo llega a ser hasta un 23% superior al del R407C.

- ***Comportamiento de los compresores con el uso del propano***

Los resultados del análisis realizado en los distintos compresores se han agrupado en base a distintos criterios, como son la comparativa con el refrigerante R407C, el uso de diversos tipos de lubricantes, la influencia de algunos parámetros de operación en el desempeño del compresor, o el tipo de tecnología, y de los cuales se desprenden las siguientes conclusiones.

- Caracterización del compresor Scroll con R407C

La comparación entre las curvas de eficiencia volumétrica y del compresor obtenidas con el R407C y los datos proporcionados por el fabricante muestran una gran coincidencia en todo el rango de condiciones ensayadas, muy por



## 6. Conclusiones y desarrollos futuros

---

debajo de la incertidumbre intrínseca de la medida (3%), lo cual garantiza que el procedimiento seguido tiene una precisión muy elevada y resulta efectivo para la comparación de prestaciones de las campañas posteriores de ensayo.

La diferencia entre los valores de gasto másico de refrigerante obtenidos a partir de los balances de energía en el condensador y evaporador va del 0% al 3%, dependiendo fundamentalmente del posicionamiento de los sensores, sobre todo de las temperaturas. Cuando estos se sitúan en los puntos adecuados el error se reduce al entorno del 1%. El estudio realizado ha permitido además concluir que es ligeramente más precisa la evaluación mediante el balance en el lado del condensador.

- Caracterización del compresor Scroll con R407C y con propano.

Los resultados obtenidos de la caracterización realizada con el refrigerante R407C han sido comparados con los datos que se obtuvieron de la sustitución de este refrigerante por el propano en la unidad de ensayos de referencia.

De este estudio se observó que la eficiencia volumétrica y la del compresor representadas en función de la relación de presiones son muy similares para ambos refrigerantes, presentando las formas típicas de un compresor scroll. Los resultados a relaciones de presión elevadas parecen ser ligeramente inferiores con el propano. Sin embargo, a igualdad de relación de presiones, las condiciones de condensación y evaporación entre ambos refrigerantes no son exactamente las mismas por lo que es difícil concluir si realmente el propano tiene peores eficiencias que el R407C en esa zona de trabajo.

De este estudio se ha comprobado que bajo condiciones de trabajo similares (W30/W7), el propano permite operar con relaciones de presión menores en comparación al R407C, principalmente cuando la unidad opera con ambos intercambiadores en equicorriente. Esto representa, en el caso del compresor Scroll, una mayor eficiencia volumétrica y del compresor con el uso del propano.

- Curvas características del compresor Scroll con propano en diferentes condiciones de carga de refrigerante, subenfriamiento, sobrecalentamiento y temperaturas de condensación y evaporación, con cuatro tipos de lubricantes distintos.

A lo largo de toda la campaña experimental del presente trabajo se ha logrado obtener un buen número de valores de eficiencia volumétrica y eficiencia del compresor. La campaña ha cubierto muy diferentes condiciones de temperaturas

## 6.1 Conclusiones

---

de foco fío y caliente (sobre todo de este último), diferentes grados de sobrecalentamiento, y 4 diferentes lubricantes. Cuando se observan las curvas de ambas eficiencias se comprueba que todos los resultados se encuentran aproximadamente alrededor de una única curva, en una estrecha banda. Esto demuestra que la relación de presiones es la variable fundamentalmente de la que depende ambas eficiencias, teniendo los demás parámetros una influencia de segundo orden. El sobrecalentamiento es quizás el segundo parámetro que más afecta.

De las pruebas realizadas al variar la posición de apertura de la válvula de expansión se concluye que un sobrecalentamiento óptimo para el correcto funcionamiento del compresor Scroll al emplear propano se obtiene encuentra aproximadamente entre 6K y 8K.

Los resultados obtenidos con los diferentes aceites lubricantes permiten concluir en primer lugar que el aceite mineral parece llevar a eficiencias ligeramente menores, presumiblemente por su mayor viscosidad. En segundo lugar, parece claro, que con el aceite POE con menor viscosidad se alcanzan las mayores eficiencias. Esto se hace para evitar problemas de lubricación con el propano ya que la solubilidad del aceite mineral en propano es muy elevada.

- Comparativa entre compresores de diferentes tecnologías con el uso de propano

Con carácter adicional, la tesis ha incluido la caracterización de tres compresores de tecnología diferente con propano: hermético de pistón, semihermético de pistón y Scroll.

Los resultados obtenidos muestran las tendencias típicas entre las mismas, es decir una mayor eficiencia del compresor Scroll alrededor de la zona de diseño del mismo, un decrecimiento progresivo del mismo a relaciones de compresión más elevadas, pasando por debajo de la eficiencia del compresor semihermético de pistón. Los compresores de pistón ofrecen eficiencias de compresor mucho más planas e independientes de la relación de presiones. El compresor hermético presenta una eficiencia considerablemente inferior.

- ***Comportamiento de los intercambiadores de calor***

El estudio de los intercambiadores de calor se ha realizado de dos formas distintas, inicialmente empleando un modelo global de área total en el que se

## 6. Conclusiones y desarrollos futuros

---

consideran sólo las condiciones de entrada y salida a los intercambiadores, y posteriormente mediante un modelo detallado por zonas de intercambio de calor en el cual se consideran por separado las regiones de transferencia de calor dentro del intercambiador.

### ○ Estudio del condensador

El estudio de los condensadores ha sido centrado en la caracterización de los intercambiadores B27 y B80 de SWEP. Los resultados experimentales muestran que el coeficiente global de transferencia de calor de ambos condensadores disminuye a medida que se incrementa el grado de subenfriamiento del refrigerante, por efecto del aumento de la carga de propano en el sistema. La disminución del coeficiente global de transferencia de calor conlleva también un incremento de la diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante.

El análisis realizado demuestra que una gran parte del refrigerante se encuentra contenido en el condensador, observándose además que las pequeñas variaciones en la carga condicionan de forma importante el reparto del área de intercambio de calor dentro del condensador.

El incremento de la carga obliga a un aumento del área dedicada al subenfriamiento del refrigerante, así como la disminución del área dedicada a la condensación. Consecuentemente la temperatura y presión de condensación se incrementan, afectando directamente a las prestaciones de la unidad.

El subenfriamiento óptimo se obtiene al aproximar la temperatura de salida del refrigerante del condensador y la correspondiente temperatura del fluido secundario. Para los condensadores estudiados, el subenfriamiento óptimo en flujo contracorriente se encuentra en torno a 10K, mientras que en flujo equicorriente es de aproximadamente 5K.

En cuanto al comportamiento del coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano, el análisis planteado y los resultados experimentales en los dos condensadores muestran que éste depende fundamentalmente del flujo de calor, más que del número de Reynolds. Al hacer una analogía con los mecanismos de transferencia de calor que describen la condensación en intercambiadores de tubos, los resultados indican que la condensación se encuentra regida principalmente por efecto de la gravedad más que por la fricción, sin embargo estos resultados no son del todo concluyentes y es preciso realizar estudios más específicos a fin de poder determinar con mayor certeza los mecanismos que describen la condensación en este tipo de intercambiadores.

## 6.1 Conclusiones

---

- Estudio del evaporador

El estudio de los evaporadores ha consistido en la caracterización de los intercambiadores B27, B80, V80 de SWEP y CB52 de Alfa Laval.

Del estudio realizado se concluye que el comportamiento de este elemento se encuentra condicionado en primer lugar por las condiciones del fluido a la entrada del mismo, que tal y como se ha desarrollado la campaña de ensayos, dichas condiciones dependen de la carga de refrigerante empleada y de la temperatura de condensación. Estos cambios generan variaciones en el título de vapor a la entrada del evaporador y en la presión de evaporación.

En segundo lugar y de forma principal, el comportamiento del evaporador viene condicionado por el dispositivo de expansión. Los cambios en la apertura de la válvula de expansión imponen el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, afectando de forma muy importante el funcionamiento del evaporador.

Otros cambios sobre el circuito frigorífico, como es la supresión del dispositivo de inversión del ciclo también tienen una influencia en el funcionamiento del evaporador ya que varían el sobrecalentamiento controlado por la válvula de expansión termostática.

Concretamente se ha observado que en el caso del evaporador V80, el elemento de distribución con el que cuenta genera una caída de presión adicional que es compensada con una mayor apertura de la válvula de expansión. Al variar la carga de refrigerante en estas condiciones, la válvula no es capaz de mantener un sobrecalentamiento adecuado a la salida del evaporador, lo que genera un incremento del sobrecalentamiento cuando la carga de refrigerante es baja, hasta que la temperatura de salida del refrigerante se aproxima a la temperatura del agua en uno de sus extremos.

El aumento del sobrecalentamiento afecta el reparto del área de intercambio de calor en el evaporador, disminuyendo el área dedicada a la evaporación e incrementando el área dedicada al sobrecalentamiento, con la consecuente disminución de la presión y temperatura de evaporación y la correspondiente caída de COP.

En cuanto al coeficiente de transferencia de calor bifásico del propano, éste parece ser principalmente una función del flujo de calor bifásico, por lo que el mecanismo de transferencia dominante es en este caso la ebullición nucleada.

Finalmente, al comparar el comportamiento de los aceites se observa que con el uso de lubricantes de menor viscosidad se obtienen coeficientes de transferencia

---

## 6. Conclusiones y desarrollos futuros

de calor mayores. Esto se debe muy posiblemente a la mayor acumulación de aceite en las paredes del evaporador al emplear lubricantes de mayor viscosidad, como es el caso del aceite mineral G68. Por otra parte, si la solubilidad es mayor, el índice de circulación de aceite puede ser también mayor, agudizando este comportamiento.

- ***Estudios de carga con propano***

De los resultados experimentales obtenidos de la caracterización de los diferentes prototipos se concluye de forma general que el comportamiento de este tipo de unidades de refrigeración, en las cuales no se incorpora un depósito de almacenamiento de líquido, es altamente dependiente de la carga de refrigerante, por tanto su optimización es una cuestión crítica en el diseño de este tipo de sistemas.

De los experimentos se corrobora la influencia de la carga de refrigerante en los diversos parámetros de operación del sistema, principalmente los que se encuentran vinculados al condensador, como son: la temperatura de condensación o el subenfriamiento.

Los resultados experimentales muestran que el incremento moderado del subenfriamiento por el aumento de la carga de propano tiene un efecto benéfico en la capacidad y COP de la unidad, al incrementar del salto entálpico en los intercambiadores de calor, sin embargo el aumento desmedido del subenfriamiento tiene un efecto negativo en las prestaciones del sistema por el aumento de la temperatura y presión de condensación, por lo tanto existe un punto en el que la carga de refrigerante es óptima.

Por otra parte, la carga de refrigerante se encuentra también relacionada con la densidad del refrigerante en el evaporador y por lo tanto depende de las temperaturas de trabajo del agua y del grado de sobrecalentamiento del refrigerante (apertura de la válvula de expansión). En general, la carga óptima decrece cuando decrece la temperatura y la densidad, por la disminución de las temperaturas de trabajo en el fluido secundario, o por la disminución del sobrecalentamiento del refrigerante.

De los estudios concluye que el subenfriamiento es el parámetro que guarda mayor relación con la carga óptima de refrigerante. En las condiciones de trabajo empleadas el subenfriamiento óptimo ha sido de 10K en contracorriente y 5K en equicorriente. Sin embargo, la carga de refrigerante se encuentra también vinculada a parámetros geométricos y de diseño del circuito frigorífico

## 6.2 Desarrollos Futuros

---

como son: el volumen de los intercambiadores de calor y de la línea de líquido, o el tipo de lubricante empleado.

Al margen de los resultados que se desprenden del estudio de los condensadores, se ha comprobado que en el evaporador se acumula también una cantidad considerable de refrigerante en los puertos de entrada. Haciendo referencia concretamente al evaporador que incorpora un elemento de distribución de flujo (V80), se ha observado que al introducir éste una pérdida de presión mayor, el dispositivo de expansión se encuentra más abierto, lo que propicia que el refrigerante contenido en la tubería que une la válvula de expansión con el distribuidor tenga una densidad mayor. Si la longitud y diámetro de dicha tubería es grande, la masa de propano puede ser considerable.

En este sentido, se ha comprobado que al modificar las longitudes y diámetros del circuito frigorífico se han obtenido reducciones de carga de hasta 100 gramos de propano.

En cuanto al tipo de lubricante, se ha observado que con el uso del aceite mineral se requiere de una cantidad de carga mayor, principalmente por la elevada solubilidad que presenta con el propano en comparación a los aceites poliolésteres. De igual forma, se ha observado que con el uso del aceite mineral se presenta una ligera disminución en el COP, ocasionada por las menores temperaturas de evaporación y por una menor eficiencia del compresor.

Finalmente, dependiendo del diseño de la unidad, se han obtenido capacidades de refrigeración específicas en un intervalo de 25 a 33 Wattios por gramo de propano.

### **6.2. Desarrollos Futuros**

El desarrollo de la tesis ha mostrado que los componentes más importantes del sistema presentan mayores rendimientos al usar propano como fluido de trabajo, sin embargo los estudios aquí mostrados no han sido dirigidos a la caracterización individual de dichos componentes. Con la finalidad de ampliar los conocimientos derivados de este trabajo se propone profundizar en los siguientes temas:

- Estudios de durabilidad de compresores empleando propano como refrigerante, así como la influencia de la carga de lubricante en las prestaciones del compresor.

## 6. Conclusiones y desarrollos futuros

---

- Efecto de la distribución de flujo del refrigerante en las prestaciones del evaporador, así como el estudio de los procesos de cambio de fase con el uso de hidrocarburos en intercambiadores de placas.
- Estudio de la concentración del lubricante el refrigerante, y su posible influencia en los procesos de transferencia de calor que ocurren en los intercambiadores de calor.
- Finalmente, y dado que la eficiencia de los sistemas de refrigeración es el tema de mayor importancia, sería deseable investigar posibles alternativas para lograr disminuir la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el fluido secundario en los intercambiadores de calor. Esto puede hacerse de varias formas, como puede ser con un mejor reparto de las áreas de transferencia de calor o con el incremento de los coeficientes de transferencia de calor con intercambiadores con nuevos diseños como pueden ser los de micro y mini canales.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] González J, Desarrollo de un modelo global de compresores de refrigeración de desplazamiento positivo. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2001.
- [2] García JM, Conservative Numerical Schemes for Unsteady 1D Two Phase Flow (Esquemas numéricos Conservativos para Flujo Bifásico 1D no estacionario). Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2001.
- [3] Gracia M, Desarrollo de un conjunto de herramientas de cálculo para asistir el diseño de equipos de refrigeración para el aire acondicionado del automóvil. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2001.
- [4] Blanco J, Diseño y optimización de una bomba de calor reversible aire-agua usando propano (R290) como fluido de trabajo. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2004.
- [5] Navarro E, Estudio teórico-experimental de compresores de pistón herméticos con diferentes refrigerantes. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2006.
- [6] Ait Bahajji M, Corberán JM, Urchueguía JF, Study about the flashing process through a metering expansion valve, *Experimental thermal and fluid science* 29 (2005) 756-763.
- [7] Muñoz-Cobo JL, Corberán JM, Chiva S, Explicit formulas for laminar natural convection heat transfer along vertical cylinders with power-law wall temperature distribution, *International Journal of Heat and Mass transfer* 10 (2002) 231-239.
- [8] Corberán JM, Fernández de Córdoba P, Alias F, Semiexplicit method for wall temperature linked equations (SEWTLE) : A general finite-volume technique for the calculation of complex heat exchangers, *Journal of numerical heat transfer* 40 (2001) 37-59.
- [9] Corberán JM, González J, Two phase heat transfer analysis of evaporators, *Experimental Thermal and Fluid Science* 26 (2002) 259-267.



- 
- [10] Research Directorate General European Commission, A new high-efficiency reversible air to water heat pump working with propane for commercial applications in southern Europe, <http://erg.ucd.ie/enerbuild/pdfs/HEAHP.pdf>, Fuente: [Abril 11, 2008]
- [11] Universidad Politécnica de Valencia, Geothermal Heat Pump for Cooling and Heating Along European Coastal Areas, <http://www.geocool.net/>, Fuente: [Abril 11, 2008]
- [12] Groupement pour la recherche sur les Echangeurs Thermiques (Greth), Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications <http://sherhpa.fiz-karlsruhe.de/>, Fuente: [Abril 11, 2008]
- [13] Carnot S. Réflexion sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à Développer cette puissance. 1824, Paris.
- [14] Thomson W., On the economy of the heating and cooling of buildings by means of currents of air. Proceedings of the Philosophical Society, Glasgow 1852;3:S269-272.
- [15] Perkins, I., Apparatus for Producing Cold and Cooling Fluids, British Patent No. 6662, 14.02.1835 (applied for:18.04.1834)
- [16] CARRIER, 100 Years of Innovation, <http://www.carrier.com/>, Fuente: [Noviembre 19, 2006]
- [17] TRANE Inc.,Trane history, <http://www.trane.com>, Fuente: [Noviembre 19, 2006]
- [18] Equipo Nacional Español de Bomba de Calor (ENEBC), Bomba de Calor, <http://www.enebc.org/> Fuente: [Octubre 22, 2004]
- [19] H.J. Laue, Regional report Europe: “heat pumps-status and trends”, Int. J. Refrigeration, vol. 25, pp. 414-420, 2002.
- [20] International Institute of Refrigeration (IIF), Refrigeration sector News, <http://www.iifiir.org/en/news>, Fuente: [Noviembre 19, 2006]
- [21] Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News (JARN), <http://www.jam.co.jp/> Fuente: [April 25, 2006]

- 
- [22] Asociación de fabricantes de equipos de climatización (AFEC), <http://www.afec.es/mercado/mercadografico2007.asp>, Fuente: [Noviembre 19, 2006]
- [23] Calm J M, Didion D A, Trade-Offs in Refrigerant Selections: Past, Present, and Future. Refrigerants for the 21st Century ASHRAE/NIST Refrigerants Conference National Institute of Standards and Technology October 6-7, 1997 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- [24] Pelletier O., Propane as refrigerant in residential heat pumps. Engineering licentiate thesis, applied thermodynamics and refrigeration, ISRN KTH/REF/R.97/21-SE, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1998.
- [25] Car Lighting and Power Company (CLPC). 1922. Advertisement, Ice and Refrigeration, page 28, December.
- [26] Midgley, Jr., T., and A. L. Henne. 1930. Organic fluorides as refrigerants, *Industrial and Engineering Chemistry* 22:542-545.
- [27] Molina M, Rowland F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature* 249, (1974) 810-812.
- [28] United Nations Environmental Program, Montreal Protocol on substances that deplete the Ozone layer, 1987.
- [29] Watanabe K., Past, present and future working fluids for refrigeration an heat pump cycles. Proc. of Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm, 2002.
- [30] Informe de la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo, Río de Janeiro, 3 a 14 de junio de 1992 (publicación de las Naciones Unidas, número de venta: S.93.I.8 y correcciones), vols. I a III.
- [31] Informe de la Conferencia de las Partes, Decisión 1/CP.1 - Mandato de Berlín, Berlín, 28 de marzo-07 de abril de 1995.
- [32] United Nation Framework Convention on Climate Change, Kyoto protocol, 1997.

- 
- [33] International Institute of Refrigeration (IIR), Boletín 1997-6.
- [34] Kai Shiefelbein, Market experience with hydrocarbons in germany, Leiter Produktentwicklug Wärmepumpen und Lüftungssysteme der Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Holzminden, Germany, Workshop Proceedings: Natural Working Fluids- a challenge for the future, IEA Heat Pump Centre Report No HPC-WR-21, pp51-58.
- [35] James R W, Missenden JF, The use of propane in domestic refrigerators, *Revue Internationale du Froid* 15 (5) (1992) 95-100.
- [36] Hammad M A, Alsaad M A, The use of hydrocarbons as refrigerants in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 19 (1999) 1181-1189.
- [37] Granryd E, Hydrocarbons as refrigerants-an overview. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 15-24.
- [38] Colbourne D., An Overview Of Hydrocarbons as Replacement Refrigerants in Commercial Refrigeration and Air Conditioning, "Will There Be A Cold War Between HFC's and Natural Refrigerants"; UTEF/CNR, Padova, Italy, June 2000.
- [39] Spindler K, The influence of the thermophysical properties of refrigerants on the performance of heat pumps, *Proceedings of the 72 Eurotherm Seminar, Valencia, Spain (2003)* 285-290.
- [40] Higashi Y., Yashar D., Determination of critical parameters for propane and isobutene, 15 th Symp. of Thermophysical properties 1.
- [41] Sakeh B., Wendland M., Screening of pure fluids as alternative refrigerants, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 260-269.
- [42] Lystad T, Testing of a Heat Pump With Propane as Working Fluid, HPP-AN22-1, *Proceedings of Natural Working Fluids Applications, Experience and Developments, Trondheim, Norway (1995)*.
- [43] Hazolan H, Propane for heat pumps, *Proceedings of 19<sup>th</sup> international congress of refrigeration IVb (1995)* 1136-1143.

- 
- [44] Hwang H, Gado A, Radermacher R, Performance Comparison of Hydrocarbons R290 with R22 in Residential Heat Pump System. IIR/IF Commission B1, B2, E1 and E2- Guangzhou, China (2002) 499-506.
- [45] Chang Y S , Kim M S , Ro S T , Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in heat pump system, International Journal of Refrigeration 23 (2000) 232-242.
- [46] Purkayastha B, Basal P K, An experimental study on HC290 and commercial liquefied petroleum gas mix (LGP) as suitable replacements for HCFC22, International Journal of refrigeration 21 (1998) 3-17.
- [47] Halimic E, Ross D, Agnew B, Anderson A, Potts I, A Comparison of the Operating Performance of Alternative Refrigerants, Applied Thermal Engineering 23 (2003), 1441-1451.
- [48] Domanski P A, Yashar D, Comparable Performance Evaluation of HC and HFC Refrigerants in a Optimized System, Proceedings of 7<sup>th</sup> Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (2006) 390-394.
- [49] Shin J S, Kim M H, Performance Evaluation of Near-Azeotropic R502 Alternative Refrigerants, Proceedings of 7<sup>th</sup> Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (2006) 383-386.
- [50] Kim M S, Mutroy W, Diodion D A, Performance Evaluation of Two Azeotropic Refrigerant Mixtures of 134a with R-290 (propane) and R600a (isobutane), ASME 116 (1994) 148-154.
- [51] Bobbo S, Camporese R, Fedele L, Stryjek R, HFC+HC Blends as Refrigerants, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, (2004).
- [52] Pasken A D, Suwono A, Ufie R, Adrian C, Flammability and Performance Test of R290-R134a Mixtures for HCFC replacement, Proceedings of 7<sup>th</sup> Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (2006) 387-390.
- [53] Barnes P R, Bullard C W, Charge minimization in a compact chiller, Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm (2002).

- 
- [54] Clodic D, Palandre L, Refrigerant capacity ratio as an indicator to evaluate advance technology for low charge refrigerant systems, Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm (2002).
- [55] Reay D A, Compact heat exchangers, enhancement and heat pumps, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 460-470.
- [56] Ayub Z H, Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, Heat transfer engineering, 24 (2003) 3-16.
- [57] Shah R K, Advances in science and technology of compact heat exchangers, Heat Transfer Engineering, 27 (2006) 3-22.
- [58] Claesson Joachim, Thermal and hydraulic performance of compact brazed plate heat exchangers operating as evaporators in domestic heat pumps, Doctoral Thesis, KTH Stockholm, Sweden 2004.
- [59] Claesson Joachim, Correction of logarithmic mean temperature difference in a compact brazed plate evaporator assuming heat flux governed film boiling heat transfer coefficient, International Journal of Refrigeration
- [60] Jung D, Chae S, Bae D, Oho S, Condensation heat transfer coefficients of flammable refrigerants, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 314-317.
- [61] Jung D, Lee H, Bae D, Oho S, Nucleate boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 409-414.
- [62] Pelletier O, Palm B, Condensation and boiling of hydrocarbons in small plate heat exchangers, Proceedings of the Nordiske kjøle- og varmepumpedager. Reykjavik, Island (1997).
- [63] Pelletier O, Palm B, Boiling of hydrocarbons in small plate heat exchangers, Proceedings of the IIF-IIR conference "Heat transfer issues in natural refrigerants. Washington D C USA, November (1997).
- [64] Setaro T, Boccardi G, Comparative study of evaporation and condensation of propane and R22 in a brazed plate heat exchanger and tube-fin coil,

- 
- Proceedings of 4<sup>th</sup> Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, (2000) 242-247.
- [65] García Cascales J R, Vera García F, Corberán Salvador J M, Assessment of boiling and condensation heat transfer correlation in the modelling of plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1029-1041.
- [66] Owhaib W, Palm B, Experimental investigation of convective single-phase heat transfer and pressure drop in circular minichannels, *Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm* (2002).
- [67] Fernando P, Palm B, Lundqvist P, Granryd E, Propane heat pump with low refrigerant charge: desing and laboratory test, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 761-773.
- [68] Fernando W P D, Palm B, Granryd E, Samoteeva O, Anderson K, The behaviour of small capacity (5 kW) heat pump with micro-channelled flat tube heat exchangers, *Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm* (2002).
- [69] Hoehne M, Hrnjak P, Charge Minimization in Hydrocarbon Systems, 6<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow (2004).
- [70] Palm B, Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1693–1701.
- [71] Danfoss Compressors GmbH, Practical Application of Refrigerant R290 Propane in Small Hermetic Systems, CN.60.F1.02, (2000).
- [72] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Application of Propane (R290) with Semi-hermetic Reciprocating Compressors, Technical information, KT-660-2, [www.bitzer.de](http://www.bitzer.de)
- [73] Proceedings of the International Compressor Engineering Conferences at Purdue (1996, 1998, 2000, 2002, 2004).
- [74] Navarro E, Granryd E, Urchueguía J F, Corberán J M, A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1254-1265.

- 
- [75] Navarro E, Urchueguía J F, Corberán J M, Granryd E, Performance análisis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1244-1253.
- [76] Corberán J M, Urchueguía JF, Navarro I, González J, Calás A, Performance of a reciprocating hermetic refrigerant compressor using propane as working fluid, IIF-IIR Commission B1, B2, E1 and E2- Purdue University, USA (2000).
- [77] Urchueguía J F, Corberán J M, González J, Díaz J M, Experimental characterization of a commercial-size scroll and reciprocating compressor working with R22 and propane (R290) as refrigerant, *International Congress of Refrigeration 2003*, Washington D.C.
- [78] ASHRAE Handbook Refrigeration, Lubricants in refrigeration systems, R07 (2006) 7.1-7.28.
- [79] Forschungsrat Kältetechnik E. V. Bericht Zum Aif-Forschungsorhaben Nr., Heft Physikalische Eigenschaften von Kohlenwasserstoff-Öl Gemischen, Institut für Luft-und Kältetechnik geneinnützige Gesellschaft mbH, Dresden, (1999).
- [80] Fernando P, Han H, Palm B, Granryd E, Lundqvist P, The solubility of propane (R290) with commonly used compressor lubricant oils. *Proceedings of the International Conference on Compressors and their systems*, London, England (2003), CD proceedings.
- [81] Marsh N K, Kandil M D, Review of thermodynamic properties of refrigerant + lubricant oils, *Fluid Phase Equilibria* 199 (2002) 319-334.
- [82] Betucco A, Elvassore N, Fermeglia M, Prausnitz J M, A perturbed-hard-sphere-chain equation of state for phase equilibria of mixtures containing a refrigerant and a lubricant oil, *Fluid Phase Equilibria* 158-160 (1999) 183-191.
- [83] Quiñones-Cisneros S E, Garcia J, Fernandez J, Monsalvo M A, Phase and viscosity behaviour of refrigerant-lubricant mixtures, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 714-724.
- [84] Navarro E, Urchueguía J F, González J, Corberán J M, Comparative experimental investigation of oil behaviour in a hermetic piston compressor

---

using propane (R290) as refrigerant, Proceedings of VI IIR- Gustav Lorentzen Conference in Natural Working Fluids (2004).

- [85] Navarro E, Urchueguía J F, González J, Corberán J M, Experimental investigation on performance and oil circulation rate in reciprocating compressors of different sizes using propane as refrigerant, Proceedings of 4th European Thermal Science Conference, Birmingham, England (2004) TPF 6.
- [86] EN 378 (2000), Refrigerating systems and heat pumps. Safety and environmental requirements Part 1: Design, construction, testing, marking and documentation. European Committee for Standardization, CEN TC., 2000.
- [87] IEC 61D/138/FDIS, Particular requirements for electrical heat pumps, air conditioners and dehumidifiers containing flammable refrigerants. Amendment 2 to IEC 60335-2-40. Draft distributed on 2004-12-17.
- [88] ACRIB, Guidelines for the use of hydrocarbon refrigerants in static refrigeration and air conditioning systems, Air Conditioning and Refrigeration Industry Board. ISBN 1872719139, 2001.
- [89] IEC 60335-2-40, Household and similar electrical appliances-safety- Part 2-40 International Electrotechnical Commission, IEC 2002.
- [90] ISO 5149:1993 Mechanical refrigerating systems used for cooling and heating- Safety requirements.
- [91] IEC 60079:2001. Electrical apparatus for explosive gas atmospheres.
- [92] NPR 7600. Netherlands. National Code of Practice for Flammable Refrigerants.
- [93] DIN 7003. Germany. Refrigeration Systems and Heat Pump with Flammable Refrigerants of Group L3- Safety Requirements.
- [94] BS 4434:1995. United Kingdom. Specification for safety and environmental aspects in the design, construction and installation of refrigerant appliances and systems.
- [95] Mark O. McLinden et al., NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures- RERPROP V 7.0, 2002.



- 
- [96] UNE-EN 62053-21: 2003 Equipos de medida de la energía eléctrica (C.A.). Requisitos particulares. Parte 21: Contadores estáticos de energía activa (Clases 1 y 2).
- [97] Ogata K, Ingeniería de control moderna, Prentice Hall, 2003.
- [98] Air-Conditioning & Refrigeration Institute (ARI), Standard for Water Source Heat Pumps, 320 and 325, 1998.
- [99] ANSI/ASHRAE 30Standard, Method of testing Liquid-Chilling Packages, (1995).
- [100] EUROVENT/CECOMAF, Thermal Test Method for Liquid chilling packages, 1996.
- [101] EN 255 (1998), Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors. Heating mode-Part 1: Terms, definitions and designations. European Committee for Standardization, CEN TC.
- [102] EN-12055 (1995), Liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors. Cooling mode-Definitions, testing and requirements. European Committee for Standardization, CEN TC.
- [103] ISO 13256-2:1998 - Water-source heat pumps. Testing and rating for performance - Part 2: Water-to-water and brine-to-water heat pumps.
- [104] Taylor J R, An Introduction to Error Analysis. The Study of Uncertainties in Physical Measurements. University Science Books (1982).
- [105] Kakaç S, Liu H, Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, 1998.
- [106] Hewitt G F, Heat Exchanger Design Handbook, Part 1 Heat exchanger theory. Bell House Inc., 1998.
- [107] Kuppan T, Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker Inc, 2000.
- [108] Navarro E, González J, Urchueguía J F, Corberán J M, Estudio experimental comparativo de diferentes compresores de pistón trabajando con propano y

---

R407C como frigorigenos, Libro de resúmenes de las III Jornadas Españolas de Ingeniería Termodinámica (2003).

[109] Collier J. G, Thome J R, Convective boiling and condensation, Oxford Science Publications, Third Edition (1994) 430-485.

[110] Corberán JM, “IMST-ART”, a computer code to assist the design of refrigeration and air conditioning equipment”, Universidad Politécnica de Valencia, Spain 2002.