



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Campus
de Excelencia
Internacional



Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

**EVALUACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA
DEL REEMPLAZO DE UN INTERCAMBIADOR DE
TUBO ALETEADO MONOPUERTO POR TUBO
MULTIPUERTO EN UNA BOMBA DE CALOR
REVERSIBLE AIRE/AGUA**

Programa de doctorado: Energías renovables y Eficiencia energética

Tesis Doctoral realizada por:

D. Fernando Hidalgo Mompeán

Bajo la dirección de:

Dr. José Ramón García Cascales

Dr. Fernando Illán Gómez

**CONFORMIDAD DE SOLICITUD DE AUTORIZACIÓN DE DEPÓSITO DE
TESIS DOCTORAL POR EL/LA DIRECTOR/A DE LA TESIS**

D/D^a. JOSÉ RAMÓN GARCÍA CASCALES Director/a de la Tesis doctoral “Evaluación experimental y numérica del reemplazo de un intercambiador de tubo aleteado monopuerto por tubo multipuerto en una bomba de calor reversible aire/agua”.

INFORMA:

Que la referida Tesis Doctoral, ha sido realizada por D/D^a. FERNANDO HIDALGO MOMPEÁN, dentro del Programa de Doctorado ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA, dando mi conformidad para que sea presentada ante el Comité de Dirección de la Escuela Internacional de Doctorado para ser autorizado su depósito.

La rama de conocimiento en la que esta tesis ha sido desarrollada es:

- Ciencias
- Ciencias Sociales y Jurídicas
- Ingeniería y Arquitectura

En Cartagena, a 19 de noviembre de 2018

EL/LA DIRECTOR/A DE LA TESIS

**JOSE RAMON
GARCIA
CASCALES**

Firmado digitalmente por JOSE
RAMON|GARCIA|CASCALES
Nombre de reconocimiento (DN):
cn=JOSE RAMON|GARCIA|CASCALES,
serialNumber=27485320K,
givenName=JOSE RAMON,
sn=GARCIA CASCALES,
ou=Ciudadanos, o=ACCV, c=ES
Fecha: 2018.11.16 00:53:32 +01'00'

Fdo.: José Ramón García Cascales

COMITÉ DE DIRECCIÓN ESCUELA INTERNACIONAL DE DOCTORADO

CONFORMIDAD DE DEPÓSITO DE TESIS DOCTORAL
POR LA COMISIÓN ACADÉMICA DEL PROGRAMA

D/D^a. ÁNGEL MOLINA GARCÍA, Presidente/a de la Comisión Académica del Programa ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA.

INFORMA:

Que la Tesis Doctoral titulada, “Evaluación experimental y numérica del reemplazo de un intercambiador de tubo aleteado monopuerto por tubo multipuerto en una bomba de calor reversible aire/agua”, ha sido realizada, dentro del mencionado Programa de Doctorado, por D/D^a. FERNANDO HIDALGO MOMPEÁN, bajo la dirección y supervisión del Dr./Dra. JOSÉ RAMÓN GARCÍA CASCALES.

En reunión de la Comisión Académica, visto que en la misma se acreditan los indicios de calidad correspondientes y la autorización del Director/a de la misma, se acordó dar la conformidad, con la finalidad de que sea autorizado su depósito por el Comité de Dirección de la Escuela Internacional de Doctorado.

La Rama de conocimiento por la que esta tesis ha sido desarrollada es:

- Ciencias
- Ciencias Sociales y Jurídicas
- Ingeniería y Arquitectura

En Cartagena, a 19 de noviembre de 2018

EL PRESIDENTE DE LA COMISIÓN ACADÉMICA

ANGEL|
MOLINA|
GARCIA

Firmado digitalmente por
ANGEL|MOLINA|GARCIA
Fecha: 2018.11.19 13:40:43
+01'00'
Versión de Adobe Acrobat:
2019.008.20081

Fdo: Ángel Molina García

COMITÉ DE DIRECCIÓN ESCUELA INTERNACIONAL DE DOCTORADO

AGRADECIMIENTOS

Cuando los profesores Dr. José Ramón García Cascales y Dr. Fernando Illán Gómez me preguntaron si quería realizar esta tesis nunca me imaginé lo que esta experiencia me iba a enriquecer y todo lo que iba a crecer en tantos aspectos que me acompañarán el resto de mi vida. Por todo ello, no puedo más que estar agradecido y eternamente en deuda con todas las personas que han contribuido de alguna manera a que esto suceda. Que estas líneas sirvan para expresarles mi gratitud.

A mis directores de tesis, José Ramón y Fernando, que en todos estos años habéis tenido una paciencia infinita y fe en mí. Sin vuestro apoyo, ayuda, consejos, supervisión y duro trabajo jamás habría podido llegar a completar esta tesis. Siempre os estaré agradecido por haberme dado esta oportunidad y por todo lo que habéis contribuido a ella.

Al Dr. Francisco Vera García, Fran, que tanto has aportado al desarrollo de este trabajo, incluido el montaje de la instalación.

Al equipo de la Universidad Politécnica de Valencia que tanto ha trabajado en paralelo y que ha contribuido a los avances que hemos conseguido.

A mi familia, especialmente a mis padres María José y Fernando, y a mi hermano Mariano, porque os debo todo lo que soy y con vuestro esfuerzo y sacrificio nunca habéis dejado que me preocupe de algo que no sea perseguir mis sueños e intentar dedicarme a lo que más me gusta.

A Natalia, que llegaste a mi vida cuando estaba empezando a recorrer este camino y ya no te has separado de mí, dándome fuerzas y ánimos para seguir adelante. No podría tener una mejor compañera y creo que nunca te podré devolver todo lo que me has dado.

A todos aquellos amigos que durante estos años os habéis interesado por mis avances y que no habéis dudado en ofrecer vuestra ayuda y consejo de forma desinteresada.

Y tengo tanta gente a la que estar agradecido y por tantas cosas que es imposible escribirlo en unas pocas líneas por lo que a aquellos que habéis contribuido a que todo esto haya sido posible y no os haya mencionado sabed que os tengo muy presentes.

A todos vosotros, muchísimas gracias de todo corazón.

RESUMEN

Durante las últimas cuatro décadas las sustancias utilizadas como fluidos refrigerantes han ido variando hacia aquellas que son más respetuosas con la capa de ozono y el medioambiente. Algunas de las sustancias con mejores características en estos aspectos y que además poseen buenas propiedades para ser utilizadas en refrigeración presentan una serie de inconvenientes que podrían solucionarse si la cantidad de sustancia utilizada se redujese. Los intercambiadores de minicanales, con un volumen interno muy reducido gracias al pequeño diámetro, reducen de forma significativa la cantidad de refrigerante necesaria en los sistemas de refrigeración siendo por tanto necesarios su desarrollo y generalización de uso.

Tras una revisión de la bibliografía relacionada, se constata que la mayoría de los estudios publicados se centran en la caracterización del flujo bifásico en tubos multipuerto y su comparación con tubos monopuerto convencionales, pero existe muy poca literatura que estudie el comportamiento de estos equipos en un sistema completo. Además, su uso está muy extendido en el sector automovilístico, pero no así en el doméstico. Es por ello por lo que se ha construido una instalación para el estudio de sistemas de calefacción y refrigeración en la Universidad Politécnica de Cartagena. Esta instalación cuenta con los subsistemas necesarios para poder aportar y mantener en condiciones estables un flujo constante de aire y agua, tanto calientes como fríos, conectándose estos subsistemas a una bomba de calor aire/agua con un intercambiador de placas agua-refrigerante y uno de tubo aleteado de aire-refrigerante. Este último intercambiador es sustituido por otro del mismo tipo, pero a base de minicanales, realizándose la caracterización de la bomba de calor en modo calefacción y modo refrigeración con ambos tipos de intercambiadores.

Adicionalmente, el sistema ha sido modelado con un software que permite introducir cada uno de sus elementos con sumo detalle y que una vez se ha validado el modelo permite simular el comportamiento de la bomba de calor en distintas condiciones de funcionamiento lo que permite realizar estudios paramétricos muy detallados, obteniéndose además datos de difícil determinación práctica como es la cantidad de refrigerante en cada uno de los componentes del sistema.

Como resultado de los trabajos se determina la idoneidad del uso de intercambiadores de minicanales en bombas de calor domésticas, constatándose unas buenas prestaciones con reducciones significativas de la carga de refrigerante, aportándose un estudio detallado del comportamiento de cada componente del sistema en diferentes condiciones de funcionamiento.

SUMMARY

Over the last four decades the substances used as refrigerants have evolved towards those ones which have been proved more ozone-layer and environmentally friendly. Some of the substances with the best characteristics in these matters and with suitable properties for their use in refrigeration have several issues which may be solved if we are able to cut down the amount of substance used. Minichannels heat exchangers, with a very limited internal volume due to their small diameter, reduce the amount of refrigerant needed significantly. Therefore, they must be developed, and their use generalized.

After reviewing the related literature, we can see that most of the publications are focused on the characterisation of a two-phase flow in multiport tubes and its comparison with conventional monoport tubes, but there are only a few papers which study the performance of this equipment within a complete system. Besides, their use is widespread in the automobile sector, but not in the household one. Therefore, a facility has been built for the study of heating pumps at the Technical University of Cartagena. This facility has the necessary auxiliary systems to be able to supply a constant flow of water and air, either cool or hot, keeping their conditions steady. These auxiliary systems are connected to an air/water heat pump with a plate heat exchanger for the water side and a fin-and-tube one for the air side. The last is replaced with one of the same type but with a minichannels tube instead of a conventional tube. The heat pump is characterised with both fin-and-tube heat exchangers on heating mode and on cooling mode.

Additionally, the system has been modelled with a software which allows the accurate definition of each element. After validating the model, the heat pump performance can be simulated in several working conditions which allows parametric studies. Besides, the simulation results include some parameters whose practical determination may be tricky such as the amount of refrigerant inside each component of the system.

As a result of the works carried out, the minichannels heat exchangers technology is found suitable for domestic heat pumps. A detailed study of the performance of each element in different working conditions is provided to demonstrate that it has been verified that the performance is good enough while significantly cutting down the amount of refrigerant in the system.

A mi familia.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
NOMENCLATURA	xvii
CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	1
I.1. Motivación	2
I.2. Estado del arte	3
I.2.1. Historia de los refrigerantes	3
I.2.2. Sustitución de los refrigerantes	6
I.2.3. Reducción de la carga de refrigerante	9
I.2.3.1. Diseño de instalaciones con ciclos secundarios	12
I.2.3.2. Optimización de sistemas.....	12
I.2.3.3. Uso de intercambiadores compactos	14
I.2.3.4. Selección de compresores y aceites adecuados.....	15
I.2.3.5. Carga óptima de refrigerante.....	16
I.2.4. Mini/microcanales, sus inicios y su clasificación.....	18
I.2.5. Consideraciones sobre los intercambiadores de mini/microcanales.....	21
I.3. Objetivos de la tesis	24
I.4. Estructura de la tesis	25
CAPÍTULO II. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	27
II.1. Introducción	28
II.2. Resumen	28
II.3. Descripción de la instalación	30
II.3.1. Bomba de calor (circuito de refrigerante)	32
II.3.2. Circuito de aire	34
II.3.3. Circuito de agua caliente	37
II.3.4. Circuito de agua fría	39
II.3.5. Intercambiadores aire-refrigerante	40
II.3.6. Instalación eléctrica.....	41
II.4. Instrumentación de la instalación y sistema de control y adquisición de datos	42
II.4.1. Instrumentación.....	42
II.4.2. Sistema de adquisición de datos.....	46
II.4.3. Control de la instalación.....	48
II.5. Normativa de referencia.....	53
CAPÍTULO III. METODOLOGÍA DE ENSAYO	57
III.1. Introducción	58
III.2. Resumen.....	58
III.3. Normativa de ensayo.....	59
III.4. Procedimiento de ensayo	61
III.5. Análisis de incertidumbre	61
III.6. Campañas experimentales de ensayos y simulaciones numéricas	67
III.6.1. Ensayos en Modo Calefacción	67
III.6.2. Ensayos en Modo Refrigeración	69

CAPÍTULO IV. RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN.....	73
IV.1. Introducción.....	74
IV.2. Cálculo de variables	74
IV.2.1. Variables medidas directamente	74
IV.2.2. Cálculo de la potencia calorífica y la eficiencia del sistema.....	75
IV.2.3. Carga de refrigerante en modo calefacción	78
IV.3. Resultados experimentales en modo calefacción	79
IV.4. Validación del modelo y de la simulación numérica.....	89
IV.5. Resultados numéricos en modo calefacción.....	92
CAPÍTULO V. RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN.....	109
V.1. Introducción.....	110
V.2. Cálculo de variables	110
V.2.1. Variables medidas directamente	110
V.2.2. Cálculo de la potencia frigorífica y la eficiencia del sistema	111
V.2.3. Carga de refrigerante en modo refrigeración	113
V.3. Resultados experimentales en modo refrigeración.....	113
V.4. Validación del modelo y de la simulación numérica.....	121
V.5. Resultados numéricos en modo refrigeración	124
CAPÍTULO VI. CONCLUSIONES.....	143
VI.1. Introducción.....	144
VI.2. Conclusiones.....	144
VI.2.1. Validación numérico-experimental.....	145
VI.2.2. Reducción de la carga de refrigerante.....	148
VI.2.3. Potencial sustitución de intercambiadores convencionales por minicanales	154
VI.3. Publicaciones realizadas.....	161
VI.4. Trabajos futuros.....	162
VI.5. Agradecimientos.....	163
BIBLIOGRAFÍA.....	165

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura I.1: Ejemplos de distribución de la carga de refrigerante en los distintos elementos de un sistema de refrigeración.	11
Figura II.1: Esquema general de la instalación.....	28
Figura II.2: Curva presión-entalpía del R134a.	31
Figura II.3: Instalación en modo refrigeración.	31
Figura II.4: Instalación en modo calefacción.	32
Figura II.5: Esquema del circuito de refrigerante.....	33
Figura II.6: Fotografía del circuito de refrigerante.....	34
Figura II.7: Termografías del intercambiador de tubo aleteado funcionando como condensador.	35
Figura II.8: Esquema del circuito de aire.	36
Figura II.9: Esquema del circuito de agua caliente.....	38
Figura II.10: Esquema del circuito de agua fría.	40
Figura II.11: Fotografía del intercambiador de tubo aleteado con minicanales (a) y esquema del intercambiador de tubo aleteado convencional (b).	40
Figura II.12: Fotografías de la colocación de termopar tipo T de Clase 1 en los codos del intercambiador de tubo aleteado convencional.	43
Figura II.13: Posiciones de las 17 sondas de temperatura Pt-100 situadas en el conducto de aire a la salida del intercambiador aire-refrigerante.	44
Figura II.14: Capturas de pantalla del VI con la representación de las principales variables en sus posiciones en la instalación.....	47
Figura II.15: Captura de pantalla del VI con la representación de las tendencias de las principales variables.	48
Figura II.16: Captura de pantalla del VI de control de los PID.	49
Figura II.17: Ajuste de las constantes proporcional, integral y derivativa en los PID.	51
Figura II.18: Mezclador de aire de sección circular.	54
Figura II.19: Mezclador de aire de sección rectangular.	55
Figura III.1: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el evaporador (a) y el condensador (b) en modo refrigeración.....	66
Figura III.2: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el condensador (a) y el evaporador (b) en modo calefacción.	67
Figura IV.1: Captura de pantalla durante la introducción de los datos del intercambiador de placas en IMST-ART [®]	79
Figura IV.2: Comparación de la potencia intercambiada por el refrigerante y el fluido secundario en el condensador (a) y el evaporador (b) en los ensayos experimentales en modo calefacción.	80
Figura IV.3: Efecto de la velocidad del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.....	82
Figura IV.4: Efecto de la humedad relativa del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.....	84
Figura IV.5: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.	85
Figura IV.6: Efecto del sobrecalentamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.....	87
Figura IV.7: Efecto del subenfriamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.....	88

Figura IV.8: Resultados experimentales con los numéricos obtenidos mediante IMST-ART [®] para la instalación funcionando con el intercambiador aire-refrigerante como evaporador en modo calefacción.....	90
Figura IV.9: Efecto de la velocidad del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.	94
Figura IV.10: Efecto de la humedad relativa del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.....	96
Figura IV.11: Efecto del sobrecalentamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.	97
Figura IV.12: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción....	98
Figura IV.13: Efecto del subenfriamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.	99
Figura IV.14: Carga de refrigerante contenida en el condensador para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.....	101
Figura IV.15: Carga de refrigerante contenida en el compresor para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.....	102
Figura IV.16: Carga de refrigerante contenida en el evaporador para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.....	103
Figura IV.17: Carga de refrigerante contenida en el sistema para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.....	105
Figura IV.18: Distribución de la carga de refrigerante en los distintos componentes de la instalación cuando se utiliza como evaporador un intercambiador convencional (a) y uno de minicanales (b) en las simulaciones numéricas en modo calefacción.....	107
Figura V.1: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el evaporador (a) y el condensador (b) durante los ensayos en modo refrigeración.	114
Figura V.2: Efecto de la velocidad del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.	116
Figura V.3: Efecto de la temperatura del aire a la entrada del condensador para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.....	117
Figura V.4: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.....	119
Figura V.5: Efecto del subenfriamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.	120
Figura V.6: Comparación de los resultados experimentales con los numéricos obtenidos mediante IMST-ART [®] para la instalación funcionando con el intercambiador aire-refrigerante como condensador en modo refrigeración.....	122
Figura V.7: Efecto de la velocidad del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.	126
Figura V.8: Efecto de la temperatura del aire a la entrada del condensador para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración..	128
Figura V.9: Efecto del subenfriamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.	129
Figura V.10: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.	130

Figura V.11: Efecto del sobrecalentamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.....	131
Figura V.12: Carga de refrigerante contenida en las tuberías para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.....	133
Figura V.13: Carga de refrigerante contenida en el evaporador para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.....	134
Figura V.14: Carga de refrigerante contenida en el compresor para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.....	135
Figura V.15: Carga de refrigerante contenida en el condensador para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.....	136
Figura V.16: Carga de refrigerante contenida en el sistema para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.....	138
Figura V.17: Distribución de la carga de refrigerante en los distintos componentes de la instalación cuando se utiliza como condensador un intercambiador convencional (a) y uno de minicanales (b) en las simulaciones numéricas en modo refrigeración.	140
Figura VI.1: Comparativa de la carga media de refrigerante necesaria en la instalación con ambos tipos de intercambiador de tubo aleteado para ambos modos de funcionamiento.	153
Figura VI.2: Potencial ahorro de refrigerante máximo en la instalación con ambos tipos de intercambiador de tubo aleteado para ambos modos de funcionamiento.....	153
Figura VI.3: Potencia calorífica dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo calefacción.	155
Figura VI.4: Potencia consumida en la instalación dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo calefacción.	156
Figura VI.5: COP _{AI} en modo calefacción.....	157
Figura VI.6: COP _{AI} por unidad de masa (excluidas las tuberías) en modo calefacción.	157
Figura VI.7: Potencia frigorífica dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.....	158
Figura VI.8: Potencia consumida en la instalación dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.....	159
Figura VI.9: EER _{AI} en modo refrigeración.....	160
Figura VI.10: EER _{AI} dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.....	160

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I.1: Principales características de los principales refrigerantes naturales y sintéticos.	5
Tabla II.1: Características del intercambiador de tubo aleteado convencional.....	41
Tabla II.2: Características del intercambiador de tubo aleteado de minicanales.	41
Tabla II.3: Listado de sensores instalados y su precisión.	46
Tabla II.4: Controladores PID de la instalación.....	48
Tabla II.5: Configuración de los PID en función del modo de funcionamiento de la instalación ..	52
Tabla III.1: Variación puntual máxima de los parámetros de funcionamiento para alcanzar el estado estacionario.....	60
Tabla III.2: Incertidumbre expandida de los dispositivos de medición con un nivel de confianza del 95 %.....	64
Tabla III.3: Incertidumbre expandida de las mediciones experimentales con un nivel de confianza del 95 % (modo refrigeración).	65
Tabla III.4: Incertidumbre expandida de las mediciones experimentales con un nivel de confianza del 95 % (modo calefacción).	67
Tabla III.5: Matriz de ensayos experimentales en modo calefacción.	68
Tabla III.6: Ensayos numéricos complementarios a los experimentales en modo calefacción.	69
Tabla III.7: Matriz de ensayos experimentales en modo refrigeración.....	70
Tabla III.8: Ensayos numéricos complementarios a los experimentales en modo refrigeración. ...	71
Tabla IV.1: Matriz de ensayos experimentales para el estudio de evaporadores, modo calefacción.	80
Tabla IV.2: MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación funcionando en modo calefacción.....	92
Tabla IV.3: Matriz de ensayos numéricos para el estudio de evaporadores, modo calefacción.....	93
Tabla IV.4: Resumen de los resultados numéricos para el estudio de evaporadores, modo calefacción.....	108
Tabla V.1: Matriz de ensayos experimentales para el estudio de condensadores, modo refrigeración.	114
Tabla V.2: MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación funcionando en modo refrigeración.	124
Tabla V.3: Matriz de ensayos numéricos para el estudio de condensadores, modo refrigeración.	125
Tabla V.4: Resumen de los resultados numéricos para el estudio de condensadores, modo refrigeración.	141
Tabla VI.1: MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación en ambos modos de funcionamiento.	145

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción
compactación	superficie de intercambio de calor (m^2) dividida por el volumen interno (m^3) de un intercambiador de calor [m^{-1}]
COP	coefficient of performance, coeficiente de rendimiento
COP_{AI}	COP incluyendo el consumo eléctrico de los sistemas auxiliares
c_p	calor específico a presión constante [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
CR	Capacidad de refrigeración (capítulo 1) [$kJ \cdot m^{-3}$]
D	diámetro (m)
D_{crit}	diámetro crítico a partir del cual un intercambiador puede ser considerado de minicanales (si es mayor) o de microcanales (si es menor) [m]
EER	energy efficiency ratio, coeficiente de eficacia frigorífica
EER_{AI}	EER incluyendo el consumo eléctrico de los sistemas auxiliares
f	frecuencia de alimentación eléctrica del compresor [Hz]
g	aceleración de la gravedad [$m \cdot s^{-1}$]
GHG	<i>Greenhouse gas</i> , gas causante del efecto invernadero
GWP	<i>Global warming potential</i> , potencial para contribuir al calentamiento global
h	entalpía [$kJ \cdot kg^{-1}$]
h_x	coeficiente de transmisión del calor [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
k	conductividad térmica [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
MARD	Mean Absolute Relative Difference, error relativo absoluto medio
\dot{m}_r	caudal o gasto másico de refrigerante [$kg \cdot s^{-1}$]
m_r	masa refrigerante
n	número de medidas realizadas
Nu	número de Nusselt
P	presión [bar]
$P_{crítica}$	presión crítica [kW]
\dot{Q}_{cond}	Potencia calorífica [kW]
\dot{Q}_{evap}	Potencia frigorífica [kW]
R134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano
RH	relative humidity, humedad relativa [%]
RSRS	reducción de la carga de refrigerante en el sistema
s	desviación típica
SC	subcooling, subenfriamiento [K]
SH	superheating, sobrecalentamiento [K]
specific charge	carga de refrigerante (en kg) dividida por la capacidad frigorífica (en kW) [$kg \cdot kW^{-1}$]
T	temperatura [$^{\circ}C$]
$T_{crítica}$	temperatura crítica [$^{\circ}C$]
$T_{ebullición}$	temperatura de ebullición [$^{\circ}C$]
TEWI	<i>Total equivalent warming impact</i> , Impacto total equivalente sobre el calentamiento global
TLV	<i>Threshold limit value</i> , incluyendo el nivel de exposición ocupacional [ppm]

Símbolo	Descripción
u	incertidumbre típica
v	velocidad del aire [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
\dot{V}	caudal volumétrico [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]
V	volumen [m^3]
W_{comp}	potencia eléctrica consumida por el compresor [kW]
x	variable
y	variable calculada a partir de otras variables

Letras griegas

Letra	Descripción
ρ	densidad [$\text{kg}\cdot\text{m}^3$]
σ	tensión superficial [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]
ω	humedad específica [$\text{kg}\cdot\text{kg}_{\text{aire seco}}^{-1}$]

Subíndices

Subíndice	Descripción
a	aire
AI	Auxiliary included, sistemas auxiliares incluidos
c	combinada
comp	compresor
cond	condensación, condensador
d	instrumentos que convierten la señal medida en una variable física
e	equipo de medida
evap	evaporación, evaporador
i, in	entrada
l	líquido
m	otros factores que afectan a una medida
o, out	salida
p	a presión constante
r	refrigerante
ref	refrigerante o resultado experimental para el lado refrigerante
sec	fluido secundario o resultado numérico para el lado refrigerante
v	vapor
w	agua

Siglas

Siglas	Descripción
AHRI	<i>Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute</i>
ARI	<i>Air Conditioning and Refrigeration Institute</i>
CA	Circuito de aire
CAC	Circuito de agua caliente
CAF	Circuito de agua fría
CR	Circuito de refrigerante (capítulo 2 en adelante)
MC	Modo calefacción
MR	Modo refrigeración
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
ODS	<i>Ozone-depleting substances</i> , sustancias destructoras del ozono
PID	Controlador proporcional, integral y derivativo
SCADA	<i>Supervisory, control and data acquisition</i> , Sistema de supervisión, control y adquisición de datos
UPCT	Universidad Politécnica de Cartagena
UPV	Universidad Politécnica de Valencia
UTA	Unidad de tratamiento de aire
VI	<i>Virtual instrument</i> , Instrumento Virtual



CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

I.1. Motivación

La presente tesis doctoral se enmarca en el proyecto de investigación “*Estudio de evaporadores y condensadores basados en tecnología de minicanales para su aplicación en equipos de refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor estacionarios*” (referencia DPI2011-26771-C02-02) realizado parcialmente por el grupo de investigación de “*Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos*” (en adelante IMST) de la Universidad Politécnica de Cartagena (en adelante UPCT) en colaboración con el grupo homólogo de la Universidad Politécnica de Valencia (en adelante UPV). Este proyecto está orientado a aumentar nuestro conocimiento en el comportamiento de la tecnología de intercambiadores de calor compactos basados en tubos de minicanales utilizados como evaporadores y condensadores, así como su integración en equipos de aire acondicionado, refrigeración y bombas de calor, con el objetivo de reducir la carga de refrigerante maximizando la eficiencia energética.

La motivación del inicio de los trabajos en los que se enmarca la presente tesis doctoral es la necesidad de minimizar la cantidad de refrigerante necesaria en aparatos de aire acondicionado y refrigeración domésticos para poder utilizar fluidos refrigerantes que por sus características pueden resultar peligrosos a partir de ciertas cantidades. Una de las primeras publicaciones en esta materia es el artículo de Poggi et al. (2007) titulado “*Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction*”, en el cual se analiza la carga de refrigerante en diversos tipos de equipos de refrigeración y evalúa la influencia de la misma en el COP y la capacidad frigorífica. Finalmente propone diversas formas de minimizar la carga de refrigerante en los sistemas de refrigeración.

Esta investigación se centra en el uso de intercambiadores de minicanales en sistemas de aire acondicionado domésticos como herramienta para mejorar la eficiencia energética y reducir la carga de refrigerante. Aunque ya existen estudios en este campo estos se centran en la caracterización de flujo bifásico en tubos monopuerto o multipuerto, incluyendo caída de presión, patrón del flujo, transferencia de calor, proposición de modelos de predicción de los parámetros anteriores... Sin embargo, hay muy poca literatura que estudie estos elementos en un sistema completo.

El objetivo es comparar experimentalmente el comportamiento de una bomba de calor aire/agua operando con un intercambiador de tubo aleteado convencional y uno de tubo multipuerto con minicanales paralelos de un diámetro hidráulico de 1 mm. Este último ha sido suministrado por la empresa MODINE MANUFACTURING COMPANY.

Los resultados obtenidos experimentalmente son comparados con resultados numéricos calculados con el programa IMST-ART[®], el cual se valida y se emplea para calcular la carga de refrigerante en cada elemento del sistema.

I.2. Estado del arte

I.2.1. Historia de los refrigerantes

Entre los siglos XVII y XVIII el estudio de los procesos de cambio de fase sentó las bases para el posterior uso de la refrigeración tal y como hoy la concebimos. En 1805, Oliver Evans (*“The Abortion of the Young Steam Engineer’s Guide”*) propuso por primera vez el uso de un fluido que se evapora en un sistema cerrado para enfriar agua hasta su congelación, utilizando éter como fluido refrigerante. En 1828 Richard Trevithick propuso un sistema de refrigeración mediante aire y en 1834 Jacob Perkins patentó en el Reino Unido la máquina de refrigeración por compresión (*“Apparatus for producing ice and cooling fluids”* patente 6662 UK) utilizando dietiléter que se recuperaba después por condensación sin desperdiciarlo.

A lo largo de los años, las sustancias utilizadas como refrigerantes han ido variando por diversas razones, pudiéndose identificar cuatro generaciones.

Desde la invención de J. Perkins hasta la década de 1930 se utilizaron como refrigerantes aquellas sustancias que funcionasen en el ciclo de compresión y que tuviesen fácil acceso, principalmente éteres, dióxido de carbono (CO₂), amoníaco (NH₃), dióxido de azufre (SO₂), formiato de metilo (HCOOCH₃), hidrocarburos (HC), agua (H₂O), tetracloruro de carbono (CCl₄), hidrocarburos clorados (CHC)... constituyendo estos la primera generación de refrigerantes. La gran mayoría de estas sustancias son tóxicas, inflamables o ambas cosas, además de ser altamente corrosivas, por lo que los accidentes eran habituales.

W. H. Carrier y R. W. Waterfill llevaron a cabo la primera investigación sistemática documentada de los refrigerantes a fin de lograr mejoras significativas en el funcionamiento de los sistemas de refrigeración (*“Comparison of thermodynamic characteristics of various refrigerating fluids”*, 1924). Entre finales de la década de 1920 y comienzos de la siguiente, T. Midgley, A. L. Henne y R. R. McNary, elaboraron una serie de tablas con las propiedades químicas de diferentes sustancias con el fin de determinar cuáles de ellas presentaban un punto de ebullición adecuado para poder utilizarlos en sistemas de refrigeración. Su búsqueda estaba acotada a aquellas sustancias que, siendo estables, no fueran ni tóxicas ni inflamables.

Tras las investigaciones realizadas en la década anterior, se dejan de utilizar algunos de los refrigerantes tradicionales y se comienzan a utilizar algunos nuevos como los fluoroquímicos. Los principales refrigerantes utilizados eran clorofluorocarbonos (CFC), hidroclofluorocarburos (HCFC), hidrofurocarburos (HFC), NH_3 , H_2O ... siendo esta la segunda generación de refrigerantes que dominaron el mercado entre 1931 y comienzos de la década de 1990. La producción comercial de R12 (CFC) comenzó en 1931 y un año después la de R11 (CFC). Los CFC y los HCFC fueron los refrigerantes más importantes en esta segunda generación en el ámbito de la refrigeración a pequeña escala, mientras que el amoníaco era el producto estrella para grandes sistemas de refrigeración.

En la segunda mitad del siglo XX la conciencia social para la protección del medio ambiente crece de forma notable en todo el mundo. En 1985 se celebra la “*Convención de Viena para la Protección de la Capa de Ozono*” y fruto de la misma se firma en 1987 el “*Protocolo de Montreal*”, el cuál entró en vigor el 1 de enero de 1989 estableciendo la hoja de ruta a seguir para el abandono de las sustancias causantes de la destrucción de la capa de ozono (ODS “*Ozone-depleting substances*”), entre las que se encuentran los CFC.

La atención se centró en los HCFC, como productos de transición entre los CFC y sus sustitutos definitivos, y en los HFC como sustitutos a largo plazo. Además, los refrigerantes naturales, los sistemas de absorción y otros tipos de sistemas de refrigeración se estudian como posibles sustitutos. En 1989 aparecen en el mercado los primeros sustitutos de los CFC, dando así comienzo a la tercera generación de refrigerantes que se extendió hasta el año 2010.

Desde la implantación del Protocolo de Montreal los datos registrados indican la recuperación progresiva de la capa de ozono. No obstante, se han observado ciertos efectos de inercia por los que determinadas sustancias van desapareciendo de la atmósfera a un ritmo mucho más lento que otras. Este hecho ha llevado a incluir un nuevo criterio a la hora de seleccionar las sustancias aptas para ser utilizadas como refrigerantes: el tiempo de vida media en la atmósfera (τ_{atm}). Los estudios realizados por diversos autores (Brohan et al., 2006; Rayner et al., 2006) muestran que mientras la salvaguarda de la capa de ozono estaba siendo un éxito, la lucha contra el cambio climático estaba siendo un fracaso. Aunque el Protocolo de Kyoto establece límites para las emisiones de gases causantes de efecto invernadero (GHG en sus siglas anglosajonas), no hace referencia a las ODS incluidas en el Protocolo de Montreal, aunque muchas de ellas son potentes GHG. Sin embargo, una legislación en materia medio ambiental cada vez más exigente, especialmente desde la segunda mitad de la década de 1990, restringiendo y prohibiendo el uso de

muchas sustancias en aras de combatir el cambio climático, va forzando a un nuevo cambio en los fluidos refrigerantes.

La cuarta generación de refrigerantes comienza a partir del año 2010, marcada por una clara orientación hacia la prevención del calentamiento global. Para ello, se centra la atención en sustancias que presentan cero o bajo potencial para destruir la capa de ozono (ODP), bajo potencial para contribuir al calentamiento global (GWP), alta eficiencia y corta vida media en la atmósfera. Las principales sustancias susceptibles de conformar esta nueva generación de refrigerantes son de nuevo los refrigerantes naturales (CO_2 , NH_3 , HC y H_2O), HFC con bajo GWP, hidrofluoroéteres (HFE), hidroetidina (HE), hidrofluoroolefinas (HFO), hidrofluoroyodocarbonos (HFIC), fluoroyodometanos (FIC), alcoholes fluorados, cetonas fluoradas...

En la **Tabla I.1** se muestran las principales características de algunos refrigerantes naturales y sintéticos (Riffat et al., 1997), incluyendo el nivel de exposición ocupacional (TLV “*Threshold limit value*”) y la capacidad de refrigeración (CR).

Tabla I.1:
Principales características de los principales refrigerantes naturales y sintéticos.

Propiedades	Sustancia sintética			Sustancia natural					
	R12	R22	R134a	R717 (NH_3)	R744 (CO_2)	R290 (C_3H_8)	R600 (C_4H_{10})	R718 (agua)	R728 (aire)
ODP¹	0,90	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
GWP¹	3,00	0,34	0,29	0,00	0,00*	<0,03	<0,03	0,00	0,00
TLV (ppm)	1.000	500	1.000	25	5.000	1.000	1.000	-	-
T_{crítica} (°C)	115,5	96,2	100,6	133,0	31,1	96,8	152,1	374,2	-140,0
P_{crítica} (bar)	40,1	49,9	40,7	114,2	73,7	42,6	38,0	221,2	37,2
T_{ebullición} (°C)	-30,0	-40,8	-26,0	-33,3	-78,4	-42,1	-0,4	100,0	-
CR a 0 °C ($\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3}$)	2.733	4.344	2.864	4.360	22.600	3.888	1.040	1.349	-

¹ Comparados con el R11.

* Cero GWP efectivo porque en su mayor parte puede ser recuperado como desecho de otros procesos.

De todos ellos, los principales candidatos son los refrigerantes naturales (aunque por ahora resultan poco eficientes y algunos son inflamables), los HE (aunque son inflamables) y las olefinas (aunque son inflamables, tóxicas y presentan problemas de incompatibilidad) (Calm, 2008). Las principales posibles soluciones técnicas a dichos problemas son (Poggi et al., 2008):

- Uso de refrigerantes alternativos.
- Reducción de la carga de refrigerante.

Los investigadores se centran actualmente en estos puntos de forma aislada o conjunta. Todos ellos llevan a la consecución de sistemas más respetuosos con el medio ambiente, más seguros y con eficiencias similares o mejores a las que presentan los dispositivos actuales, siendo este último un requisito fundamental para ser aceptados.

Actualmente el número de refrigerantes disponibles está aumentando considerablemente a fin de disponer de un refrigerante específico para cada aplicación de refrigeración y acondicionamiento de aire concreta, lo cual repercutiría en mejoras en la eficiencia de los sistemas ya que se tendrían fluidos prácticamente *ad hoc*. Los equipos fijos de refrigeración industrial son los que más alternativas en este aspecto presentan, siendo necesario además un mayor número de estudios de ciclos en cascada dado el interés en el uso de ciclos transcíticos con CO₂. Aunque los equipos para automoción y refrigeración doméstica han recibido más atención de los investigadores para el uso de HFO, en los próximos años se espera un mayor número de estudios con refrigerantes alternativos en estos campos (Mota-Babiloni et al., 2017A y 2017B).

I.2.2. Sustitución de los refrigerantes

Los refrigerantes naturales se caracterizan por ser sustancias que se encuentran en la naturaleza, por lo que se generan y destruyen dentro de un ciclo natural, siendo de este modo unas sustancias con un impacto ambiental muy reducido o nulo (cero ODP y la mayoría cero o muy limitado GWP). Han sido utilizados desde el nacimiento de la refrigeración, aunque su uso se vio reducido drásticamente con la irrupción en el mercado de los CFC allá por la década de 1930 (Riffat et al., 1997), siendo los principales retos a los que se enfrentan estas sustancias para su uso como refrigerantes los siguientes:

- Amoníaco (NH₃): debe investigarse en la reducción de la carga de refrigerante debido a su toxicidad y al mal olor que tiene. Además, en los sistemas de absorción debe mejorarse la eficiencia global.
- Agua (H₂O): en los sistemas de absorción debe mejorarse la eficiencia global y disminuirse su tamaño. Además, para trabajar a temperaturas apropiadas será necesario desarrollar compresores adecuados, lo cual aumentará la presión de trabajo notablemente.
- Hidrocarburos (HC): es de vital importancia la reducción de las necesidades de carga de refrigerante para minimizar los riesgos derivados de su uso.
- Dióxido de carbono (CO₂): habrá que ampliar la gama comercial de elementos disponibles para ciclos transcíticos.
- Aire: aunque resulta interesante para su utilización a temperaturas por debajo de cero grados, los investigadores deben desarrollar compresores y dispositivos de expansión más eficientes.

Las capacidades de refrigeración son más pequeñas en algunos casos de las que presentan los refrigerantes artificiales utilizados actualmente (agua), en otros casos son similares (HC y amoníaco) y en otros muy superiores (dióxido de carbono). No obstante, en general presentan muy buenas prestaciones comparadas con los refrigerantes tradicionales, como el R134a, el R404A y el R410A (Messineo y Panno, 2011).

Los expertos del sector opinan que los principales obstáculos para la implantación de los refrigerantes naturales son (Burhenne y Chasserot, 2011):

- Tecnología y seguridad: la falta de información y las ideas equivocadas ampliamente extendidas llevan al miedo a la inflamabilidad y las altas presiones. Esta barrera podría superarse con, entre otros, la creación de manuales de seguridad, la publicación y difusión de análisis de riesgos y la implantación de una serie de códigos para clasificar la seguridad de cada equipo en particular.
- Legislación y estándares: en algunos casos son demasiado restrictivos y varían mucho de unos países a otros. Las soluciones propuestas pasan por actualizar los estándares de seguridad y armonizar la normativa entre países.
- Falta de formación y *know-how*: hacen que las propias empresas del sector no apuesten definitivamente por ellos. La creación de planes de formación específicos, la incorporación en universidades y escuelas tecnológicas de módulos sobre la instalación y el mantenimiento de este tipo de instalaciones y la puesta en común de conocimientos entre los expertos mediante la celebración de jornadas de trabajo podrían ser las soluciones a este inconveniente.

Los ensayos demuestran que los hidrocarburos y sus mezclas presentan por lo general propiedades iguales o mejores que los refrigerantes tradicionales (el COP mejora hasta un 5,7 %), aunque algunos otros presentan propiedades ligeramente inferiores mezclados en determinadas proporciones (11,5 % de reducción de la capacidad frigorífica para el R290). Por otra parte, debido a que su densidad es por lo general mucho más baja, la carga de refrigerante se reduce hasta en un 55 % (Ki-Jung Park et al., 2007), hecho señalado por diversos autores (Poggi et al., 2008; Kheiri et al., 2009), lo cual resulta muy útil ya que dada la inflamabilidad de los hidrocarburos interesa disminuir la carga necesaria, además de otras medidas de seguridad adicionales. No obstante, la elección del fluido refrigerante debe hacerse de forma que se cumplan las especificaciones del sistema no dando un peso excesivo a su densidad como criterio de selección.

Aunque hay numerosos ejemplos en la literatura sobre ensayos de máquinas diseñadas especialmente para este grupo de refrigerantes (Cavallini et al., 2010; Corberán et al., 2008), un

problema para el diseño de sistemas que funcionen con ellos es la escasa variedad de ciertos componentes a nivel comercial, como por ejemplo los compresores para capacidades de entre 1 y 20 kW (Palm, 2008).

En frigoríficos para su uso doméstico desde hace años se ha ensayado el uso de hidrocarburos como el isobutano (R600a) y el propano (R290) (Lee y Su, 2002; Rasti et al., 2012; Jung et al., 2000; Blanco-Castro et al., 2005). En Rasti et al. (2012) se realiza una comparación de mezclas de ambos comparándolos con R134a, observándose una reducción de la carga de refrigerante del 48 % y una disminución del 5 % del consumo eléctrico, además de funcionar durante un 11,8 % menos de tiempo, sin llevar a cabo ninguna alteración mecánica en la instalación original. En Palmiter et al. (2011) se realiza un estudio con R410A en bombas de calor residenciales de 10,6 kW distribuidas en las 5 zonas climáticas de los Estados Unidos obteniéndose que el COP se podía incrementar hasta en 5 %, pero recomendando prestar atención a los efectos estacionales y ajustar la carga tanto a estos como a la zona climática. Los resultados obtenidos por otros autores arrojan las mismas tendencias y cifras muy similares realizando comparaciones con otros refrigerantes avocados a su desaparición.

Fernando et al. (2004) estudiaron una bomba de calor agua/agua de 5 kW con R290 como refrigerante que utilizaba intercambiadores de mini/microcanales en evaporador y condensador. Se demostró que en las condiciones de trabajo de Suecia se podía operar reduciendo la carga de refrigerante en un 23 % en el condensador y el 60% en el evaporador, con un aumento superior al 50 % en su coeficiente de transmisión del calor y tan solo una caída de presión un 6 % superior en el condensador, pero del 50 % en el evaporador. La potencia calorífica del equipo apenas varió mientras el COP aumentó un 8 %, mientras que el EER se incrementó un 17 % con un incremento del 8 % en la potencia frigorífica.

En Tammaro et al. (2017) se compara el funcionamiento de una bomba de calor aire/agua de 40 kW para la producción de agua caliente sanitaria funcionando con CO₂ y con propano. En este equipo se tuvo que sustituir el compresor para obtener la misma potencia calorífica, resultando este 2,5 veces más grande en el caso del propano. Se constató como el uso de propano en climas cálidos y templados consigue un ahorro energético, mientras que en climas fríos no hay apenas diferencia.

Dentro de los hidrocarburos tienen una especial atención las HFO, aquellos con al menos un doble enlace carbono-carbono, y sus compuestos derivados, siendo el nombre de olefina un término en desuso y estando recomendado por la IUPAC el término más ampliamente utilizado en la actualidad de alqueno. Entre sus propiedades destacan el ser insolubles en el agua y tender a

reaccionar con los halógenos (flúor, cloro, bromo, yodo y astato). En los últimos años han proliferado las publicaciones de estudios teóricos y prácticos en la materia, y son las principales candidatas a ser utilizadas en los sistemas de refrigeración para vehículos de automoción, aunque pueden ser utilizadas en cualquier otro uso.

En particular, el R1234yf (HFO) es el refrigerante cuyas propiedades han llamado más la atención (Brown et al., 2010; Chien et al., 2012) y ha sido seleccionado por los fabricantes de aparatos de refrigeración para vehículos y, en el campo de los aparatos de aire acondicionado, se ha ensayado como posible sustituto del R134a, si bien el R1234ze tiene más posibilidades en este aspecto. Los resultados reflejan que el R1234yf tiene peor comportamiento en cuanto a coeficiente de transmisión del calor se refiere (Del Col et al., 2010), aunque presenta un COP un 1,5 % superior para una temperatura de descarga del compresor de 15 °C menos (Zhang et al., 2010). Debido a su inflamabilidad y a que sus presiones de trabajo no permiten sustituir a refrigerantes como el R410A que trabajan a altas presiones, se han ensayado mezclas del R1234yf con HFC, como el R32, obteniéndose prestaciones similares al R410A, pero con un menor GWP (Arimoto et al., 2011).

Por otra parte, también se ha evaluado su comportamiento en el campo de las bombas de calor de alta temperatura, en el cual se ha realizado su comparación con el R114, dando un COP un 2,5 % más elevado (Zhang et al., 2010). Para este mismo uso también se ha investigado el R1234ze (HFO) (Brown et al., 2009), encontrándose que el COP sería un 4,9 % más elevado, mientras que ratio de transferencia de calor sería un 20 % superior tanto en el evaporador como en el condensador.

No todos los tipos de refrigerantes presentan las mismas características y por tanto problemas, y no todos los refrigerantes de un mismo tipo presentan las mismas propiedades, por lo que se pueden lograr sustancias fruto de mezclas de los distintos tipos de refrigerantes con unas propiedades híbridas entre los tipos mezclados, y por tanto ocurriría lo mismo con su problemática. De esta forma podrían solventarse algunos impedimentos para su uso masivo.

1.2.3. Reducción de la carga de refrigerante

Los efectos de las fugas de refrigerante son entre otros el incremento en los costes de operación y el consumo eléctrico, la pérdida de eficiencia y el aumento de emisiones de CO₂, siendo una consecuencia de las otras. Al existir una fuga, se incrementan los costes de operación ya que hay que reponer el refrigerante, además aumenta el consumo eléctrico del sistema por la baja carga de refrigerante con la consiguiente bajada de la eficiencia y aumento de las emisiones de CO₂, repercutiendo en el medio ambiente y favoreciendo el cambio climático (Koronaki et al., 2012).

Dado que es inevitable la existencia de fugas en los sistemas de refrigeración, el interés se centra por un lado en la utilización de refrigerantes más respetuosos con el medio ambiente (aspecto expuesto en el apartado anterior) y en la minimización de la cantidad necesaria de los mismos, mitigando en ambos casos sus potenciales consecuencias. Por otra parte, la reducción de la cantidad de refrigerante puede hacerse también necesaria por razones de seguridad dada la inflamabilidad y toxicidad de los refrigerantes que surgen como alternativa a las sustancias que están avocadas a su desaparición forzosa por los cambios en las normativas y leyes (Poggi et al., 2008).

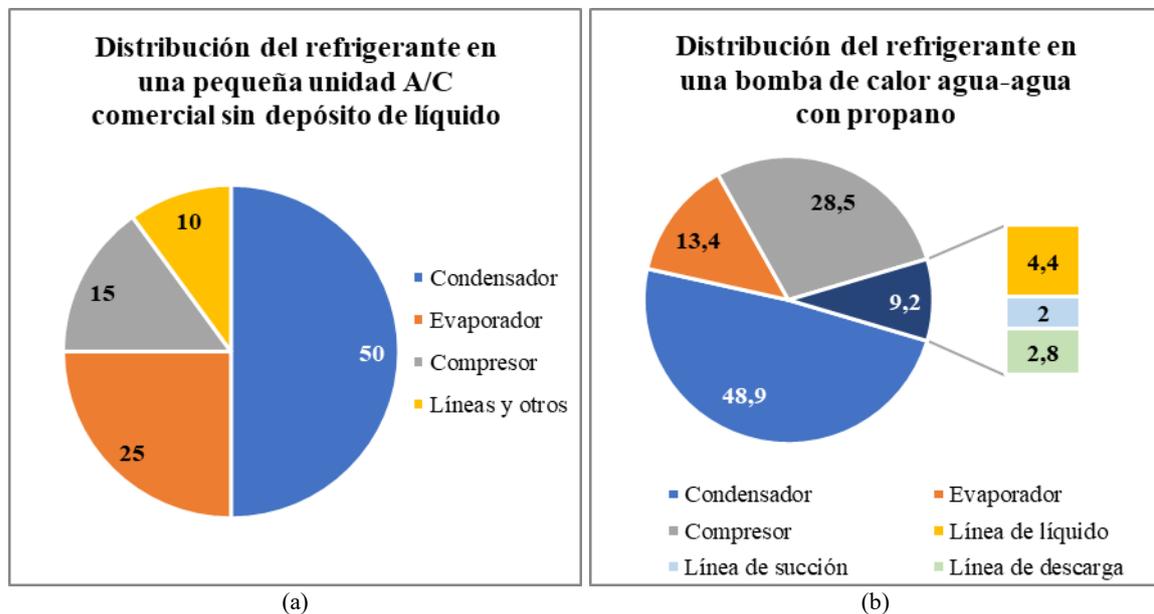
La reducción de la carga necesaria de refrigerante ha de hacerse de forma que la potencia frigorífica y la eficiencia de los equipos no se vean afectadas de forma significativa. En cualquier otro caso, la mejora que se obtendría medioambientalmente hablando podría ser nula o incluso ser negativa debido a la contaminación que se produce para generar la energía eléctrica con la que funcionan los equipos de refrigeración (Poggi et al., 2008) teniendo en cuenta que consumen el 15 % de la energía mundial (Kandlikar, 2007).

En cuanto a la reducción de la cantidad de refrigerante necesaria, los esfuerzos deben estar encaminados a la mejora en aquellas partes del sistema que alberguen una mayor cantidad del mismo, por lo que en la literatura nos encontramos con diversos autores centrados en lograr una correcta medición de la cantidad de refrigerante albergada en los distintos elementos constitutivos de los sistemas (Poggi et al., 2008; Hrnjak, 2009; Palm, 2009). La carga de refrigerante depende del volumen interno de los elementos constitutivos de los sistemas – intercambiadores, dispositivos de expansión, compresores, tuberías... – así como de las características del propio refrigerante – densidad, capacidad calorífica... – y de las condiciones de trabajo en cada sistema en concreto – presiones y temperaturas –. Como era de esperar, las investigaciones indicaron que los esfuerzos debían de centrarse en aquellos elementos que trabajaran con refrigerante en estado líquido, dadas las enormes diferencias de densidad entre los fluidos en estado líquido y gaseoso. La reducción de la longitud y diámetro de las tuberías de líquido y de la cantidad de refrigerante en estado líquido en los intercambiadores de calor se presentan como los principales focos de estudio (Poggi et al., 2008).

Resulta evidente que cuanto mayores sean las necesidades de refrigeración/calefacción, mayores serán los tamaños de los equipos y en consecuencia mayores las necesidades de refrigerante. Para poder comparar unos equipos con otros, resulta de utilidad expresar la cantidad de refrigerante necesaria como carga específica, dividiendo la masa total de refrigerante en el sistema entre la potencia frigorífica desarrollada por el equipo en dichas circunstancias (Poggi et al., 2009), de acuerdo con la expresión (I.1):

$$\text{specific charge (kg} \cdot \text{kW}^{-1}\text{)} = \frac{\text{refrigerant charge (kg)}}{\text{cooling capacity (kW)}} \quad (I.1)$$

De esta forma, los resultados obtenidos para máquinas diferentes pueden ser comparados entre sí y determinar cuáles presentan una mejor eficiencia en este sentido. En el caso de estudiar condensadores se utilizaría la capacidad calorífica. Los sistemas de refrigeración industrial son los que mayor carga específica presentan, seguidos de los sistemas de refrigeración para comercios, los de refrigeración doméstica y los de aire acondicionado. Las conclusiones extraídas son que el uso de ciclos secundarios y el uso de evaporadores de expansión directa son los métodos que conducen a una menor carga específica de refrigerante. Por el contrario, el uso de sistemas primarios y evaporadores inundados conduce a unas mayores necesidades de refrigerante.



^(a) Corberán, J. M. (2014). *Refrigerant charge reduction in refrigerating systems*. 25th Infomatory Note on Refrigerant Technologies, International Institute of Refrigeration.

^(b) Corberán et al, 2008.

Figura I.1: Ejemplos de distribución de la carga de refrigerante en los distintos elementos de un sistema de refrigeración.

En cualquier caso, el criterio a seguir siempre debe estar basado en la minimización del impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico (TEWI en sus siglas anglosajonas) (Poggi et al., 2008). Tampoco hay que olvidar que reducir la carga de refrigerante también implica reducir el coste de adquisición y reposición el mismo (Hrnjak, 2009).

Gracias a la reducción de la carga, sistemas con refrigerantes como el amoniaco han comenzado a instalarse en lugares como Japón en los que antes estaban prohibidos ya que al reducirse considerablemente la carga de refrigerante su peligrosidad también disminuyó (Mugabi et al., 2009).

I.2.3.1. Diseño de instalaciones con ciclos secundarios

El uso de refrigeración secundaria ayuda a disminuir al menos un 20 % las necesidades de refrigerante, estando su uso ampliamente extendido en Europa. Los sistemas que utilizan estos ciclos secundarios también se llaman sistemas indirectos y emplean un fluido secundario para hacer la distribución final de la potencia calorífica o frigorífica. La principal ventaja es que reducen mucho la cantidad de refrigerante necesaria con lo que se pueden utilizar sustancias inflamables o tóxicas al minimizarse las potenciales consecuencias de una fuga o accidente, mientras que presentan otras desventajas como tener una menor eficiencia energética (Macchi et al., 1999), que algunos autores cuantifican en un 5 % menos (Poggi et al, 2008), y un mayor coste inicial (Kai Wang et al., 2010).

Cabe mencionar que además de la cantidad de refrigerante necesaria, también se reducen las fugas y se simplifica el mantenimiento, lo que puede llevar a una disminución de su coste operativo. Por el contrario, las presiones de trabajo son también más elevadas y los elementos disponibles comercialmente son menos numerosos (Kai Wang et al., 2010).

En cuanto al fluido secundario se refiere, este puede ser cualquier refrigerante o incluso agua mezclada o no con glicol, pudiendo ser el ciclo secundario con o sin cambio de fase. El sistema con cambio de fase se está extendiendo por todo el mundo debido a las ventajas medioambientales y al ahorro energético que comporta. A la hora del diseño o selección de los intercambiadores de calor más adecuados, debe tenerse en cuenta que el fluido secundario tenga una circulación adecuada ya que de lo contrario se producirá una disminución significativa de la capacidad calorífica del equipo.

Los intercambiadores de calor adicionales necesarios en este tipo de sistemas hacen que haya una diferencia de temperaturas extra. Además, se hace necesario instalar un segundo dispositivo de impulsión para hacer circular el fluido secundario, el cual puede ser un compresor o una bomba, dependiendo del diseño de la instalación, añadiendo un consumo eléctrico extra. Sin embargo, estos efectos adversos son compensados al menos parcialmente por el hecho de que hay una menor pérdida de presión en el circuito primario, con lo que la temperatura de saturación puede aumentar varios grados centígrados.

I.2.3.2. Optimización de sistemas

La arquitectura del sistema tiene una influencia determinante ya que la correcta selección de sus elementos – intercambiadores, compresor (de una sola etapa o multietapa), aceite para el

compresor, dispositivo de expansión, tuberías, depósito de líquido, uso de sistemas directos o indirectos... – es fundamental para que el funcionamiento del conjunto sea óptimo y para permitir que la carga de refrigerante sea la menor posible.

Se debe poner mucha atención a las tuberías de líquido de forma que su tamaño y longitud estén minimizadas ya que, dependiendo de la tipología del sistema global, la mayor parte de la cantidad de refrigerante puede encontrarse alojado en ellas. No debe perderse de vista que un diámetro más pequeño implica unas pérdidas de presión mayores, lo cual puede compensarse reduciendo la longitud de las tuberías (Poggi et al., 2008; Hrnjak, 2009). En los sistemas de refrigeración, una caída excesiva de la presión puede hacer que el refrigerante líquido vuelva a vaporizar antes de llegar al evaporador o incluso al dispositivo de expansión, lo cual origina problemas en el funcionamiento de las instalaciones.

Por otra parte, los dispositivos de expansión también juegan un papel importante. Los dispositivos de expansión de tubo capilar son los dispositivos que se comportan peor en términos de COP global cuando la carga de refrigerante se aleja de la óptima (Vaitkus, 2011; Poggi et al., 2008; Choi y Kim, 2002), en el extremo opuesto están las válvulas electrónicas, llegando a mantener el COP prácticamente constante hasta que la cantidad de carga alcanza un 70 % de la cantidad óptima (Kim y Braun, 2012). No obstante, hay autores que han constatado que el COP no varía de forma significativa para reducciones de la carga de refrigerante de hasta un 25 % (Colasson et al., 2001), aunque otros lo rebajan hasta el 10 % (Corberán et al., 2008), variando estas cifras con el refrigerante utilizado.

Estos autores también pudieron comprobar como cargas por encima de la óptima logran aumentar las potencias frigorífica y calorífica sin una disminución significativa de la eficiencia, mientras que la falta de refrigerante conlleva unas potencias menores y una disminución más acusada de la eficiencia.

Una vez establecidos los parámetros que definen una instalación, es importante su optimización, para lo cual surgen diferentes métodos que se basan en diversos criterios para obtener de forma matemática la solución óptima del problema. La complejidad de los métodos depende mucho de las necesidades de lograr una solución más precisa y de la complejidad del problema en sí. Por ejemplo, en el diseño de sistemas con redes de intercambiadores conectados entre sí se utilizan métodos de optimización matemática en los que se busca la mejor interconexión de los mismos, llegándose en algunos casos a tener en cuenta la irreversibilidad de los procesos de transferencia de calor (Xu y Chen, 2012) o a aplicar algoritmos de optimización matemática con varias restricciones (Salama, 2008 y 2012). Sin embargo, con frecuencia la determinación de la

carga óptima se hace de forma experimental debido a la imprecisión de estos métodos (Rozhentsev, 2008).

En cuanto los intercambiadores subenfriadores/recalentadores (SLHX), en principio su uso haría que fuera necesaria una mayor carga de refrigerante porque aumentan el volumen interno del sistema, además de llegar este con menor título de vapor lo que incrementaría la cantidad de refrigerante en este. No obstante, también tienen aspectos positivos como son aumentar el COP y asegurar el subenfriamiento adecuado antes del dispositivo de expansión. Esto permite disminuir el diámetro de las tuberías lo cual conduce a reducir la carga (Vaitkus, 2011).

Otra solución que ofrece resultados interesantes es la integración de sistemas cuando sea posible. La integración en supermercados de tamaño medio de los sistemas de acondicionamiento de aire y refrigeración de los alimentos con equipos con subenfriadores y operando únicamente con refrigerantes naturales (R290, R717 y R744) pueden lograr ahorros en el consumo energético de entre el 15,1 y el 17,1 % utilizando ciclos en cascada o tener consumos idénticos utilizando ciclos multietapa frente a dos sistemas separados (Cecchinato et al., 2012).

I.2.3.3. Uso de intercambiadores compactos

En los equipos de refrigeración pequeños, la mayor parte del refrigerante se aloja en los intercambiadores de calor, especialmente en el condensador (Palm, 2007), por lo que son los intercambiadores de calor los elementos a los que se debe de prestar atención después de seleccionar el mejor tipo de instalación y optimizar sus dimensiones a la hora de buscar una reducción de la carga de refrigerante. Logrando una correcta disminución de la carga de refrigerante en los intercambiadores de calor, especialmente en el condensador, la cantidad de fluido alojado en ellos se hace comparable a la que hay en el compresor, por lo que abriría paso a un nuevo punto de mejora.

Aunque a la hora de comparar entre intercambiadores de calor hay muchos parámetros a tener en cuenta (peso, volumen interno, área de paso, caída de presión lado aire, variación de la temperatura en el aire...), normalmente, la comparación entre dos intercambiadores se hace en base a la carga específica, ya descrita anteriormente, y a la compactación, que es el cociente entre la superficie de intercambio de calor y el volumen interno del intercambiador según la ecuación (I.2):

$$Compactación (m^{-1}) = \frac{Superficie\ de\ intercambio\ (m^2)}{Volumen\ interno\ (m^3)} \quad (I.2)$$

Para reducir la cantidad de refrigerante necesaria hay que intentar disminuir el volumen interno a la vez que se mantiene o mejora el coeficiente de transmisión del calor para poder

mantener las prestaciones de los equipos. Esto se consigue mediante reducción del diámetro interior y la mejora de las superficies de contacto (rugosidad, aletas, nuevas configuraciones...).

En la búsqueda de un volumen interno reducido, los intercambiadores compactos son aquellos que mayores reducciones ofrecen. Se entiende que un intercambiador es compacto cuando se cumple que en el lado de refrigerante el cociente entre la superficie de intercambio de calor y el volumen interno del intercambiador, llamada β , es inferior a $400 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$. Por otra parte, el uso de los llamados mini/microcanales consiguen una notable disminución del volumen interno del intercambiador. Se debe de prestar especial atención a aquellos de tipo multipuerto fabricados en aluminio por su elevado coeficiente de transferencia de calor frente a los equipos convencionales (Hrnjak y Litch, 2008; Da Riva et al., 2010).

A pesar de la ventaja de reducir notablemente la carga de refrigerante necesaria, los intercambiadores de mini/microcanales presentan el inconveniente de una elevada pérdida de presión, lo cual puede generar problemas de cambios de fase indeseados y de necesitar trabajar con presiones más elevadas, lo que implica además la necesidad de un compresor de mayor tamaño. No obstante, se ha llegado a reducir el volumen interno de los intercambiadores en un 40 % sin que el consumo eléctrico se vea apenas afectado (Mastrullo et al., 2012). Además una mejora en el coeficiente de transmisión del calor superior al 4,3 % puede compensar el efecto de la pérdida de carga con un 17,2 % menos de volumen interno (Qi et al., 2009).

Respecto a los evaporadores, cabe destacar que además de lo ya mencionado para los condensadores, los que funcionan por evaporación por expansión directa presentan un volumen interno mucho menor que aquellos de tipo inundados. De la comparación de los evaporadores de mini/microcanales con intercambiadores laminados comerciales, se aprecia que los primeros tienen ventajas en la ratio de transferencia de calor (4,3 % mayor) y en la distribución de la temperatura del aire a la salida, aunque las caídas de presión son mayores en ambos lados del intercambiador (aire y refrigerante) debido a la menor superficie libre de paso (Qi et al., 2009).

Estos intercambiadores presentan la ventaja de poder utilizar refrigerantes potencialmente peligrosos, como el amoníaco (Hrnjak y Litch, 2008) o el propano (Da Riva et al., 2010), sin disminución de las prestaciones de los equipos de refrigeración.

I.2.3.4. Selección de compresores y aceites adecuados

El uso de compresores y aceites adecuados ayuda a reducir la carga de refrigerante necesaria. Sin embargo, esta reducción solo resulta significativa una vez se han optimizado los demás elementos del sistema (intercambiadores de calor y dimensiones de las tuberías de líquido),

en cuyo caso, la cantidad de refrigerante alojado en el compresor puede superar el 36 % del total (Palm, 2007).

La reducción de refrigerante en el compresor puede conseguirse mediante la selección de un compresor con un volumen interno pequeño y baja cantidad de aceite o mediante la utilización de aceites lubricantes con los que el refrigerante sea inmisible. Sin embargo, ha de tenerse en cuenta que cuando el aceite lubricante es inmisible con el refrigerante, una fina capa del primero puede cubrir las superficies de intercambio de calor de los intercambiadores, con lo que se reduciría la eficiencia global del conjunto (Hrnjak, 2009). En Bobbo et al. (2014), se estudia la solubilidad del R1234yf y el R134a en aceites PAG (glicol de polialquileno), mostrando que el primero podría presentar problemas por su miscibilidad si se utiliza en sustitución del segundo en compresores con este tipo de aceites.

El coeficiente de transmisión del calor se ve afectado por la presencia de aceite, la temperatura de saturación, las propiedades del refrigerante, el título de vapor, flujo másico... de unos estudios a otros varía el efecto que cada uno de estos parámetros tiene debido a los efectos combinados que se pueden dar entre ellos. Una pequeña cantidad de aceite puede producir cambios en el patrón del flujo, por lo que pueden obtenerse incrementos y decrementos del coeficiente de transmisión del calor, aunque en el caso del condensador se aprecia como en general se produce una disminución del mismo debido a la formación de una capa de aceite (Wang et al., 2012).

Por todo ello, hay que elegir aceites lubricantes adecuados tanto desde el punto de vista de la reducción de carga de refrigerante como desde la eficiencia global del sistema, por lo que la miscibilidad debe ser la mínima que garantice ambos objetivos.

I.2.3.5. Carga óptima de refrigerante

En el caso de equipos ya instalados y como norma general en nuevos diseños en los que ya se han aplicado las medidas de optimización indicadas en el apartado “*I.2.3.2. Optimización de sistemas*”, una mejora sustancial sería adaptar la carga de refrigerante a las necesidades reales de cada instalación en particular en función del lugar a refrigerar y las condiciones ambientales. Esta carga óptima puede diferir significativamente respecto de lo indicado por el fabricante del sistema de refrigeración ya que estos se basan en unas condiciones muy determinadas que no son características de todos los lugares ni de todas las estaciones del año.

Para justificarlo basta con analizar lo que sucede en el interior de los sistemas de refrigeración al variar las temperaturas de los focos frío y caliente. A menor temperatura en el foco caliente el refrigerante condensa antes por lo que el condensador se llena de líquido, lo cual podría

evitarse reduciendo la cantidad de refrigerante. A mayor temperatura en el evaporador, este evapora antes y por lo tanto se produce una disminución de la cantidad de líquido en el evaporador, por lo que una parte del refrigerante del sistema deja de ser necesaria.

Las consecuencias de esas variaciones en la cantidad de refrigerante en cada uno de los intercambiadores se justifican con el hecho de que, al añadir más refrigerante a los equipos, esta cantidad extra se aloja en la región de líquido subenfriado del condensador (Palm, 2007), lo cual aumenta el COP (Corberán et al., 2008 y 2011). De esta forma se reduce la zona del condensador donde se produce la condensación, por lo que para que esta se produzca ha de aumentar la temperatura de condensación. Ese incremento reduce el COP. Estas dos tendencias contrapuestas hacen que se produzca un máximo en el valor del COP, el cual varía en función de la carga de refrigerante (Palmiter et al., 2011). El subenfriamiento y el sobrecalentamiento son los parámetros más afectados por el nivel de carga de los sistemas. Con el primero se puede detectar faltas de carga y con el segundo cargas excesivas en el sistema (Grace et al., 2005).

Por otra parte, existe falta de unanimidad en cuanto al parámetro cuyo valor máximo nos indique la carga óptima en una instalación. Mientras un gran número de autores consideran como carga óptima aquella que maximiza el COP, otros la consideran como aquella que maximiza la capacidad calorífica. En el caso de tener como objetivo la reducción en la carga de refrigerante, la carga óptima sería la más baja posible que permitiese al sistema cumplir con los requerimientos de uso.

Resulta evidente que esta carga óptima dependerá del refrigerante utilizado variando sensiblemente de unos a otros. A la hora de elegir el refrigerante adecuado, se debe prestar especial atención a que este tenga una baja densidad en estado líquido, un elevado calor latente de vaporización, un volumen específico de gas y un calor específico bajo en estado líquido.

A pesar de los enormes avances en el campo del diseño de máquinas de refrigeración, la determinación de la carga óptima de refrigerante se sigue realizando de forma experimental dada la falta de precisión de los modelos matemáticos utilizados (Rozhentsev, 2008).

Algunos autores proponen algoritmos matemáticos para la determinación de la cantidad óptima de refrigerante en los cuales se emplean fórmulas que tienen en cuenta la existencia de un COP máximo por las razones anteriormente expuestas (Vjacheslav et al., 2000).

Dado que el objetivo último es minimizar el daño causado al medio ambiente, en ciertos algoritmos de diseño de intercambiadores para la reducción de su carga se introduce el criterio de minimizar el “Coste Ecológico”, que mide los kg de CO₂ equivalentes que un equipo de

refrigeración emite durante su ciclo de vida (Kheiri et al., 2011), lo que equivale a la minimización del TEWI.

Una vez que se ha reducido al mínimo la carga de refrigerante mediante la aplicación de una o varias de las medidas anteriormente indicadas hay que tener en cuenta que cuando la carga de refrigerante en el sistema es muy reducida, los efectos de una fuga sobre el rendimiento del sistema son importantes por pequeña que sea esta (Hrnjak, 2009) cobrando especial importancia el diseño del separador de líquido (Corberán et. al, 2008).

I.2.4. Mini/microcanales, sus inicios y su clasificación

Los intercambiadores de mini/microcanales son aquellos en los que se emplean conducciones de refrigerante de diámetro muy reducido en comparación con las habituales. En cuanto a las áreas de paso y los materiales, se fabrican en diversas geometrías (triangulares, rectangulares, rectangulares ranurados, circulares...) y generalmente en aluminio o aleaciones del mismo. El modelo más común está fabricado de aluminio soldando microcanales, colectores – ranurados – y aletas – normalmente con geometría de persiana – (Benabdelmoumene et al., 2009). En cuanto a la tipología, para bajas potencias se utilizan los de serpentín (un único tubo alteado que recorre todo el intercambiador) y para potencias bajas o altas los de flujo paralelo (varios tubos paralelos que toman el refrigerante de una cabecera, habiendo varios pasos a lo largo del intercambiador). El tipo más adecuado lo determinará cada aplicación en particular, pero menor tamaño no implica peores prestaciones como demuestra el hecho de que los microcanales pueden llegar a tener mayores coeficientes de transmisión del calor que los minicanales (Liu et al., 2011).

Los canales de sección reducida se encuentran en muchos sistemas biológicos (cerebro, pulmones, hígado, riñones...) aportando unos elevados coeficientes de transmisión del calor y un flujo considerable. Mientras que con la tecnología actual se llega a diámetros de 250 μm , en la naturaleza hay capilares de menos de 2,5 μm . En estas escalas los números de Reynolds que marcan la transición a flujo turbulento son muy bajos, pudiendo llegar a darse en Reynolds de entre 300 y 400 (Kandlikar, 2003).

Las motivaciones actuales en el diseño de intercambiadores de calor son (Kauffeld, 2011):

- Reducir el impacto en el calentamiento global (reducir el consumo de energía y las emisiones de gases causantes del efecto invernadero).
- Reducción del peso y el volumen.
- Reducción de los costes.
- Métodos sencillos de reciclado de los materiales utilizados.

Todas estas condiciones las cumplen los intercambiadores de mini y microcanales:

- Tienen mayor eficiencia en la transmisión del calor (menor consumo de energía) y con un diseño adecuado pueden reducir el consumo de los ventiladores utilizados para hacer circular el aire a través de ellos. Además, tienen un volumen interno muy reducido y por tanto necesitan menos cantidad de refrigerante (menos emisiones por fugas).
- El peso y el volumen se ven reducidos en un 40 % y un 30 % respectivamente (Kauffeld, 2011), pudiéndose lograr mayores reducciones (Vestergaarg y Mader, 2009).
- Son fabricados única e íntegramente con aluminio y aleaciones del mismo por lo que su reciclaje resulta sencillo.
- El reducido coste del aluminio abarata la fabricación.

No existe unanimidad en la clasificación de los intercambiadores entre los minicanales y microcanales. La complejidad reside en la elección del parámetro que marque los límites entre los diferentes tipos de canales. Cuando el número adimensional $Bo \cdot Re_l^{0.5}$, donde Bo es el número de Bond y Re_l es el número de Reynolds del refrigerante en estado líquido, es menor o igual a 200, los efectos de los mini/microcanales dominan el comportamiento del fluido, mientras que, si es superior a 200, el comportamiento del fluido está dominado por los mismos fenómenos de los macrocanales (Li y Wu, 2010A y 2010B). Es de destacar que en este criterio no solo aparecen parámetros geométricos del intercambiador (como su diámetro interno y su longitud), sino que también lo hacen propiedades del fluido de trabajo (como la viscosidad y la densidad) y características del flujo (como la velocidad), por lo que un mismo intercambiador de calor con distintos fluidos puede ser considerado de distinto tipo, incluso con un mismo fluido de trabajo, a distintas velocidades del flujo puede ser considerado de distinto tipo.

Si bien un criterio basado en el comportamiento de los fluidos y la transferencia de calor podría ser el más adecuado desde el punto de vista teórico y aplicación técnica, esto no resulta práctico por lo que ha de tenderse a un criterio basado en el diámetro hidráulico de los minicanales, ajustando los límites para que en un gran número de casos coincidan este criterio y los basados en el comportamiento del fluido. En Kandlikar y Grande (2003) se ofrece una clasificación bastante detallada de los canales atendiendo al diámetro hidráulico de los mismos. Los intercambiadores pueden clasificarse según la clasificación de sus canales en función del diámetro hidráulico (D_h) utilizando una aproximación del número de Knudsen en los siguientes tipos:

- Intercambiadores de canales convencionales: $D_h > 3 \text{ mm}$.
- Intercambiadores de minicanales: $3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \text{ }\mu\text{m}$.

- Intercambiadores de microcanales: $200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$.
- Intercambiadores de canales de transición: $10 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$.
 - Intercambiadores de microcanales de transición: $10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$.
 - Intercambiadores de nanocanales de transición: $1 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$.
- Intercambiadores de nanocanales moleculares: $0,1 \mu\text{m} \geq D_h$.

Una simplificación de la clasificación anterior sería (Cavallini et al., 2013; Qu y Mudawar, 2004):

- Intercambiadores de canales convencionales: $D_h > 3 \text{ mm}$.
- Intercambiadores de minicanales: $3 \text{ mm} \geq D_h \geq 1 \text{ mm}$.
- Intercambiadores de microcanales: $1 \text{ mm} > D_h$.

Algunos autores fijan el límite con los microcanales incluso en $1 \mu\text{m}$ (Benabdelmoumene et al., 2009)

Hay autores que solo hacen distinción entre microcanales y canales convencionales, utilizando el diámetro hidráulico como Yarin et al. (2009), que fijan el límite en $500 \mu\text{m}$, o como Kew y Cornwell (1997), en función de si el diámetro de los mismos está por debajo (microcanales) o por encima (macrocanales) de un diámetro crítico, “ D_{crit} ”, función del fluido utilizado como refrigerante de acuerdo a la expresión (I.3):

$$D_{crit} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma}{g \cdot \rho_l - \rho_v}} \quad (I.3)$$

siendo “ σ ” la tensión superficial, “ g ” la gravedad y “ ρ ” la densidad en estado líquido (subíndice “ l ”) y vapor (subíndice “ v ”).

Debido a esta falta de unanimidad y para evitar confusiones, en esta revisión bibliográfica se hará referencia a intercambiadores de mini/microcanales, sin distinguir entre un tipo u otro independientemente del tipo de clasificación que hayan utilizado los autores ya que en muchos casos en las publicaciones no se puede encontrar información al respecto.

Normalmente al reducir el volumen interno de los intercambiadores se aumentan las pérdidas por fricción y disminuye el COP, especialmente cuando disminuye el diámetro hidráulico (Kheiri et al., 2009), pero a pesar de ello, los microcanales se usan mucho en aquellas aplicaciones en las que el diseño compacto y los altos coeficientes de transferencia de calor son necesarios, como en el sector automovilístico, electrónica (Han et al., 2012)... En el sector automovilístico en concreto se utilizan desde la década de los 80 sobre todo como condensadores, aunque poco a poco su uso como evaporadores se ha ido extendiendo (Vestegaard y Mader, 2009). Por el contrario, en

general ofrecen menos resistencia al aire que los tubos convencionales debido a su menor tamaño y por tanto en los intercambiadores que los utilizan la pérdida de carga en el lado aire se ve reducida. En cuanto a las limitaciones de las condiciones de trabajo, estos intercambiadores son al menos igual de resistentes que los convencionales llegándose en microcanales de aluminio a trabajar con presiones de 200 bar lográndose reducciones del volumen interno del 45 % (Benabdelmoumene et al., 2009). Otra fuente de pérdida de carga en este tipo de intercambiadores es los tubos suelen conectarse a la entrada y a la salida a los cabezales que pueden llegar a producir pérdidas de carga importantes.

I.2.5. Consideraciones sobre los intercambiadores de mini/microcanales

Por su reducido tamaño, los mini/microcanales se pueden bloquear fácilmente con la suciedad y las burbujas, por lo que es necesario instalar un filtro adecuado y manipular correctamente los equipos. Además, los efectos de la compresibilidad han de ser tenidos en cuenta debido a la caída de presión que se produce en ellos que hace que su efecto en el comportamiento de los gases no pueda ser despreciada, especialmente en intercambiadores monofásicos (Kandlikar, 2003).

Benabdelmoumene et al. (2009) en base a sus experimentos recomiendan los intercambiadores de mini/microcanales para su uso en aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración con refrigerantes usados normalmente. No obstante, solo lo recomiendan en el condensador, ya que el evaporador tiene un menor interés dado que no aprovecha tanto las ventajas en la reducción de la carga.

Se ensayó con una bomba de calor comercial para R410A en la que se sustituyeron sus intercambiadores de tubo aleteado convencionales por intercambiadores de microcanales en las siguientes condiciones:

- Modo refrigeración: aire a 35 °C, 12 °C agua a la entrada y 7 °C agua a la salida, alta velocidad del aire.
- Modo calefacción: aire a 7 °C bulbo seco (6 °C bulbo húmedo), 30-35 °C agua a la entrada y 40-45 °C agua a la salida, alta velocidad del aire.

En modo calefacción se ganó entre un 5 y un 10 % tanto en el COP como en la capacidad calorífica, con una disminución de la carga de refrigerante del 50 %. En modo refrigeración se obtuvo una potencia frigorífica similar. El volumen interno de los intercambiadores se redujo entre un 40 y un 50 %. Con esta reducción del volumen se puede prescindir de los depósitos acumuladores. Por otra parte, aumentó la ratio volumen/superficie.

De esta forma se constata la posible utilización de esta tecnología en los sistemas de climatización doméstica. No obstante, esta industria presenta sus particularidades, lo que hace que se deban de tener en cuenta otros aspectos.

De acuerdo con Kauffeld (2011), cada Kelvin que se incremente la temperatura de evaporación o se baje la temperatura de condensación reduce aproximadamente en un 3 % el consumo energético. Las mejoras que den lugar a estos cambios se pueden llevar a cabo tanto en el lado aire como en el lado refrigerante, siendo las conseguidas en los intercambiadores de mini/microcanales en ambos lados.

La correlación del coeficiente de transmisión del calor (“ h_x ”) basada en el número de Nusselt (“ Nu ”), la conductividad térmica (“ k ”) y el diámetro (“ D ”) es (I.4):

$$h_x = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (I.4)$$

Se aprecia como disminuir el diámetro aumenta el coeficiente de transmisión del calor. Aunque disminuir el diámetro también aumenta la caída de presión, hay que tener en cuenta que en los intercambiadores de mini/microcanales se emplean un gran número de los mismos, reduciéndose así la caída de presión del conjunto ya que la velocidad sería menor y el efecto del pequeño diámetro se vería contrarrestado (Kandlikar, 2003; Kauffeld, 2011). Se ha visto como pequeñas cantidades de aceite tienen una influencia positiva en el comportamiento de los intercambiadores, esto lleva a pensar que se puede mejorar la influencia del aceite en la caída de presión y en el coeficiente de transmisión del calor en el interior de los mini/microcanales (Kauffeld, 2011). También ha de buscarse una buena distribución del flujo por entre todos los canales para evitar los efectos perniciosos ya comentados, lo cual se consigue con un buen diseño del distribuidor. Además, se ha de poder predecir bien las pérdidas de presión en los intercambiadores durante el diseño.

Dado el alto coeficiente de transmisión del calor, es de esperar que las pérdidas térmicas sean pequeñas en comparación con el intercambio total producido y por tanto serán despreciables (Kandlikar, 2003).

No hay que olvidar las interacciones electrostáticas entre el refrigerante y el intercambiador. Los iones que contiene un fluido se ven atraídos hacia la superficie sólida por la que fluye debido a la carga electrostática que posee esta última, hecho que cobra importancia a medida que el diámetro de los canales disminuye. En la interfase líquido-sólido, por lo general el efecto de la doble capa eléctrica reduce la movilidad de los iones y por tanto de las moléculas en la zona de influencia del mismo. El potencial eléctrico va en el sentido opuesto del flujo por lo que la

viscosidad aparente aumenta, afectando a la velocidad del flujo, al coeficiente de transmisión del calor y a la distribución de temperaturas (Mohiuddin et al., 1997). Este efecto se produce en una fina capa del orden de unos pocos nm y en general puede despreciarse para diámetros superiores a los 10 μm (Kandlikar, 2003).

Por su propia naturaleza, la fabricación y el estudio de los mini/microcanales está muy expuesta a que pequeños defectos tengan importantes consecuencias en el rendimiento de los equipos y sean un foco de errores en su estudio, como es el caso de la imprecisión en las dimensiones de los canales ya que, al tener un diámetro tan reducido, pequeños errores que en la escala convencional resultan irrelevantes pasan ahora a ser significativos.

Otra fuente importante de error es el efecto de una distribución inadecuada del flujo entre todos los canales como consecuencia de la falta de uniformidad en los mismos y que puede inducir a cometer errores en la interpretación de los resultados (Kandlikar, 2003).

Park y Hrnjak (2008) desarrollaron un estudio experimental y numérico en el que compararon el rendimiento de dos sistemas de aire acondicionado residencial de 10 kW funcionando con R410A, uno con un condensador de mini/microcanales y otro con uno convencional., en diferentes condiciones de las normas ARI (“*Air Conditioning and Refrigeration Institute*”, que en 2007 cambio su nombre por “*Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute*”, pasando a ser normas AHRI). Observaron mejoras en el COP superiores al 3,4 % y en la capacidad frigorífica superiores al 13,1 %, con una reducción en la carga de refrigerante del 9,2 %.

Hrnjak y Litch (2008) estudiaron un prototipo de enfriadora con amoníaco utilizando como condensador un intercambiador de un solo tubo convencional multipuerto y otro con un intercambiador de mini/microcanales con una configuración de tubos paralelos multipuerto. Los resultados mostraron que el coeficiente global de transferencia de calor era entre un 60 y un 80 % superior y la carga de refrigerante un 53 % menor. Además, la carga específica en refrigeración era de 18 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}$, un 76 % menos que con el intercambiador convencional y muy por debajo de los 100 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}$ que se podían encontrar en equipos comerciales.

En Cavallini et al. (2010) se ensaya una bomba de calor de 100 kW trabajando con R290 en la que el condensador de placas es sustituido por uno de carcasa y tubo con mini/microcanales, encontrándose que la carga de refrigerante se reduce en un 23 % con alrededor de un 2 % de pérdida de potencia calorífica y de COP.

Mientras en el sector de la automoción las cantidades de intercambiadores empleadas son muy elevadas (normalmente lotes de más de 1.000 intercambiadores) y el coste de ensayar en

túneles de viento es asumible, en la industria de la refrigeración doméstica los lotes suelen ser más pequeños y por tanto este tipo de ensayos suponen un coste demasiado elevado. La solución es disponer de un software de simulación con una precisión suficiente como para poder realizar las mismas pruebas. Hay modelados que dan unas desviaciones con los resultados experimentales de entre un 2,37 y un 4,53 %, lo cual supone en principio una buena aproximación, aunque necesitan ser probados con un número mayor de intercambiadores para validar el modelo completo y su ratio de error (Pavlu, 2011A y 2011B).

Dado que el mayor problema actual de estos equipos es la caída de presión, una posible mejora estaría en lograr una correcta distribución del refrigerante en los tubos de cabecera. El principal inconveniente se da en los evaporadores al entrar el líquido en mezcla bifásica, por lo que hay que lograr una correcta distribución líquido/vapor. Este problema no ocurre en los condensadores al entrar vapor sobrecalentado (Kauffeld, 2011) y también puede evitarse con el uso de intercambiadores de serpiente que no tienen cabezales a lo largo del intercambiador.

También se puede estudiar la optimización los mini/microcanales para favorecer los fenómenos de transmisión del calor. En los evaporadores se pueden mejorar los acabados superficiales para crear puntos de nucleación. En los condensadores se puede mejorar el drenaje del líquido condensado y el drenaje de aceite en la región de vapor sobrecalentado. Por otra parte, se pueden buscar perfiles adecuados en intercambiadores líquido/líquido (Kauffeld, 2011).

Aún hay medidas de mejora en sus prestaciones como son el uso de aletas secundarias en la superficie (microaletas), diferentes configuraciones del flujo, superficies rugosas y la mejora del drenaje del líquido en condensación, especialmente en los evaporadores (Kauffeld, 2011). No obstante, estas medidas han de ser estudiadas con detenimiento para estimar si las pérdidas de carga derivadas de ellas compensan el aumento del coeficiente de transferencia de calor.

I.3. Objetivos de la tesis

El principal objetivo de esta tesis es comparar el comportamiento de una bomba de calor agua-aire con R134a cuando utiliza un intercambiador de tubo aleteado convencional frente a cuando tiene uno de minicanales con aire como fluido secundario. Adicionalmente se validará el programa IMST-ART[®] como herramienta para el diseño de este tipo de instalaciones.

Se pretende contribuir mejorar el conocimiento sobre este tipo de intercambiadores compactos lo que ha de servir para promover el uso de estos en equipos domésticos, favoreciendo

el uso de refrigerantes alternativos como los hidrocarburos al disminuir la cantidad de refrigerante necesaria.

Los principales hitos para la consecución de estos objetivos han sido:

- Diseño y construcción de una bomba de calor de las características descritas, así como unas instalaciones para su ensayo que incluyen circuitos de agua caliente y fría, sistema de climatización de aire y una cámara climática que garanticen condiciones estables para los fluidos secundarios durante los ensayos. Toda esta instalación ha sido instrumentalizada y mejorada a tal fin, lográndose una precisión suficiente en la medida de los parámetros de funcionamiento y el control automático de toda la instalación.
- La realización de dos campañas de ensayos para cada tipo de intercambiador trabajando con la bomba en modo calefacción y refrigeración, en las que se partirá de un ensayo de referencia y se realizarán otros con variaciones sobre determinados parámetros a fin de observar su efecto en el comportamiento del sistema.
- El modelado de la instalación en el software de diseño.
- La comparación de los resultados experimentales con los numéricos para la validación del software y la obtención de parámetros no medidos durante los ensayos.
- Extracción de conclusiones a partir de las comparaciones realizadas y justificación de los efectos observados.

I.4. Estructura de la tesis

Esta tesis doctoral se ha estructurado de la siguiente manera con el fin de lograr los objetivos indicados en el apartado anterior.

En el **Capítulo 1** se ha presentado la motivación y los objetivos que se han marcado para esta tesis. También se ha presentado el estado del arte de las investigaciones relacionadas con la refrigeración a nivel doméstico y de pequeñas máquinas, poniendo el foco en los equipos de mini/microcanales. Con todo ello se ha presentado el marco de desarrollo de esta tesis doctoral.

En el **Capítulo 2** se describe la instalación experimental con detalle incluyendo la instrumentación asociada para el control y la adquisición de datos y la normativa de aplicación utilizada para su diseño. También se dan unas pinceladas sobre diversas soluciones técnicas adoptadas para facilitar la realización de los ensayos.

En el **Capítulo 3** se presentan los ensayos a realizar, el modelado de la instalación para la simulación numérica y las normas y recomendaciones de los que se han extraído los mismos.

Mediante las simulaciones numérica Partiendo de un ensayo de referencia, se realizan varios en los que se modifica alguno de los parámetros a fin de obtener curvas que muestren la influencia de dicho parámetro en el rendimiento del sistema y su funcionamiento.

En el **Capítulo 4** se comparan los resultados numéricos con los experimentales para el modo calefacción y se extraen conclusiones sobre los efectos de la variación de las condiciones de operación sobre el funcionamiento del sistema, buscando justificaciones a dichos efectos que permitan dar validez a los mismos.

En el **Capítulo 5** se comparan los resultados numéricos con los experimentales para el modo refrigeración de la misma forma que en el capítulo anterior se hace para el modo calefacción.

El **Capítulo 6** cierra el desarrollo de la tesis recopilando las conclusiones extraídas, haciendo un repaso de las publicaciones que han surgido del desarrollo de la investigación y proponiendo trabajos futuros a raíz de todo lo anterior.

Finalmente, se recogen todas las referencias bibliográficas que aparecen a lo largo de la tesis.



CAPÍTULO II.

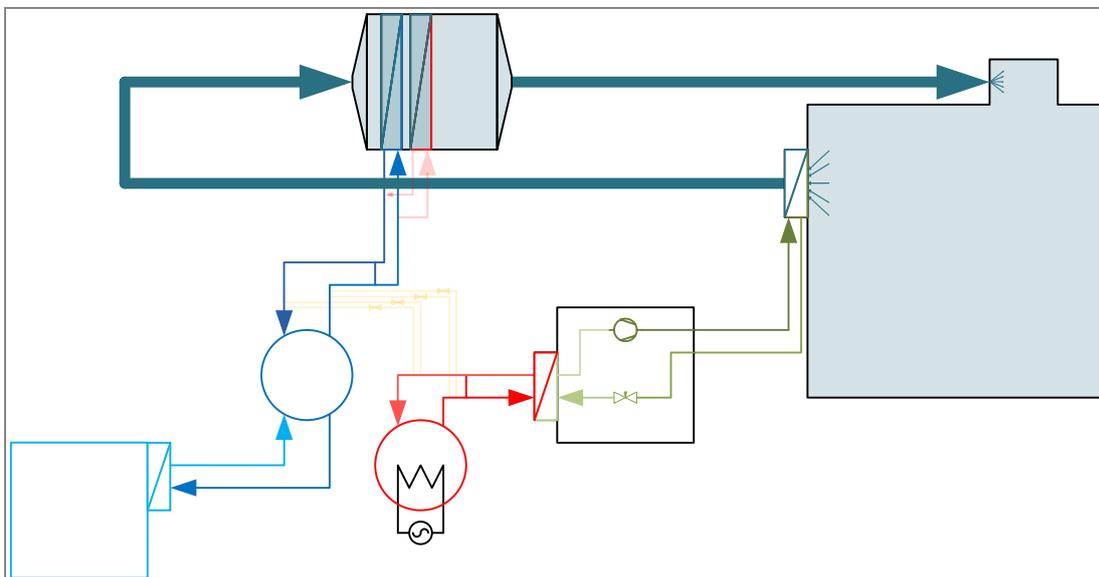
INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

II.1. Introducción

En el presente capítulo se describirá la instalación experimental diseñada y construida para los ensayos realizados en esta tesis doctoral a fin de comparar el comportamiento de una bomba de calor cuando esta utiliza un intercambiador convencional y cuando utiliza uno de minicanales, dentro del marco del proyecto DPI2011-26771-C02-03 financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España. Se presentarán los subsistemas que componen la instalación, su modo de funcionamiento y el control y la adquisición de datos empleados. También se expondrán las principales indicaciones de la normativa de aplicación.

II.2. Resumen

La instalación experimental, representada esquemáticamente en la **Figura II.1**, consiste en una bomba de calor aire/agua con R134a como fluido refrigerante. Como elementos auxiliares necesarios para la realización de los ensayos se dispone de una cámara climática, una unidad de tratamiento de aire (en adelante UTA), un sistema para suministrar agua fría, un sistema para suministrar agua caliente y una serie de equipos de apoyo.



El circuito de agua fría (CAF), el circuito de agua caliente (CAC), el circuito de aire (CA) y el circuito de refrigerante (CR).

Figura II.1: Esquema general de la instalación.

El conjunto está pensado y diseñado para analizar los efectos de la sustitución de los intercambiadores de calor convencionales por otros de minicanales, los cuales pueden utilizar agua o aire como fluido secundario. Para poder comparar ambos tipos de intercambiador se han

establecido una serie de ensayos basados en las recomendaciones de la normativa de aplicación a este tipo de equipos – principalmente las normas UNE-EN 327, UNE-EN328 y UNE-EN 14511 –.

A efectos de explicar su constitución y funcionamiento, la instalación de ensayos está dividida en una serie de circuitos, siendo el principal el circuito de refrigerante – CR en la **Figura II.1** –, que constituye la bomba de calor que se pretende caracterizar. Su diseño responde al de un ciclo de compresión simple con dos intercambiadores – uno de placas agua-refrigerante y otro de tubo aleteado aire-refrigerante –, una válvula de cuatro vías, un depósito separador de líquido, un filtro de humedad y una válvula de expansión termostática, estando estos tres últimos elementos duplicados para poder hacer funcionar el sistema de forma reversible conmutando la válvula de cuatro vías.

La bomba de calor funcionará en condiciones estables siempre y cuando se mantengan estabilizados ciertos parámetros:

- Condiciones del aire a la entrada del intercambiador aire-refrigerante: caudal, temperatura y humedad.
- Condiciones del agua a la entrada el intercambiador agua-refrigerante: caudal y temperatura.
- Alimentación eléctrica al compresor: frecuencia y tensión de alimentación.
- Condiciones ambientales de la instalación: temperatura ambiente.

Para mantener unas condiciones estables en el intercambiador aire-refrigerante se dispone de un circuito de aire – CA en la **Figura II.1** – cuyos componentes principales son la UTA y la cámara climática. La cámara climática, formada por una doble pared de panel sándwich con una capa intermedia de lana mineral aislante, tiene capacidad para hacer ensayos desde temperaturas bajo cero hasta 50 °C. En esta cámara se ha instalado un calefactor y una máquina de refrigeración de apoyo – no representados en la figura –, los cuales se utilizan para ayudar a alcanzar y mantener las condiciones de ensayo en aquellos que requieren condiciones extremas dentro de los rangos analizados. La UTA enfría o calienta el aire, en función de que el intercambiador aire-refrigerante esté funcionando como condensador o como evaporador respectivamente. Este equipo funcionando de forma conjunta con uno de los circuitos de agua es el que mantiene las condiciones estables dentro de la cámara climática. Además, se dispone de una humectadora que se pone en funcionamiento en los ensayos en los que el intercambiador actúe como evaporador, para aportar toda el agua que se haya condensado en el mismo.

Para mantener unas condiciones de temperatura estables a la entrada del intercambiador agua-refrigerante se dispone de dos circuitos de agua. El primero, denominado circuito de agua

caliente – CAC en la **Figura II.1** –, se conecta directamente al intercambiador agua-refrigerante en los ensayos en los que ese intercambiador realiza las funciones de evaporador – sistema en modo refrigeración, MR –. El circuito cuenta con dos depósitos de inercia equipados con sendas resistencias para calentar el agua. Por otra parte, dispone de una bomba para hacer circular el agua a través del intercambiador y una válvula de tres vías que permite regular la temperatura del agua a la entrada del intercambiador. El segundo circuito de agua, denominado circuito de agua fría – CAF en la **Figura II.1** –, se conecta directamente al intercambiador agua-refrigerante en los ensayos en los que ese intercambiador realiza las funciones de condensador – sistema en modo calefacción, MC –. El circuito consta de un depósito de inercia conectado a una enfriadora.

Ambos circuitos de agua están conectados entre sí por medio de un sistema de tuberías y válvulas de forma que, en cada modo de funcionamiento, el circuito de agua que no está conectado al intercambiador agua-refrigerante se conecta a las baterías de la UTA en cuya entrada se ha montado una bomba y una válvula de tres vías con idénticas funciones a las instaladas en el intercambiador agua-refrigerante.

Para el control de la instalación se utilizan seis PID conectados a distintos elementos en los circuitos de agua, al ventilador que hace circular el aire y a la humectadora.

A todo lo anterior hay que añadir un sistema de sensores de presión, temperatura, humedad, velocidad, caudal, tensión y potencia para el seguimiento de los ensayos. La adquisición de datos se hace mediante *dataloggers* y el software LabVIEW™.

A continuación, se describirá con más detalle el conjunto de la instalación, aunque podrán encontrarse más datos sobre el diseño básico de la misma en el proyecto final de máster “Diseño de una instalación para el ensayo de bombas de calor” realizado en 2010.

II.3. Descripción de la instalación

La instalación está concebida para realizar ensayos con aire a temperaturas desde bajo cero hasta 50 °C, utilizando R134a como fluido refrigerante y consta de cuatro circuitos independientes:

- Bomba de calor (circuito de refrigerante).
- Circuito de aire.
- Circuito de agua caliente.
- Circuito de agua fría.

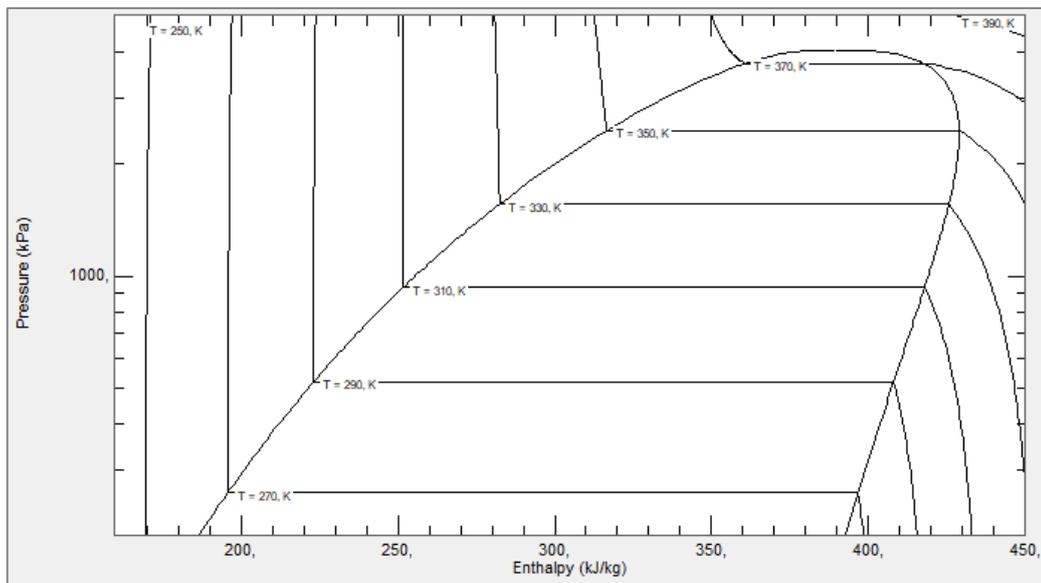


Figura II.2: Curva presión-entalpía del R134a.

Fuente: REFPROP®.

Puede funcionar en modo refrigeración (MR), **Figura II.3**, y en modo calefacción (MC),

Figura II.4.

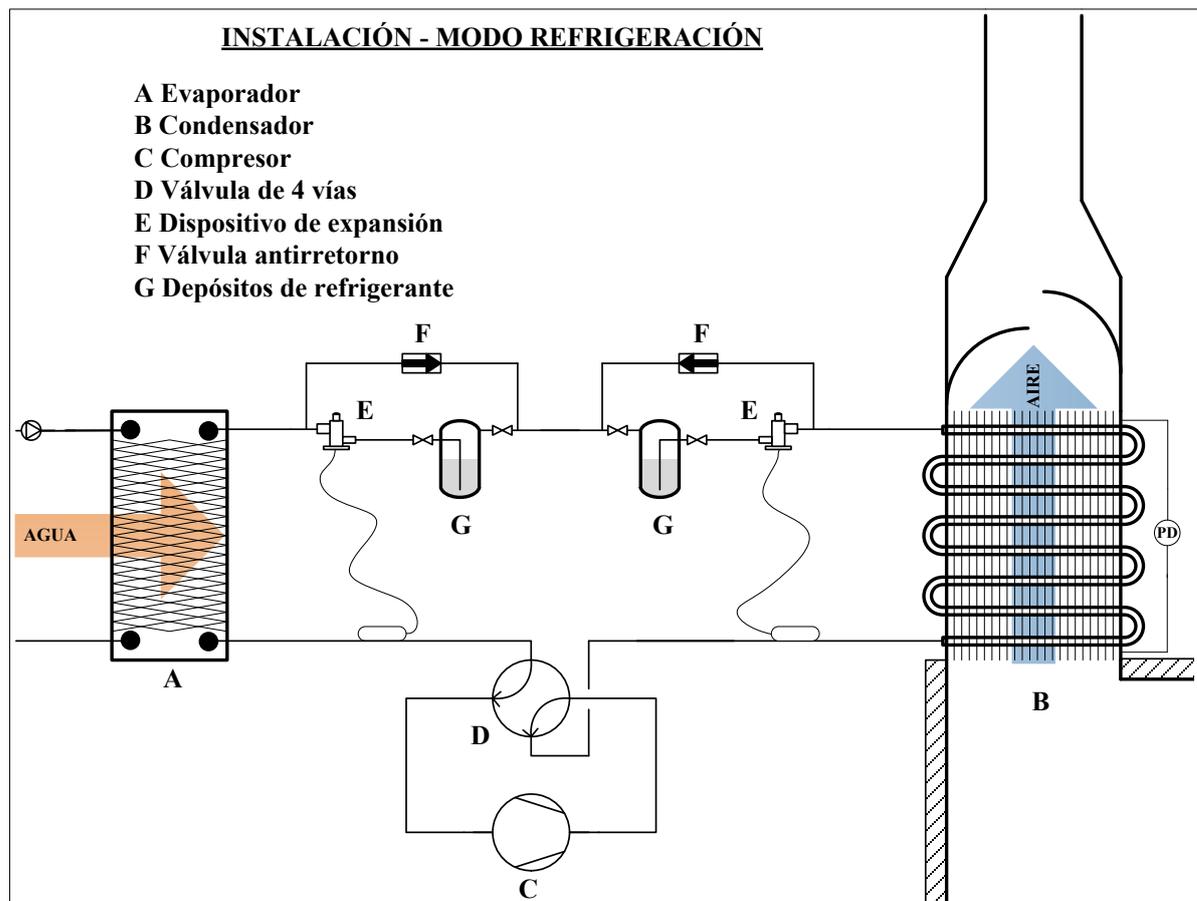


Figura II.3: Instalación en modo refrigeración.

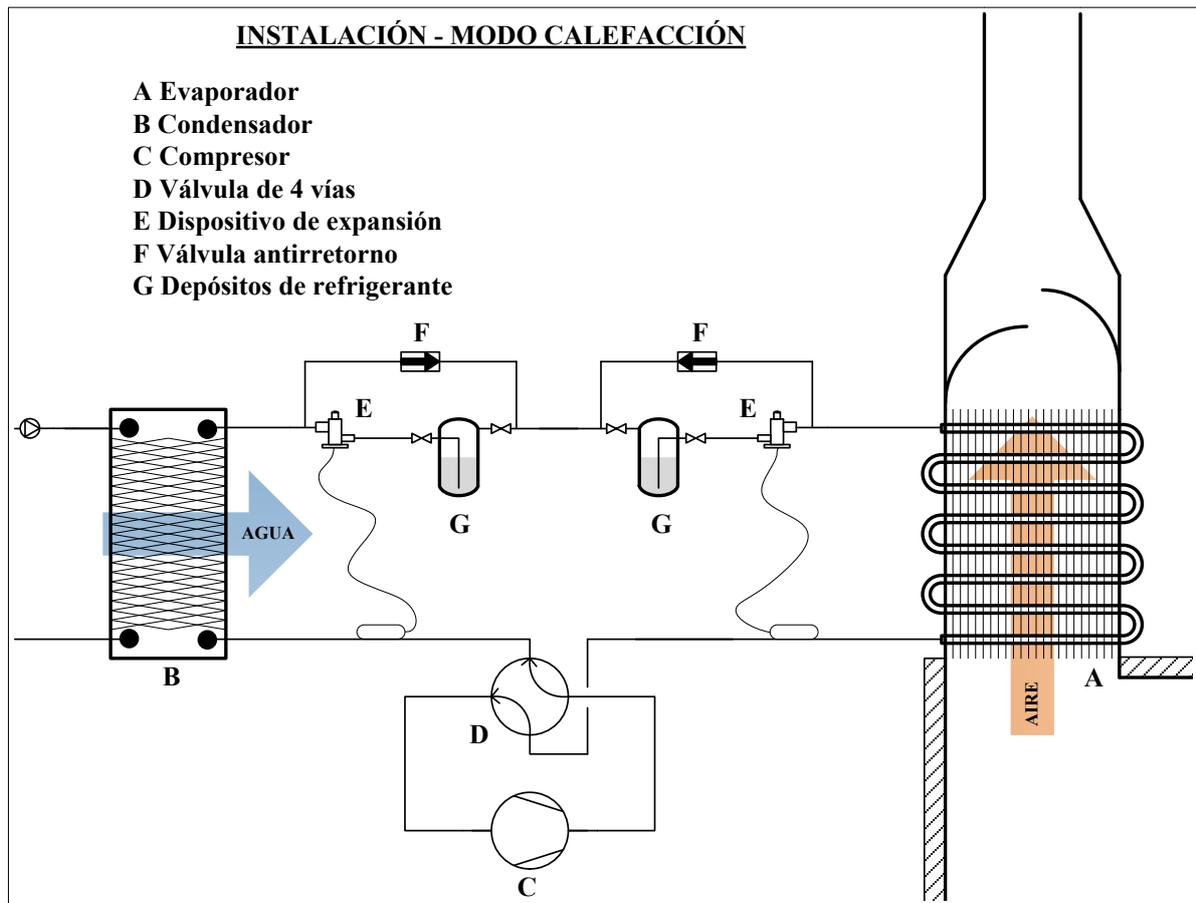


Figura II.4: Instalación en modo calefacción.

En modo refrigeración, el intercambiador agua-refrigerante está alineado con el circuito de agua caliente y la UTA con el de agua fría, mientras que en modo calefacción la configuración es al contrario.

A continuación, se realizará una descripción de estos circuitos y se mostrarán esquemas detallados de los mismos incluyendo la posición de los sensores instalados. A efectos de facilitar la descripción de la instalación, los circuitos de agua se van a considerar alineados como si el sistema estuviese funcionando en modo refrigeración, es decir, el circuito de agua caliente conectado al intercambiador agua-refrigerante y el de agua fría a la UTA.

II.3.1. Bomba de calor (circuito de refrigerante)

El circuito de refrigerante, **Figura II.5**, responde a un ciclo de compresión simple que puede funcionar de forma reversible accionando una válvula de cuatro vías mediante pulsos eléctricos. Cuando el equipo funciona en modo refrigeración, el intercambiador aire-refrigerante actúa como condensador, situándose aguas abajo del mismo, un visor de líquido, un filtro, una

válvula de expansión termostática y un depósito separador de líquido. En paralelo con la válvula de expansión y el filtro se monta una válvula antirretorno que posibilita el flujo inverso cuando la máquina funcione en modo calefacción. El intercambiador agua-refrigerante actúa como evaporador y aguas abajo del mismo se sitúa la válvula de cuatro vías y el compresor.

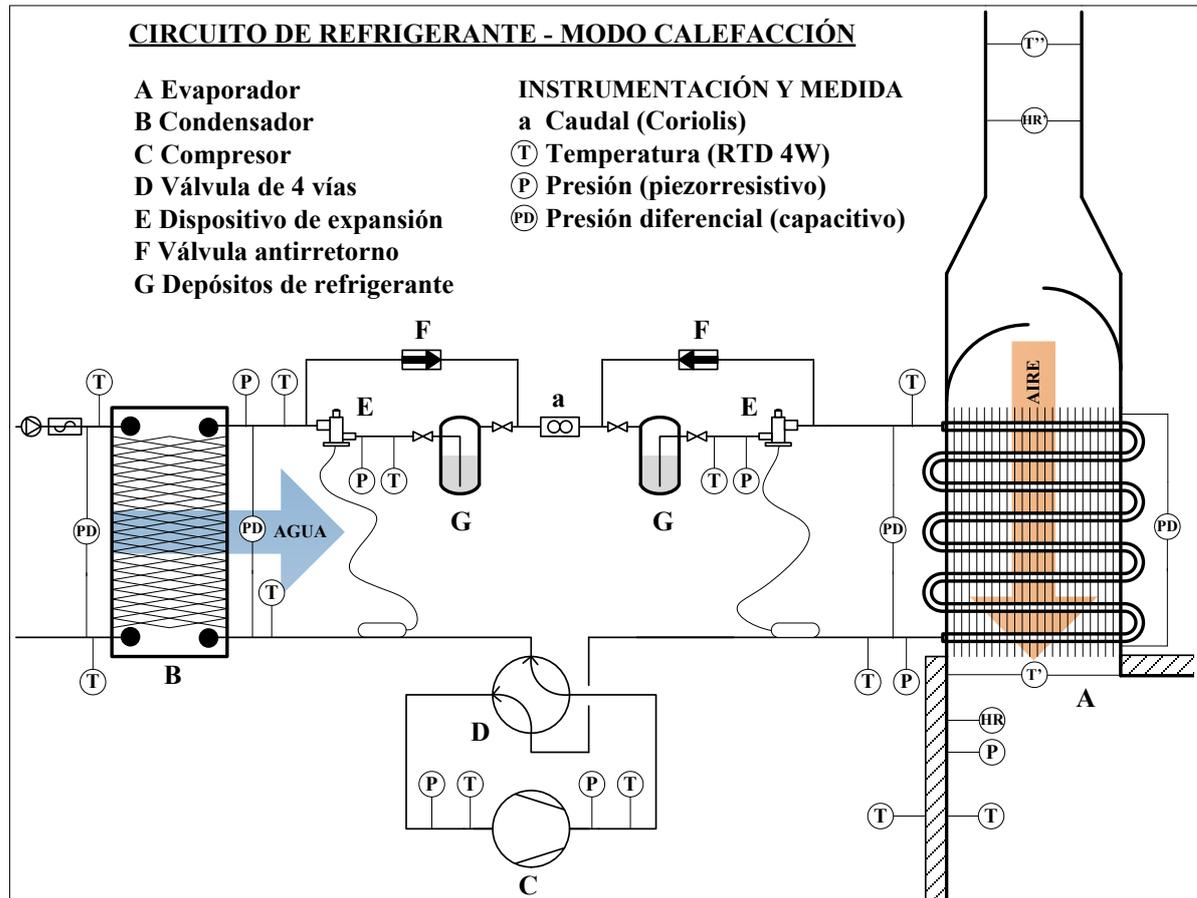


Figura II.5: Esquema del circuito de refrigerante.

Cuando el sistema funciona en modo calefacción, el intercambiador agua-refrigerante actúa como condensador, estando aguas abajo del mismo un visor, un filtro, una válvula de expansión termostática y una válvula antirretorno, los cuales están duplicados respecto a los del modo refrigeración, disponiéndose además de otra válvula antirretorno en paralelo con el filtro y la válvula de expansión. El intercambiador aire-refrigerante actúa en este caso como evaporador y tiene aguas abajo la válvula de cuatro vías y el compresor.

El compresor se alimenta eléctricamente a través de un variador de frecuencia que permite variar la misma para estudiar la influencia de esta en el comportamiento del sistema.

Todos los conductos son de cobre – diámetros de 1/4” para las tuberías de líquido y 3/8” para las tuberías de vapor en modo calefacción – y están aislados mediante coquillas elastoméricas de

Armaflex® y el intercambiador agua-refrigerante, los depósitos, válvulas, filtros y visores con planchas del mismo material. El intercambiador aire-refrigerante está aislado con espuma de poliuretano.

Además de los elementos mencionados, también hay válvulas que permiten aislar los depósitos en caso de no ser necesarios en algún ensayo en particular.



Figura II.6: Fotografía del circuito de refrigerante.

II.3.2. Circuito de aire

El circuito de aire, **Figura II.8**, está formado por una cámara climática donde se mantienen unas condiciones estables de humedad y temperatura durante los ensayos. El aire proveniente de la cámara atraviesa el intercambiador aire-refrigerante y una cámara de mezclado de sección rectangular que homogeniza la humedad y temperatura del flujo de aire. Aguas abajo se encuentra la UTA cuyas baterías de intercambiadores enfrían o calientan el aire según las necesidades del tipo de ensayo a realizar y cuyo ventilador impulsa el aire que recorre el circuito, cuyos conductos para unir la cámara de mezclado con la UTA y esta nuevamente con la cámara climática son de chapa de acero galvanizado electrosoldado de 0,8 mm de espesor y 30 cm de diámetro.

El suelo, el techo y las paredes de la cámara climática están formadas por paneles sándwich. En el caso de las paredes, éstas son una doble pared – de 10 cm cada una – con una plancha intermedia lana de roca – de 3 cm –. Por su parte los conductos y la UTA están aislados con 2 capas interiores de lana de roca – de 3 cm cada una – y una capa exterior de lana de vidrio – de 3 cm con una cara reforzada con aluminio –, mientras que la cámara de mezclado con planchas elastoméricas de Armaflex®. Además, hay instalados dos elementos pasivos en su interior. Para asegurar un

remanso en el aire aspirado por el intercambiador aire-refrigerante se ha instalado un panel junto a la entrada de aire a la cámara de forma que el aire en la zona circundante con el intercambiador no se vea afectado por la corriente de este que la UTA devuelve a la cámara. Simulaciones CFD realizadas con SolidWorks Flow® demuestran que este elemento elimina un vórtice que se formaba en la cámara y que impedía que las características del aire se homogeneizaran (Martínez-Carreño, 2013). Además, a la salida del intercambiador aire-refrigerante hay una cámara de mezclado que uniformiza la humedad y la temperatura del flujo de aire. La necesidad de este elemento se hizo patente al constatar que el aire a la salida del intercambiador estaba muy estratificado, apreciándose diferencias significativas de temperatura entre las capas inferiores y las superiores. Esta estratificación es debida al flujo del refrigerante en el intercambiador de tubo aleteado, el cual recorre durante su cambio de fase verticalmente con pasos horizontales haciendo que la diferencia de temperaturas con el aire entre la parte inferior y la superior sea muy distinta con lo que se produce un intercambio de calor significativamente mayor cerca de la entrada de refrigerante frente al que se produce a la salida. En la **Figura II.7** se muestran unas termografías del intercambiador de tubo aleteado convencional funcionando como condensador en el que se muestra la distribución de calor en la superficie del mismo y se aprecia cómo se produce un salto térmico entre la parte superior del intercambiador, a 56,9 °C en su parte más cercana a la entrada de refrigerante y a tan solo 33 °C en su parte más cercana a la salida de refrigerante. Aproximadamente el 40 % de la superficie del condensador a los 50 °C, mientras que otro 40 % está en torno a los 35 °C. Por su parte, la disposición de las aletas tiene el efecto de enderezar el flujo de aire reduciendo la turbulencia y dificultando que se homogenicen por si solas las condiciones de humedad y temperatura.

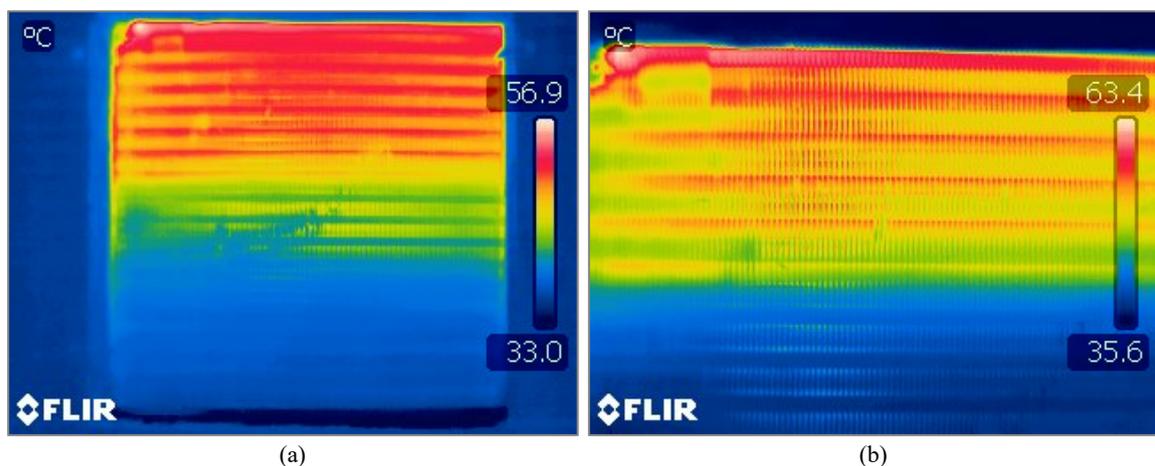


Figura II.7: Termografías del intercambiador de tubo aleteado funcionando como condensador.

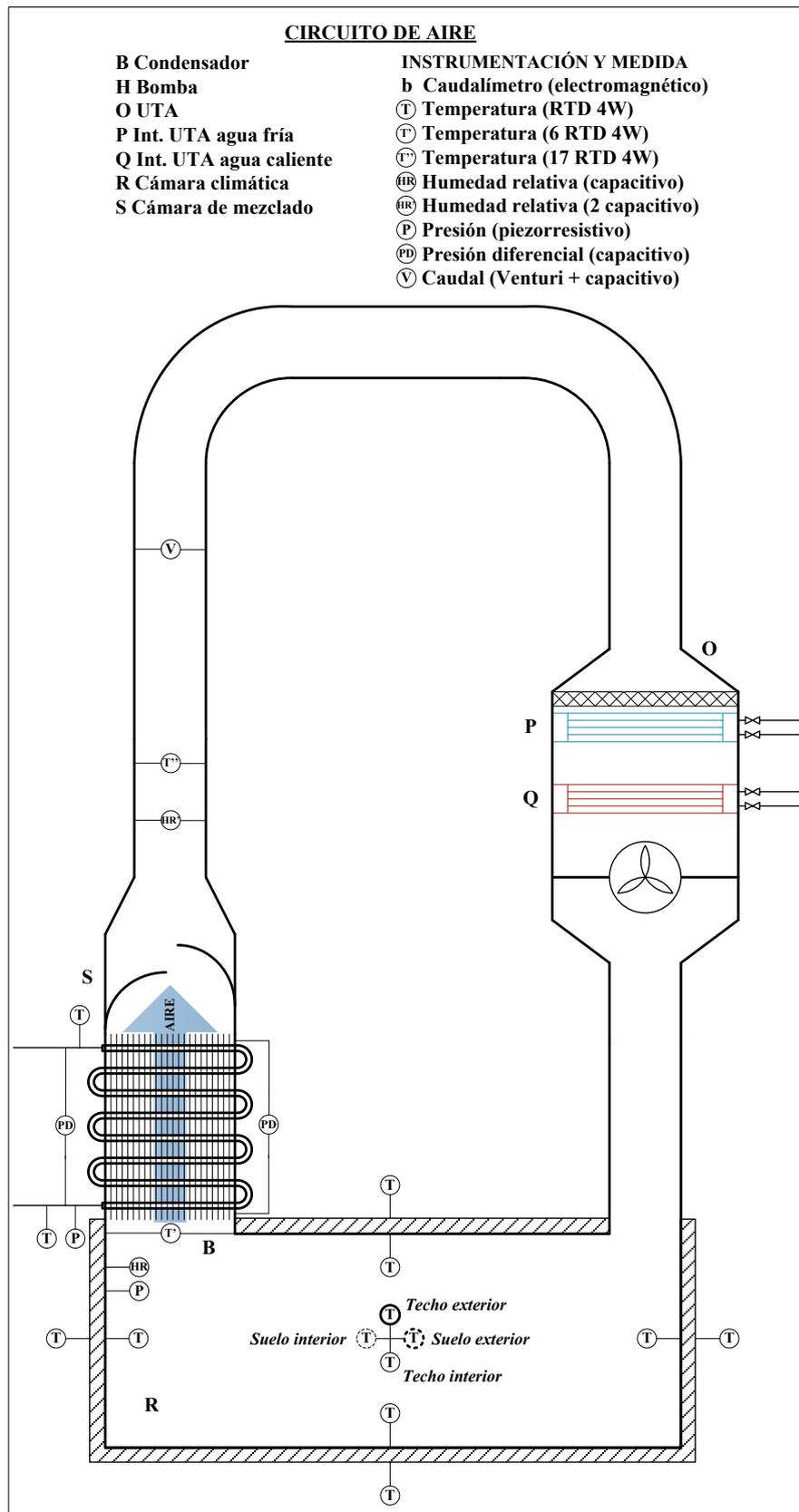


Figura II.8: Esquema del circuito de aire.

En el interior de la cámara climática hay un calefactor que ayuda a lograr una temperatura alta del aire con mayor rapidez, acortando los tiempos de preparación de los ensayos, y alcanzar temperaturas de ensayo altas a las que la UTA por sí sola no es capaz de llegar. Igualmente, para los ensayos a baja temperatura la cámara dispone de una máquina de refrigeración para llegar con más rapidez al punto de ensayo y alcanzar las temperaturas a las que la UTA no es capaz de llegar. También hay montada una humectadora para los ensayos en modo calefacción en los que se produce condensación de agua en el intercambiador aire-refrigerante.

El ventilador de la UTA se alimenta eléctricamente a través de un variador de frecuencia que permite variar el caudal de aire para estudiar la influencia de este en el funcionamiento del sistema. El modelo comercial de la UTA disponía de unos filtros a su entrada, pero estos fueron desmontados para reducir la pérdida de carga. Esta consta de dos baterías de intercambiadores, una de las cuales se conecta al circuito de agua fría y permite enfriar el aire en los ensayos en modo refrigeración y la otra al circuito de agua caliente para calentar el aire en los ensayos en modo calefacción.

II.3.3. Circuito de agua caliente

El circuito de agua caliente, **Figura II.9**, es el foco frío de la bomba de calor funcionando en modo refrigeración. A nivel de la instalación, este circuito, junto con los calefactores auxiliares asociados al circuito de aire, aportan calor al sistema. En él hay dos depósitos de inercia, uno de 750 litros y otro de 50 litros, conectados en serie los cuales tienen sendas resistencias de caldeo que en conjunto alcanzan los 8,5 kW de potencia. Entre ambos depósitos hay un vaso de expansión que absorbe los aumentos de presión al dilatarse el agua del circuito cuando esta se calienta. En modo refrigeración, aguas abajo del depósito pequeño hay una válvula de tres vías que une la succión de la bomba alineada con el intercambiar agua-refrigerante con el retorno de agua de dicho intercambiador. Su función es la de mezclar en la proporción correcta el agua caliente de los depósitos con el agua fría de retorno de forma que se alcance y mantenga la temperatura fijada a la entrada del intercambiador agua-refrigerante. Para alcanzar en este último el salto térmico buscando se varía el caudal impulsado por la bomba mediante un variador de frecuencia.

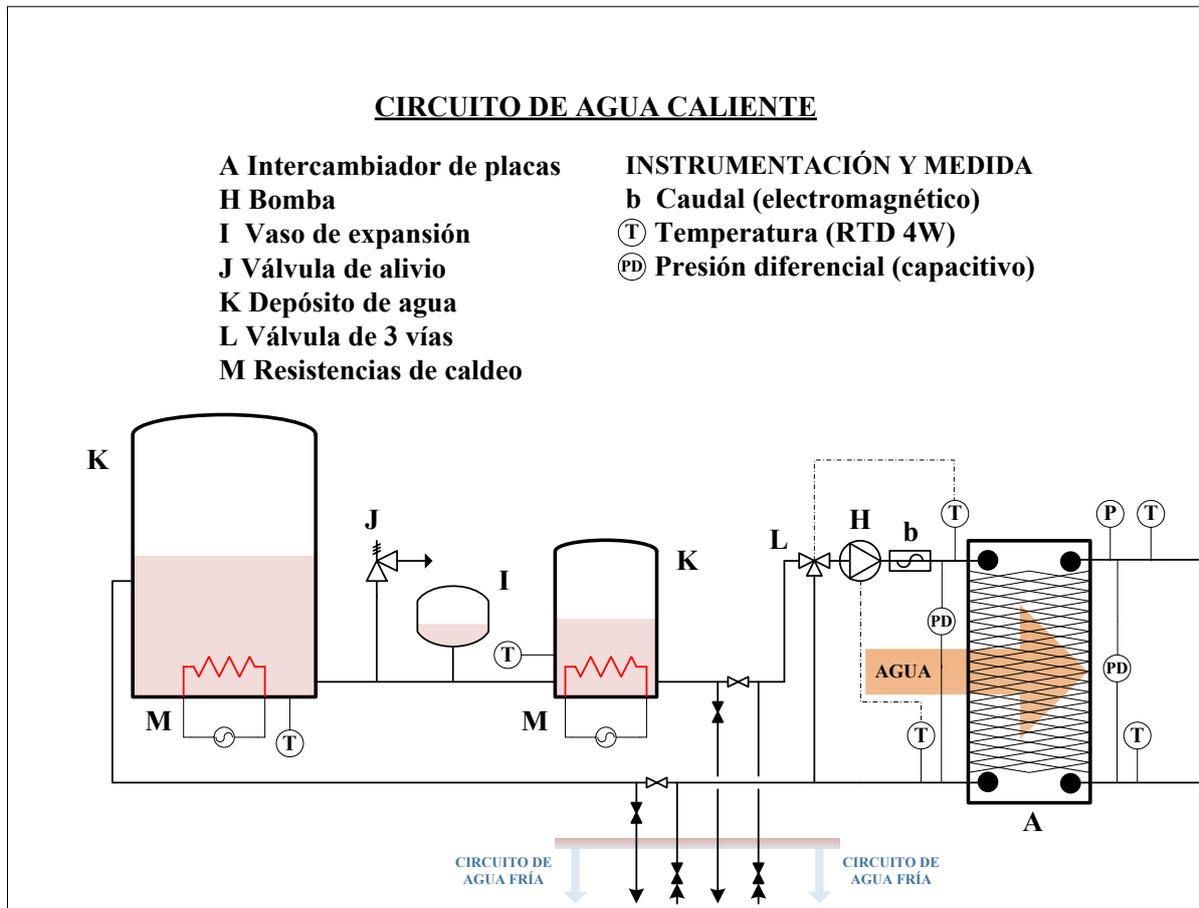


Figura II.9: Esquema del circuito de agua caliente.

El circuito de agua caliente está conectado con el de agua fría mediante un juego de válvulas que permiten alinear cada uno de ellos con el intercambiador agua-refrigerante o con la UTA, en función del modo de funcionamiento de la instalación. Estas uniones están aguas abajo de los depósitos de cada uno de los circuitos, antes de las válvulas de tres vías, por lo que tanto estas como las bombas quedan de forma permanente asociadas bien a la UTA, bien al intercambiador agua-refrigerante, independientemente del modo de funcionamiento. Por tanto, aunque con la instalación en funcionamiento ambos circuitos están aislados el uno del otro, el agua es común y cuenta con un pequeño porcentaje de glicol para poder trabajar a temperaturas próximas a los 0 °C.

El agua fría es retornada al depósito grande, mientras que el depósito pequeño toma agua de este último y es del que aspira el agua caliente la bomba. En aquellos ensayos en los que la potencia de refrigeración no es muy elevada se utiliza únicamente la resistencia de caldeo del depósito pequeño, bastando el tiempo de residencia del agua en el depósito grande para garantizar que el circuito pueda dar las prestaciones térmicas exigidas.

Además de los elementos descritos, este circuito cuenta con purgadores de aire, drenajes con sus respectivas válvulas y válvulas auxiliares.

En cuanto a las tuberías, estas son de polietileno de 1", aisladas mediante coquilla elastomérica de Armaflex®.

II.3.4. Circuito de agua fría

En el circuito de agua fría, **Figura II.10**, es el foco caliente de la bomba de calor funcionando en modo calefacción. A nivel de la instalación, este circuito, junto con la máquina de refrigeración asociada al circuito de aire, extraen calor de la instalación. En él hay un depósito de inercia de 750 litros, cuya agua se enfría mediante una enfriadora de 30,9 kW con agua glicolada en circuito cerrado e independiente del circuito de agua fría, con capacidad para alcanzar los -8 °C. Aunque no se utilice esta funcionalidad, la enfriadora puede funcionar también como bomba de calor con una potencia de 34,5 kW. En modo refrigeración, aguas abajo del depósito hay una válvula de tres vías que une la succión de la bomba alineada con UTA con el retorno de agua de esta. Su función es la de mezclar en la proporción correcta el agua fría del depósito con el agua caliente de retorno de forma que se alcance y mantenga la temperatura fijada a la entrada de la UTA. El caudal que impulsa la bomba está regulado para poder regular la temperatura del aire en la cámara climática, logrando que se mantenga constante en el valor fijado para cada ensayo.

Al igual que en el circuito de agua caliente, además de los elementos descritos, este circuito cuenta con purgadores de aire, drenajes con sus respectivas válvulas y válvulas auxiliares.

En cuanto a las tuberías, estas son de polietileno de 1 ¼", aisladas mediante coquilla elastomérica de Armaflex®.

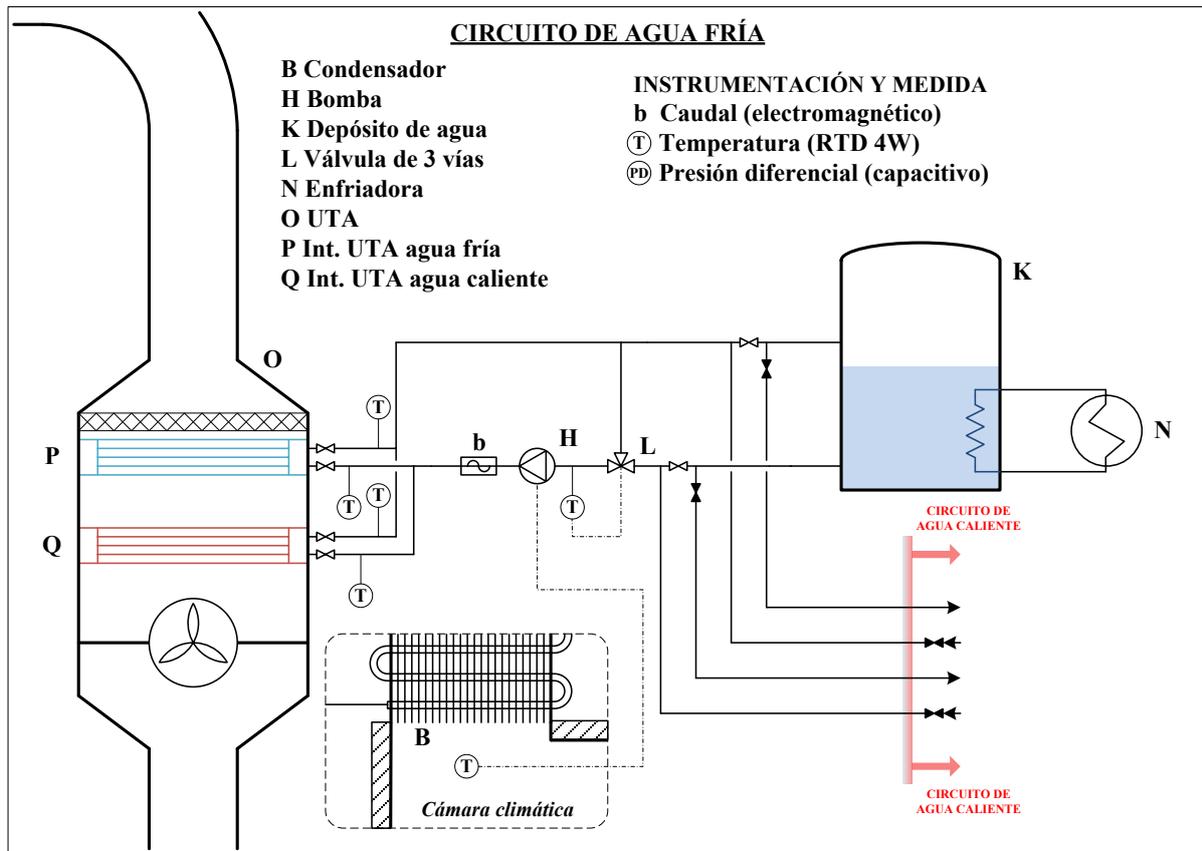


Figura II.10: Esquema del circuito de agua fría.

II.3.5. Intercambiadores aire-refrigerante

En esta tesis doctoral se analiza el comportamiento de la instalación descrita funcionando con un intercambiador aire-refrigerante de tubo aleteado convencional, **Tabla II.1**, con uno de tubo aleteado con minicanales, **Tabla II.2**, cuyas características aportadas por los fabricantes se resumen en este apartado.

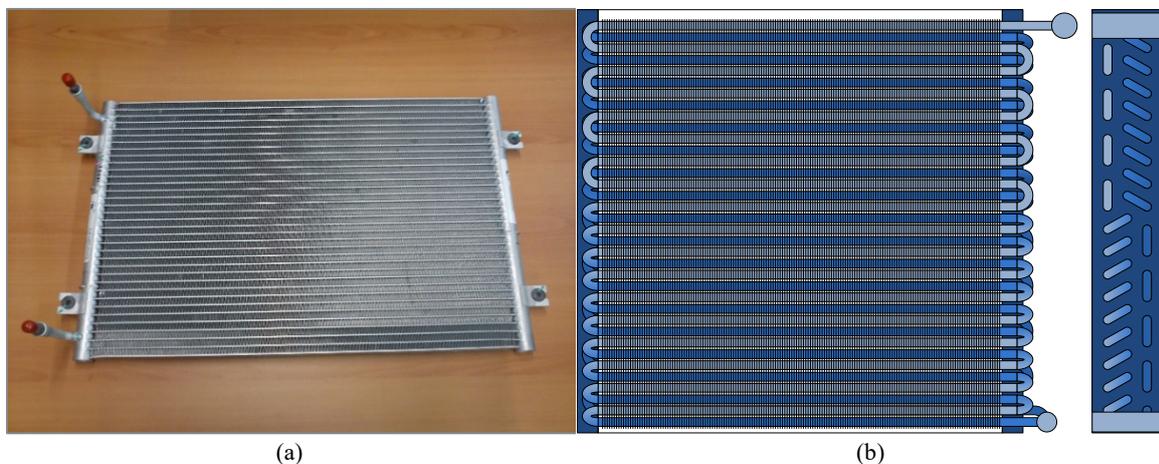


Figura II.11: Fotografía del intercambiador de tubo aleteado con minicanales (a) y esquema del intercambiador de tubo aleteado convencional (b).

Tabla II.1:
Características del intercambiador de tubo aleteado convencional

Marca	SALVADOR ESCODA
Modelo	MF 06 711 54-1
Tipo	Tubo aleteado
Número de filas	18
Número de columnas	3
Número de circuitos	2
Número de pasos	14-13
Grosor de aleta (cm)	0,010
Densidad de aletas (aletas·cm⁻¹)	3,85
Disposición de aletas	Vertical (plana)
Diámetro de tubo (cm)	0,952
Largo x ancho x alto (cm x cm x cm)	45,00 x 45,63 x 6,585
Área efectiva de paso (m²)	0,20534
Superficie total (m²)	9,7972
Tipo de flujo en los circuitos	Transversal
Material tubos/aletas	Cobre/Aluminio

Tabla II.2:
Características del intercambiador de tubo aleteado de minicanales.

Marca	MODINE
Modelo	1E006512
Tipo	Tubo aleteado
Número de filas	33
Número de circuitos	1
Número de pasos	4
Grosor de aleta (cm)	0,020
Densidad de aletas (aletas·cm⁻¹)	3,35
Disposición de aletas	Vertical (zigzag)
Ancho y alto de tubo (cm x cm)	1,88 x 0,193
Largo x ancho x alto (cm x cm x cm)	48,330 x 33,549 x 1,88
Área de paso (m²)	0,1606
Superficie total (m²)	2,6678
Volumen interno (litros)	0,38
Área interna (m²)	1,09
Tipo de flujo en los circuitos	Transversal
Material tubos/aletas	Aluminio/Aluminio

II.3.6. Instalación eléctrica

La instalación dispone de un interruptor diferencial y un magnetotérmico generales que protegen al conjunto. Además, cada uno de los elementos de la instalación está protegido por un interruptor diferencial y uno magnetotérmico de forma individual, incluidos los elementos de control.

Se han montado tres contactores para el control y la protección de la instalación, con los que se puede secuenciar el arranque y parada de los equipos. Estos se han instalado como sigue:

- Contactor 1. Actúa sobre calefactores, máquina de refrigeración auxiliar y resistencias de los depósitos de agua caliente. Permite calentar o enfriar la cámara climática, así como calentar el agua. Se emplea para preparar ensayos programando el arranque de los equipos con antelación a acudir al laboratorio. Para evitar que se activen los calefactores y la máquina de refrigeración auxiliar de forma simultánea, uno de estos equipos permanece con el interruptor magnetotérmico y el diferencial abiertos.
- Contactor 2. Actúa sobre el resto de los equipos salvo los PID. Permite poner en marcha las bombas de agua, la humectadora, la UTA y la enfriadora. Además, alimenta al Contactor 3.
- Contactor 3. Actúa sobre el compresor. La razón por la que este contactor está aguas abajo del Contactor 2 es asegurar que las bombas de agua siempre estén en marcha antes que el compresor evitando que se congele el agua en el interior del intercambiador de placas provocando daños en el mismo.

El accionamiento de estos contactores se realiza mediante una tarjeta de relés cuyo funcionamiento se verá más adelante cuando se describa el control de la instalación.

Los PID han quedado fuera de la actuación de los contactores porque estos son elementos de control, pero también llevan incorporada una medida de seguridad que no puede quedar fuera de servicio en ningún momento.

II.4. Instrumentación de la instalación y sistema de control y adquisición de datos

Para poder estudiar el comportamiento de la instalación esta se ha instrumentado a fin de poder medir todos los parámetros de interés incluyendo temperatura, presión, presión diferencial, caudal, humedad relativa, consumo eléctrico y velocidad del aire. Todas estas medidas están monitorizadas y se registran cada 20 segundos durante los ensayos. Por lo que respecta al control de la instalación, este se realiza mediante un conjunto de seis PID conectados a las variables que caracterizan los ensayos.

II.4.1. Instrumentación

La instalación experimental cuenta con todos los sensores necesarios para la caracterización de esta en cada uno de los ensayos que se realicen. Además, se han instalado sensores adicionales que permiten el control de la instalación. Las características de todos estos sensores se resumen en la **Tabla II.3** y su ubicación se recoge en las figuras que representan cada una de los circuitos de la instalación – **Figura II.5, Figura II.8, Figura II.9 y Figura II.10** –.

El circuito de refrigerante es la parte más importante de toda la instalación y para su estudio es necesario caracterizar todos sus elementos. Por ello, se han montado sensores a la entrada y la salida de intercambiadores, compresor y válvulas de expansión, así como en la línea de líquido. Se han instalado manómetros de efecto piezorrestitivo para medir la presión absoluta en la entrada de ambos intercambiadores, a la entrada de cada una de las válvulas de expansión termostática y en la succión y la descarga del compresor. Además, se han instalado dos sensores de presión diferencial de efecto capacitivo entre la entrada y la salida de ambos intercambiadores para conocer la caída de presión en los mismos. La razón para no utilizar sensores de presión absoluta en la salida de los intercambiadores y hacer la diferencia con la presión en la entrada para determinar la caída de presión es que esta caída puede ser tan pequeña que entre dentro del rango de precisión de los sensores invalidando el dato. En la línea de líquido se ha instalado un caudalímetro de tipo Coriolis para medir el gasto másico del refrigerante, siendo de vital importancia garantizar que no haya mezcla bifásica en este punto para evitar errores en la medición, lo cual se garantiza con los visores de líquido montados. También se han montado sondas de temperatura de tipo Pt-100 en las entradas y salidas de ambos intercambiadores y el compresor, así como en la entrada de las válvulas de expansión termostática. Para poder medir la distribución de temperatura de la fase líquido y la fase vapor en el intercambiador de tubo aleteado convencional, se han instalado diez termopares tipo T de Clase 1 en los codos de los tubos de paso, **Figura II.12**. Finalmente, mediante un vatímetro se miden tensión, potencia activa y potencia reactiva de la alimentación eléctrica del compresor.

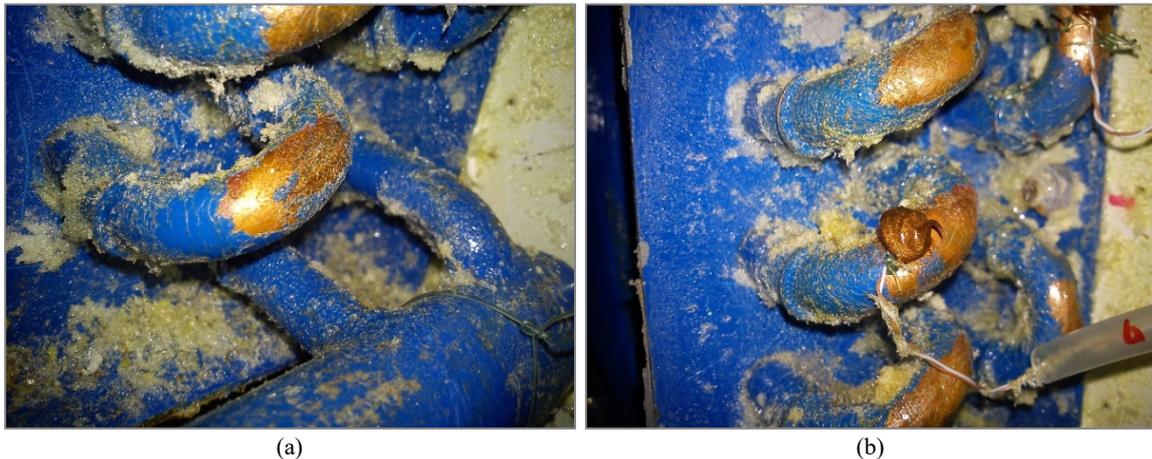


Figura II.12: Fotografías de la colocación de termopar tipo T de Clase 1 en los codos del intercambiador de tubo aleteado convencional.

El circuito de aire también reviste una especial importancia ya que es el fluido secundario en los dos intercambiadores que se quieren ensayar. A la entrada del intercambiador aire-refrigerante hay instalada una parrilla de seis sondas Pt-100 cuyo valor medio es el tomado como temperatura del aire a la entrada de dicho intercambiador, además de una sonda Pt-100 de

tres hilos que se utiliza para el control vía PID de la temperatura en la cámara climática. Junto a ellas hay un barómetro de efecto piezorresistivo y un sensor de humedad relativa, quedando así determinado el estado termodinámico del aire a la entrada del intercambiador. Entre la entrada y la salida del aire del intercambiador hay instalado un sensor de presión diferencial de efecto capacitivo para medir la caída de presión que experimenta el aire. A la salida del intercambiador, en el conducto de aire hay una parrilla con diecisiete sondas Pt-100, **Figura II.13**, cuyo valor medio ponderado en función del caudal de aire según el perfil turbulento es el valor tomado como temperatura del aire a la salida del intercambiador. También hay dos sensores de humedad relativa montados verticalmente en el conducto abarcando cada uno la mitad de la sección transversal cuyo valor medio es el valor tomado como humedad del aire a la salida del intercambiador. Finalmente, para medir el caudal de aire hay instalado un caudalímetro de efecto Venturi, consistente en un tubo Venturi y un manómetro de presión diferencial.

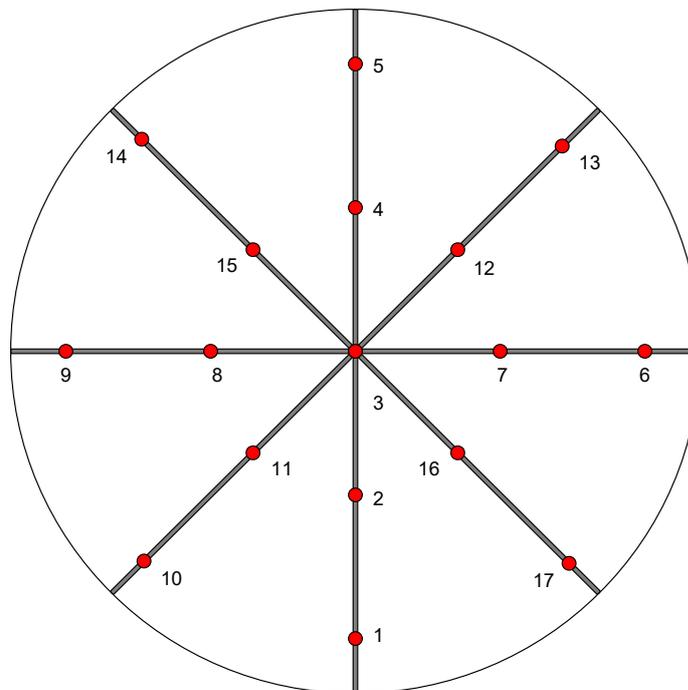


Figura II.13: Posiciones de las 17 sondas de temperatura Pt-100 situadas en el conducto de aire a la salida del intercambiador aire-refrigerante.

Adicionalmente hay doce sondas Pt-100 situadas por parejas en el interior y en el exterior de la cámara climática, en el punto medio de cada pared, el techo y el suelo, a 15 cm de separación, a excepción de la sonda en la parte exterior del suelo de la cámara que se situó entre el suelo de la cámara y el del laboratorio en el que está instalada. De esta forma se conoce la temperatura ambiente en el interior y en el exterior de la cámara climática y el salto térmico.

El circuito de agua asociado al intercambiador agua-refrigerante resulta de mucho interés ya que algunas de las condiciones de ensayo se fijan directamente sobre el mismo, como son la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador. Además, para el cálculo de la energía intercambiada por el agua con el refrigerante en el lado agua se necesita conocer el caudal de esta. Por todo ello, este circuito tiene asociados un caudalímetro de efecto electromagnético en la impulsión de la bomba, un sensor de presión diferencial de efecto capacitivo en el intercambiador con el que se mide la caída de presión en él y tres sondas de temperatura de tipo Pt-100 – entrada y salida del intercambiador y salida de la válvula de tres vías –. Hay otras dos sondas Pt-100 de tres hilos montadas a la entrada y a la salida del intercambiador y conectadas a los PID para control de estas variables de forma que la precisión en la medición no se vea afectada por el uso de estos equipos. Además, hay instaladas sendas termorresistencias en los depósitos de agua que, si bien no revisten de importancia para la caracterización de la instalación, son de gran utilidad para conocer a priori si con la temperatura alcanzada por el agua en los mismos se puede completar un determinado ensayo.

El circuito de agua asociado a la UTA requiere una menor instrumentación ya que sus parámetros de funcionamiento no resultan de interés para la caracterización de la instalación y tan solo es necesario tener cierto control sobre ellos a fin de poder llevar al sistema hasta las condiciones de ensayo y mantener estas. Por ello, tan solo tiene instalados un caudalímetro de efecto electromagnético en la impulsión de la bomba y cinco termorresistencias Pt-100, una en la salida de la válvula de tres vías y en las entradas y salidas de las baterías de intercambiadores de la UTA.

Tabla II.3:
Listado de sensores instalados y su precisión.

ID	Variable	Tipo	Fluido*	Precisión
1	Temperatura	Pt100 RTD 4W	R / Ai / Ag	±0,055 °C
2	Temperatura	Pt100 RTD 3W	Ai / Ag	±0,055 °C
3	Temperatura	Termopar Tipo T Clase 1	R	±0,5 °C
4	Caudal	Efecto Coriolis	R	±0,10 %
5	Caudal	Efecto electromagnético	Ag	±0,25 %
6	Presión	Efecto piezorresistivo	R	±0,15 %
7	Presión	Efecto piezorresistivo	R	±1%
8	Presión	Efecto piezorresistivo	Ai	±0,4 mbar
9	Presión diferencial	Efecto capacitivo	R / Ag	±0,15 %
10	Presión diferencial	Efecto capacitivo	Ai	±0,15 %
11	Humedad relativa	Efecto capacitivo	Ai	±3 %
12	Humedad relativa	Efecto capacitivo	Ai	±3 %
13	Caudal	Venturi + efecto capacitivo	Ai	±2 %
14	Tensión	-**	R	±0,2 %
15	Potencia Activa	-**	R	±0,5 %
16	Potencia Reactiva	-**	R	±0,5 %

* R = Refrigerante, Ai = Aire, Ag = Agua.

** Información facilitada por el fabricante.

II.4.2. Sistema de adquisición de datos

Todos los sensores descritos en el apartado anterior están conectados a dos *dataloggers* que a su vez se conectan a un ordenador en el que está instalado el software LabVIEW™ de NATIONAL INSTRUMENTS que funciona como un Sistema de Supervisión, Control y Adquisición de Datos (*Supervisory, control and data acquisition, SCADA*) y que tiene la particularidad de que es un entorno de programación gráfica. Con este programa se ha creado una aplicación, que en la nomenclatura de este se denomina Instrumento Virtual (en adelante VI por sus siglas en inglés), con la que se representan en tiempo real el valor de las principales variables, así como se muestra la tendencia de estas, al tiempo que van registrando todos los parámetros. Adicionalmente, con este VI se pueden fijar los puntos de consigna de los PID que controlan la instalación y realizar el arranque y la parada de los equipos actuando sobre una tarjeta de relés que actúan sobre los contactores de la instalación eléctrica.

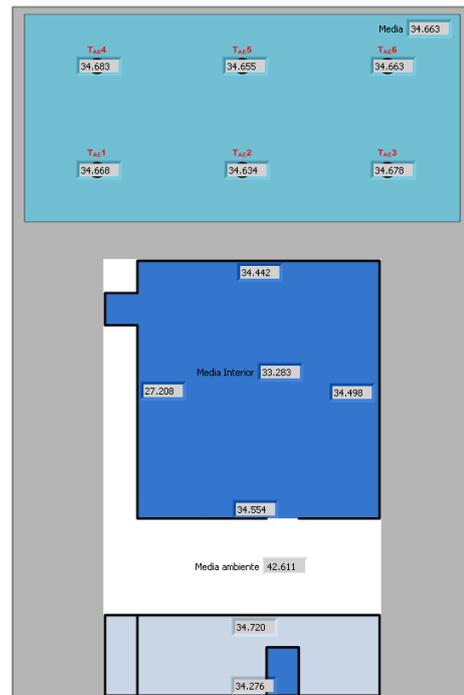
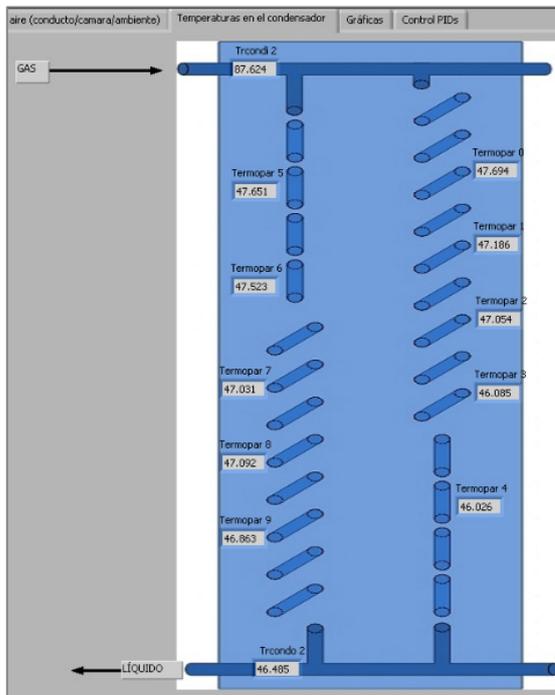
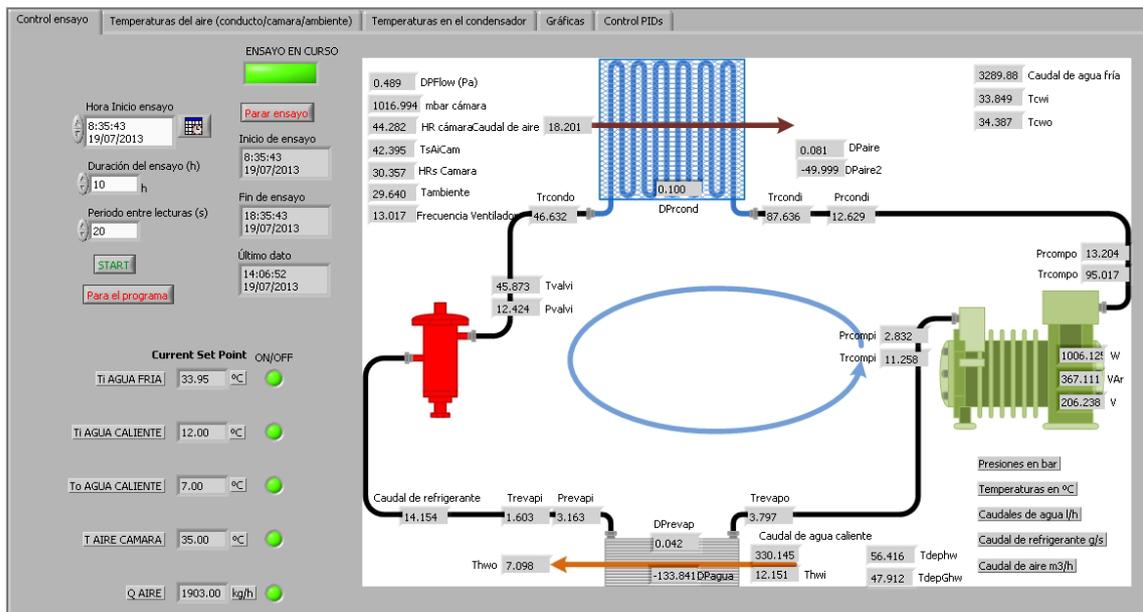


Figura II.14: Capturas de pantalla del VI con la representación de las principales variables en sus posiciones en la instalación.

Mediante la representación gráfica de la tendencia de las variables se puede determinar cuando el sistema ha alcanzado el estado estacionario y cuando se ha mantenido este durante el tiempo suficiente para completar el ensayo, **Figura II.15**.

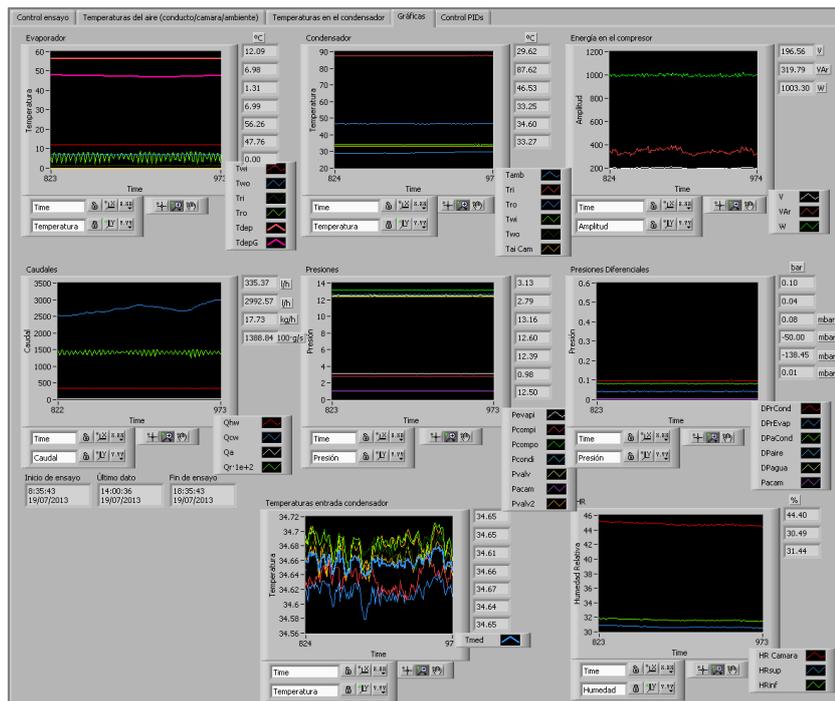


Figura II.15: Captura de pantalla del VI con la representación de las tendencias de las principales variables.

II.4.3. Control de la instalación

Para llevar la instalación a las condiciones de ensayo es necesario tener controlados diferentes parámetros o variables a fin de que se alcance el estado estacionario y se mantenga este el tiempo suficiente para registrar los datos necesarios. Este control se realiza mediante seis controladores PID, modelo PM6 de WATLOW, conectados a los parámetros de interés para llevar la instalación a las condiciones de ensayo y a los actuadores adecuados. **Tabla II.4.** Cuando se han fijado en los PID los puntos de consigna para las variables controladas, también llamadas variables de proceso, el sistema funciona de forma autónoma controlado por los PID que mantienen estables las condiciones.

Tabla II.4:
Controladores PID de la instalación.

ID	Variable a controlar	Actuador
PID 1	Temp. agua a la entrada de la UTA	Válvula de tres vías UTA
PID 2	Temp. agua a la entrada del int. agua-refrigerante	Válvula de tres vías intercambiador
PID 3	Temp. agua a la salida del int. agua-refrigerante	Bomba de agua intercambiador
PID 4	Temp. ambiente en el interior de la cámara climática	Bomba de agua UTA
PID 5	Caudal de aire	Variador de frecuencia UTA
PID 6	Humedad relativa en el interior de la cámara climática	Humectadora

Los PID se han conectado en serie con el ordenador de adquisición de datos con lo que el punto de consigna de los PID se puede cambiar desde el propio dispositivo o desde el VI de

adquisición de datos, **Figura II.16**. En el caso de los PID 2, 3 y 4, se han montado sondas RTD 3W adicionales a las RTD 4W que se utilizan en la adquisición de datos durante los ensayos, con el fin de evitar que la incertidumbre en la medida asociada a los PID se traslade a los resultados experimentales.

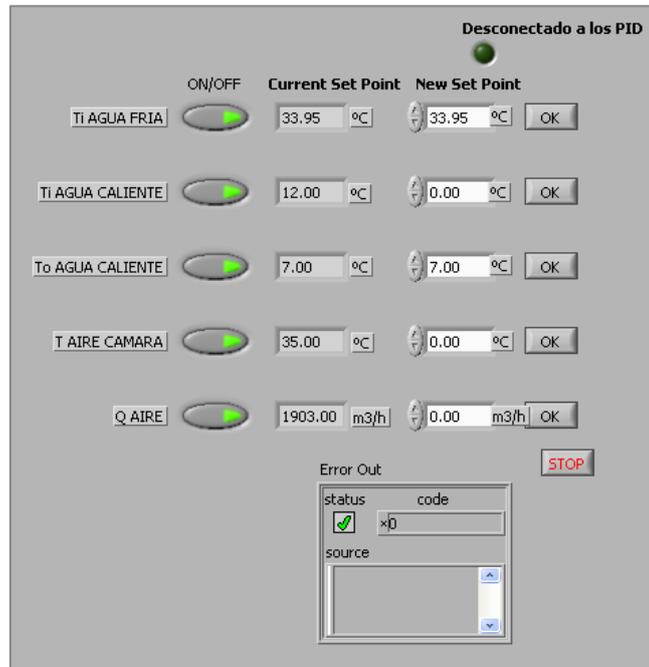


Figura II.16: Captura de pantalla del VI de control de los PID.

El PID 1 tiene como señal de entrada la temperatura del agua a la salida de la válvula de tres vías de la UTA “ $T_{cw,i}$ ”. En modo MR, esta temperatura ha de ser inferior a la temperatura ambiente deseada en la cámara climática “ $T_{a,i}$ ” de forma que el aire pueda enfriarse hasta esta última. La diferencia de temperaturas “ ΔT ” entre ambas ha de ser tal que la bomba de agua asociada a la UTA pueda ir regulando su caudal para mantener la temperatura “ $T_{a,i}$ ” constante sin alcanzar los límites de su rango de caudales ya que en caso contrario no se podría mantener constante la temperatura. En modo MC, sucede al contrario y la temperatura ha de ser superior a la temperatura ambiente buscada en la cámara climática, igualmente garantizando que la bomba pueda regular su caudal sin alcanzar los límites de su rango. La señal de salida actúa sobre el servomotor de la válvula de tres vías de la UTA, mezclando en la proporción adecuada el agua proveniente del depósito de inercia con la de retorno de la UTA hasta lograr la temperatura deseada.

El PID 2 tiene como señal de entrada la temperatura del agua a la entrada del intercambiador de placas. La señal de salida actúa sobre el servomotor de la válvula de tres vías asociada al intercambiador agua-refrigerante. Para alcanzar la temperatura estable a la entrada del intercambiador se mezcla el agua de retorno de este con la que viene del depósito de inercia.

El PID 3 tiene como señal de entrada la temperatura del agua a la salida al intercambiador de placas. La señal de salida actúa sobre el variador de frecuencia de la bomba de agua asociada al intercambiador agua-refrigerante. Para alcanzar la temperatura fijada, el PID varía el caudal de agua que atraviesa el intercambiador para mantener la temperatura constante en el punto de consigna. Como medida de seguridad para evitar la congelación del agua en el interior del intercambiador agua-refrigerante y que esta pueda dañarlo, el PID 3 tiene fijada una alarma de forma que cuando la temperatura baja de 1,5 °C para el compresor actuando sobre su contactor. Se ha desarrollado un VI adicional, independiente del de adquisición de datos y actuación sobre los PID, que controla una tarjeta de relés modelo USB-ERB08 de MEASUREMENT COMPUTING conectada a los contactores de forma que se puede actuar sobre estos programando el arranque y la parada de los equipos.

El PID 4 tiene como señal de entrada la temperatura del aire en el interior de la cámara climática. Se ha instalado una termorresistencia en la entrada del intercambiador de placas, lo más cerca posible de este sin afectar al flujo de aire, de forma que se ajustase correctamente la temperatura del aire en ese punto. La señal de salida actúa sobre el variador de frecuencia de la bomba de agua asociada a la UTA de forma que se regule en caudal de agua hasta conseguir que el aire se enfríe lo suficiente en modo MR o se caliente en modo MC. Evidentemente, se podría haber optado por fijar el caudal de agua y controlar la temperatura en la cámara climática con la temperatura del agua a la entrada de la UTA, pero esta opción tiene varios inconvenientes como que el rango de temperaturas para el agua con el que se puede trabajar es mucho más reducido que el de caudales, habría que determinar qué caudal permite la correcta regulación o que el ajuste de la temperatura resulta más lento que el del caudal, por lo que el control habría sido mucho más complicado.

El PID 5 tiene como señal de entrada el caudal de aire. La señal de salida actúa sobre el variador de frecuencia del ventilador de la UTA ajustando así el caudal de aire al del punto de consigna. Con el control tipo proporcional, integral y derivativo, aunque el caudal permanecía estable, eran perfectamente audibles las fluctuaciones que se producían en él. Para prevenir posibles errores en las mediciones y teniendo en cuenta que las condiciones del sistema son estables durante los ensayos, este PID se ha configurado para que realice un control tipo proporcional, solucionándose así el problema detectado.

El PID 6 tiene como señal de entrada la humedad del aire en la cámara climática. La señal de salida actúa sobre la humectadora aumentando o disminuyendo cantidad de vapor de agua aportada a fin de mantener estable la humedad en el interior de la cámara climática.

Al montar un PID se hace necesario ajustar los valores de sus constantes proporcional, integral y derivativa para que estas sean las adecuadas a la función de transferencia del sistema. Estas constantes se pueden calcular de forma teórica si la función es conocida, pero en general esto no es así en la mayoría de las ocasiones, como en esta instalación experimental. En estos casos lo normal es utilizar la función de autoajuste de los PID ya que determina de forma práctica el valor óptimo de estas constantes.

El funcionamiento de la función de autoajuste es el siguiente: partiendo de un valor de la variable de proceso inferior al del punto de consigna, varía este último a un 90 % del valor que está fijado e intenta hacer que la variable de proceso pase tres veces por el punto de consigna desde valores inferiores al mismo variando la señal de salida, **Figura II.17**. De esta forma el PID internamente mide la velocidad y la magnitud con la que varía la variable de proceso al modificar la señal de salida y calcula internamente el valor óptimo de las constantes. Para realizar estos tres pasos tiene un tiempo máximo de una hora, en caso contrario no se completará el autoajuste.

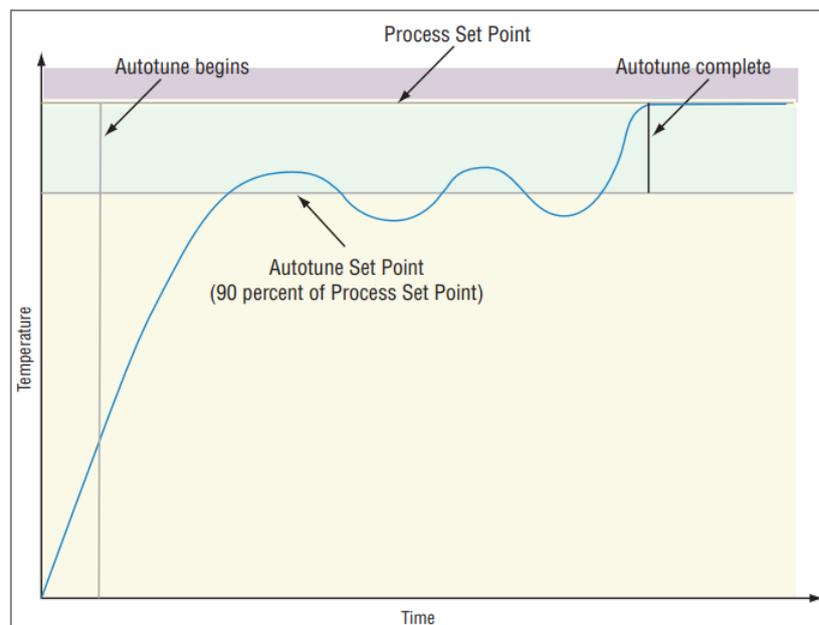


Figura II.17: Ajuste de las constantes proporcional, integral y derivativa en los PID.

Fuente: Manual WATLOW PM 6.

En el caso de la instalación se ha optado por la opción del autoajuste, si bien el PID 4 ha tenido que ajustarse de forma manual ya que la temperatura en la cámara climática tiene una inercia demasiado elevada para que el autoajuste se complete en una hora.

Analizando el control de cada uno de los seis PID puede observarse como el funcionamiento del PID 2 afecta a la regulación que realiza el PID 3 y viceversa. El PID 3 ajusta el caudal para lograr la temperatura del agua adecuada a la salida del intercambiador agua-refrigerante.

Esto afecta a la temperatura de retorno del agua, por lo que la proporción en la que se mezcla este flujo con el del depósito ya no es la adecuada variando la temperatura a la entrada del intercambiador. En ese momento el PID 2 reajusta la posición del servomotor de la válvula de tres vías para llevar la temperatura de entrada hasta el punto de consigna. Esto a su vez afecta a la temperatura del agua a la salida del intercambiador, haciendo de nuevo necesario que actúe el PID 3, volviendo a la situación de partida.

Cuando se está ajustando un PID es conveniente que el sistema responda exactamente como lo haría en condiciones normales. De esta forma para ajustar el PID 2 es necesario que el PID 3 esté ajustado correctamente y viceversa. Para lograr esto, la solución adoptada es mantener estable la señal de salida en el PID 3 y ajustar el PID 2. De esta forma el PID 2 queda configurado de forma óptima cuando el caudal de agua es constante, lo cual sería aproximadamente el caso cuando la instalación alcance condiciones estables. Después se ajusta el PID 3 dejando que el PID 2 actúe de forma normal, quedando ahora el PID 3 correctamente ajustado a una situación de funcionamiento real. Para mejorar el ajuste de ambos PID, se repite este proceso, pero esta vez se deja que el PID que no se está ajustando regule como lo haría en una situación real.

Esta situación también se produce entre los PID 1 y PID 4, pero en este caso la interacción es mucho menor y no se hace necesario ajustar los PID de forma conjunta, si bien el PID 1 se ajusta en primer lugar al resultar el ajuste del PID 4 mucho más complicada por las razones expuestas anteriormente.

Los PID pueden funcionar en modo de acción directa o en modo de acción inverso – modos COOL y HEAT respectivamente en los PID utilizados –. En modo directo cuando la variable de proceso toma un valor superior al de consigna el PID reacciona aumentando el valor de la señal de salida. En modo inverso el funcionamiento es el contrario y cuando la variable de proceso toma un valor superior al de consigna el PID reacciona disminuyendo el valor de la señal de salida. En la instalación, algunos PID están configurados en modo COOL y otros en modo HEAT, además, la configuración depende de si se está trabajando en modo MR o en MC, **Tabla II.5.**

Tabla II.5:
Configuración de los PID en función del modo de funcionamiento de la instalación

ID	Modo calefacción (MC)	Modo refrigeración (MR)
PID 1	Acción directa (COOL)	Acción inversa (HEAT)
PID 2	Acción inversa (HEAT)	Acción directa (COOL)
PID 3	Acción inversa (HEAT)	Acción directa (COOL)
PID 4	Acción inversa (HEAT)	Acción directa (COOL)
PID 5	Acción inversa (HEAT)	Acción inversa (HEAT)
PID 6	Acción inversa (HEAT)	Acción inversa (HEAT)

Las constantes de los PID han de ser calculadas para cada uno de los modos de funcionamiento según el proceso indicado anteriormente. Estas constantes se han guardado a fin de poder recuperarlas cuando se cambia el modo de funcionamiento de la instalación y no tener que repetir el proceso.

En la instalación hay otro elemento de control no asociado a los PID. Se trata de un variador de frecuencia que alimenta eléctricamente al compresor y que se ajusta para realizar ensayos a frecuencias distintas de 50 Hz. Este elemento se desmonta cuando se quieren realizar ensayos a 50 Hz para que no influya en la medida de la potencia consumida por el compresor.

Finalmente, se instaló el software TeamViewer™ de control remoto que permite manejar la instalación a distancia con ayuda de los sistemas descritos anteriormente, pudiéndose realizar ensayos sin tener que estar físicamente en la instalación arrancando y parando equipos, y cambiando los puntos de consigna.

II.5. Normativa de referencia

Para el diseño de la instalación y los procedimientos de medida se ha seguido la normativa técnica de aplicación en sistemas de calefacción y aire acondicionado, intercambiadores de calor y calibración de cámaras climáticas.

La guía técnica DKD-R 5-7 “*Calibration of Climatic Chambers*”, del equivalente alemán a la ENAC, recoge una serie de requisitos para la calibración de cámaras climáticas para su uso en ensayos de temperatura y humedad relativa o solo temperatura, y también de puntos de medida concretos dentro de una cámara climática. En su capítulo 5 “*Requirements for climatic chamber (calibratability)*” especifica ha de renovarse el aire del interior de la cámara al menos una vez cada 30 segundos lo que dadas las dimensiones de la cámara climática y la velocidad del aire que atraviesa el intercambiador aire-refrigerante se cumple. Por otra parte, también indica que en el rango de temperaturas admisibles va desde los -90 a los +500 °C, requisito que también se cumple en nuestro caso.

La norma ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2001) “*Standard method for temperature measurement*” establece una serie de recomendaciones prácticas para la medición de temperatura en ensayos de equipos de refrigeración. En su apartado “*4.2 Instruments*” indica que la precisión en la medida de temperatura de refrigerante cuando se produce un cambio de fase del mismo – como en la caracterización de evaporadores y condensadores – ha de ser de $\pm 0,6$ °C, mientras que para el caso de refrigerante sin cambio de fase – compresor, entrada a válvula de

expansión... —, aire o agua, se reduce a $\pm 0,1$ °C, valores que en ambos casos se cumplen con las termorresistencias montadas en la instalación, las cuales además son recomendadas en la norma. En el mismo apartado se indica que la toma de lecturas debe realizarse cada 1 minuto como máximo en el caso de ensayos en estado estacionario, alcanzando un error máximo de $\pm 0,17$ °C. En el apartado “6 *Airstream temperture measurements*” se alerta de que en la determinación de la temperatura del aire hay que tener en cuenta la posibilidad de que la temperatura y la velocidad del aire en general no son uniformes en toda la corriente fluida, y en el caso de procesos en los que haya condensación de vapor de agua tampoco lo será la humedad del aire. Para solventar estos problemas recomienda el uso de mezcladores de sección circular o rectangular con láminas que provoquen la mezcla de la corriente de aire hasta lograr que una corriente homogénea. Esta recomendación también se recoge en la norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92) “*Standard methods for laboratory airflow measurement*”. En la instalación se probaron dos elementos para el mezclado y homogeneización del flujo de aire, un diseño de sección circular con varios listones enfrentados como el ejemplo de esta norma, **Figura II.18**, y uno de sección rectangular y dos aletas arqueadas enfrentadas, **Figura II.19**, concluyéndose que el segundo modelo tenía una mayor efectividad en el mezclado con una menor pérdida de carga, por lo que se optó por utilizar este.

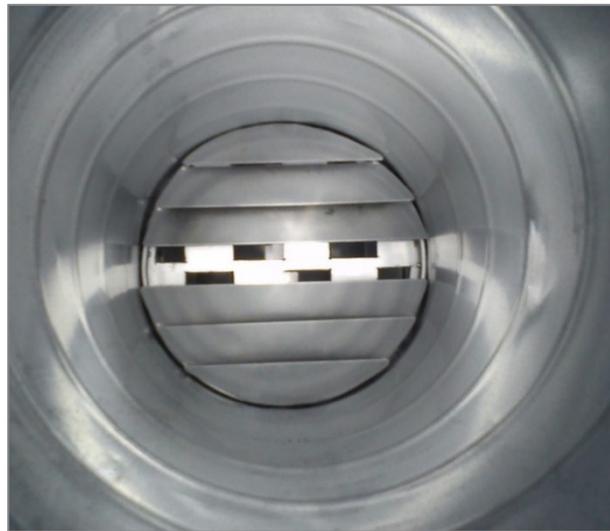


Figura II.18: Mezclador de aire de sección circular.

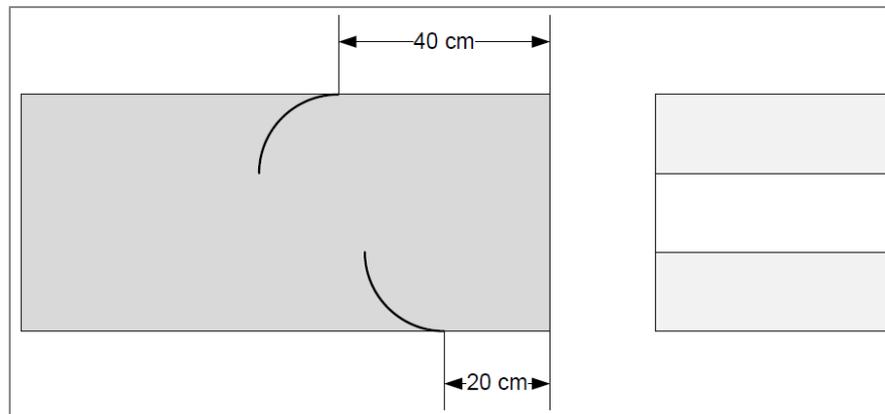
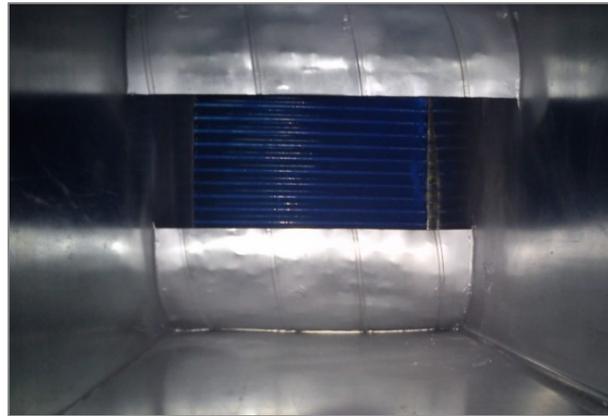


Figura II.19: Mezclador de aire de sección rectangular.

Basándose la norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92) “*Standard methods for laboratory airflow measurement*” se ideado un sistema para la medición de la temperatura del aire que atraviesa el intercambiador aire-refrigerante. El sistema consta de dos crucetas con un total de diecisiete sensores de temperatura distribuidos uniformemente. La temperatura media es calculada ponderando cada medida con el caudal que atraviesa la sección cercana al mismo.

Las normas UNE-EN 327 “*Intercambiadores de calor. Aerocondensadores de convección forzada. Procedimiento de ensayo para determinar sus prestaciones*” y UNE-EN 328 “*Intercambiadores de calor. Procedimientos de ensayo para determinar las prestaciones de enfriadores por aire de convección forzada*” dan una serie de recomendaciones para la realización de ensayos de equipos de refrigeración que incluyen aspectos como la ubicación y características de los sensores utilizados que se han seguido en el diseño de la instalación.

Para la medición de las temperaturas en el refrigerante y el agua, se indica que las mediciones se realicen lo más cerca posible de las salidas del intercambiador y a no más de 0,5 m de este. En el caso del aire, especifica que a la entrada se tomen no menos de seis puntos y que en cualquier caso no haya menos de un sensor por cada 0,2 m² de superficie frontal del intercambiador,

por lo que se instalaron seis sondas en los puntos medios de seis secciones rectangulares. Igualmente, para la medición de la temperatura del aire interior y ambiente de la cámara climática se recomienda montar un sensor a ambos lados de las paredes, techo y suelo, a 15 cm de separación de estas salvo en el caso de que suelo esté en contacto con el del laboratorio en cuyo caso se situará entre ambas superficies. La humedad relativa ha de medirse en un punto dentro de la cámara climática. Para la medición de las presiones se dan recomendaciones similares a las de las temperaturas para el agua y el refrigerante. En cuanto a la medida de caudal tan solo se hace referencia a que se sigan las indicaciones del fabricante de estos instrumentos.

En cuanto a la ubicación del intercambiador aire-refrigerante, se indica que no debe de haber ningún obstáculo frente a la entrada de este a menos de $1,5 \cdot \sqrt{\text{Área de paso}}$, ni lateralmente a menos de $0,75 \cdot \sqrt{\text{Área de paso}}$, lo cual se cumple holgadamente.

Estas normas, al igual que la norma UNE-EN 14511 “*Acondicionadores de aire, enfriadoras, de líquido, y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y refrigeración de locales*”, establecen unos límites para las incertidumbres en las medidas de temperatura, presión, presión diferencial, caudal, energía eléctrica, tensión y frecuencia, estando la incertidumbre asociada a los elementos de la instalación dentro de los valores admisibles.



CAPÍTULO III.

METODOLOGÍA DE ENSAYO

III.1. Introducción

En este capítulo se presentarán las campañas de ensayos planteadas para la caracterización de la bomba de calor en ambos modos de funcionamiento y con ambos tipos de intercambiador. Para ello se revisará la normativa de la que se han extraído las condiciones de ensayo. Así mismo se expondrá el análisis de incertidumbre de la instalación y el procedimiento de ensayo definido.

III.2. Resumen

Las normas UNE-EN 327, UNE-EN 328, UNE-EN 14511 y ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2001) dan indicaciones sobre la frecuencia de muestro, las condiciones de ensayo para cada modo de funcionamiento y la incertidumbre que se puede admitir en las mediciones para considerar un ensayo como válido. En base a estas se define un procedimiento de ensayo que abarca desde la puesta en funcionamiento del sistema hasta el análisis de los resultados obtenidos.

Partiendo del ensayo de referencia se definen dos campañas experimentales, una en modo calefacción y otra en modo refrigeración, en las que modificando las condiciones de funcionamiento respecto a las del ensayo de referencia se pueden estudiar los efectos que estas tienen en el comportamiento del sistema.

En el modo calefacción se analizan los efectos de las variaciones en la humedad relativa del aire, el caudal de aire, el gasto másico de refrigerante mediante la modificación la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor y el sobrecalentamiento. Por su parte, en el modo refrigeración se definen los ensayos para poder analizar los efectos de las variaciones en la temperatura del aire, el caudal de aire, el gasto másico de refrigerante mediante la modificación la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor y el subenfriamiento.

Finalmente, siguiendo las indicaciones de la norma JCGM 100:2008 “*Expresión de la incertidumbre de medida*” se calculan la incertidumbre típica para las variables medidas directamente sobre el sistema, la incertidumbre combinada para las variables calculadas a partir de otras variables y la incertidumbre expandida para ambas. Con estos resultados se concluye la validez del procedimiento de ensayo y los resultados obtenidos para poder analizar el comportamiento del sistema.

III.3. Normativa de ensayo

Siguiendo la normativa de aplicación se ha desarrollado un procedimiento para la realización de los ensayos y se ha seleccionado un ensayo de referencia a partir del cual se puede definir la matriz de ensayos a realizar. Las normas que se han seguido para lograr esto son:

- UNE-EN 327 “*Intercambiadores de calor. Aerocondensadores de convección forzada. Procedimiento de ensayo para determinar sus prestaciones*”.
- UNE-EN 328 “*Intercambiadores de calor. Procedimientos de ensayo para determinar las prestaciones de enfriadores por aire de convección forzada*”.
- UNE-EN 14511 “*Acondicionadores de aire, enfriadoras, de líquido, y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y refrigeración de locales*”.
- ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2001) “*Standard method for temperature measurement*”.

En adelante se utilizará su numeración para referirse a ellas.

La norma UNE-EN 14511 en su “*Parte 2: Condiciones de ensayo*” recoge los requisitos para la realización de los ensayos de los equipos de refrigeración y calefacción. En general se recomienda que la temperatura ambiente se encuentra entre 15 °C y 30 °C, mientras que las normas UNE-EN 327 y UNE-EN 328 tan solo indican que la diferencia entre la temperatura del aire en el interior de la cámara climática y el ambiente exterior no supere los 40 K, siendo ambas premisas acordes con la temperatura en el laboratorio donde se encuentra la instalación y las de los ensayos realizados. En cuanto a las condiciones de ensayo de equipos como el de la instalación experimental, establece que para los ensayos en modo calefacción la temperatura del aire a la entrada del intercambiador aire-refrigerante “ $T_{a,i}$ ” ha de ser de 7 °C, la temperatura del agua a la entrada del intercambiador agua-refrigerante “ $T_{w,i}$ ” ha de ser de 30 °C y la de salida “ $T_{w,o}$ ” de 35 °C. Para los ensayos en modo refrigeración “ $T_{a,i}$ ” ha de ser de 35 °C, “ $T_{w,i}$ ” ha de ser de 12 °C y “ $T_{w,o}$ ” de 7 °C. A partir de estas condiciones se desarrolla la matriz de ensayos.

La normativa específica que para la realización de los ensayos en primer lugar ha de llevarse la instalación al estado estacionario en los parámetros del ensayo y mantener el mismo un tiempo que garantice que no hay variaciones significativas en el funcionamiento del sistema. Transcurrido este tiempo, se toman los datos que constituyen el ensayo propiamente dicho. Las normas UNE-EN 327, UNE-EN 328 y UNE-EN 14511 difieren parcialmente en qué parámetros han de permanecer estables para considerar que la instalación ha alcanzado el estado transitorio y en el rango máximo en el que pueden variar estos, **Tabla III.1**, siendo la UNE-EN 14511 la más

permisiva en las variaciones, pero también la que considera más parámetros a tener en cuenta. Esta norma además de las variaciones puntuales hace referencia a los valores medios de los parámetros durante el ensayo.

Tabla III.1:
Variación puntual máxima de los parámetros de funcionamiento para alcanzar el estado estacionario.

Parámetro	UNE-EN 327	UNE-EN 328	UNE-EN 14511*
Temp. agua entrada (K)	-	-	±0,5 (0,2)
Temp. agua salida (K)	-	-	±0,6 (0,3)
Caudal volumétrico agua (%)	±3	±0,5	±5 (2)
Diferencia de presión estática agua (%)	-	-	±10 (-)
Temp. aire entrada (K)	±0,2	±0,2	±1 (0,3)
Caudal volumétrico aire (%)	±2	±2	±10 (5)
Diferencia de presión estática aire (%)	-	-	±10 (-)
Temp. líquido refrigerante (K)	±0,3	±0,3	±2 (1)
Temp. de vapor saturado/punto de ebullición (K)	±0,5	±0,5	±1 (0,5)
Tensión (%)	±1	±1	±4 (4)
Temp. de sobrecalentamiento (K)	±2	±1	-
Temperatura ambiente laboratorio (K)	±1	±1	-
Gasto másico de refrigerante (%)	±3	-	-

* Entre paréntesis la variación de la media de los parámetros durante el ensayo.

Las normas UNE-EN 327 y UNE-EN 328 indican además que las temperaturas durante el ensayo no deben fluctuar más de un $\pm 2,5$ %. En la ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2001) también hay unos rangos de variación recomendados, pero esta solo hace referencia a mediciones de temperatura y refiere a utilizar otros rangos incluidos en normativas de ensayo como las utilizadas, por lo que no se han incluido sus indicaciones en la **Tabla III.1**. La determinación de la incertidumbre de las mediciones realizadas se hace de acuerdo con la norma JCGM 100:2008 “*Evaluation of measurement data. Guide to the expression of uncertainty in measurement*”.

En lo que al registro de datos se refiere, la ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 (RA 2001) recomienda que este se haga en intervalos de no más de un minuto, sin embargo, la UNE-EN 14511 (“*Parte 3: Métodos de ensayo*”) es más restrictiva en este aspecto y especifica que los intervalos sean de no más de 30 segundos y que se recojan al menos setenta mediciones.

Finalmente, la UNE-EN 327 y la UNE-EN 328 especifican que la potencia frigorífica ha de ser determinada por dos métodos de forma simultánea, es decir, en el lado refrigerante y en el del fluido secundario, no habiendo más de un ± 4 % de diferencia en el resultado, salvo en el caso del aire por la dificultad que este implica por la estratificación del mismo y por la formación de escarcha en el intercambiador.

III.4. Procedimiento de ensayo

Para poder realizar los ensayos la instalación ha de alcanzar un estado estacionario y permanecer en el mismo durante el tiempo suficiente para disponer de un conjunto representativo de datos que permitan caracterizar el sistema de refrigeración en esas condiciones.

Tras fijar los parámetros de ensayo en los PID, la instalación es puesta en funcionamiento y se comienza la recolección de datos en un fichero de texto mediante el VI descrito en el capítulo anterior. En el mismo, se representan gráficamente las variables que se fijan para cada ensayo y todas aquellas que resulta de interés tener controladas. Gracias a esta representación gráfica se puede observar cuando se alcanza el estado estacionario.

En cumplimiento de las recomendaciones de la normativa, para los ensayos realizados se fija un intervalo de 20 segundos para el muestreo de datos y un total de noventa mediciones, recogiendo por tanto datos con mayores frecuencia y cantidad que las mencionadas en las normas.

Una vez finaliza el ensayo, los datos obtenidos son analizados mediante un *script* programado en el software MATLAB® de MathWorks®, realizándose en primer lugar una representación gráfica de las principales variables que permite elegir de forma gráfica el intervalo más estable del que se tienen datos. Para ese intervalo se obtienen la media y la desviación típica de cada parámetro de ensayo y se almacenan en un fichero de texto.

Finalmente se introducen los datos obtenidos en una hoja de cálculo de Excel en la que se calculan mediante una librería del programa REFPROP® (“*Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*”) versión 8.0 del NIST (“*National Institute of Standards and Technology*”) las entalpías del aire, el agua y el refrigerante y se calculan las potencias en los intercambiadores y el COP o el EER según el tipo de ensayo, la vez que se analiza si las variaciones durante el ensayo permiten dar validez a este. Este programa utiliza tablas y correlaciones matemáticas obtenidas experimentalmente para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los fluidos de su base de datos (incluidos el agua, el aire y el R134a).

III.5. Análisis de incertidumbre

Antes de comenzar la determinación de la incertidumbre asociada a las mediciones realizadas, cabe preguntarse si todos los datos registrados son válidos o si alguno debería ser rechazado, en cuyo caso, si se descartasen un elevado número de mediciones podrían llegar a desecharse el ensayo por completo y tener que repetirse mejorando la estabilidad del sistema. Este cribado se realiza mediante la aplicación de técnicas estadísticas, siendo las más extendidas el

criterio de Chauvenet y el método Thompson- τ modificado. En ambas se calcula el valor absoluto de la diferencia entre una medición y la media de todas las mediciones realizadas. Si el valor obtenido es mayor que la desviación estándar por un determinado factor de recubrimiento se descarta esa medición. La diferencia está en el cálculo del factor de recubrimiento, basándose Chauvenet en la distribución normal de probabilidad y Thompson en la distribución t de Student. Con estas técnicas ha de tenerse en cuenta que existe la posibilidad de que datos anómalos pasen el cribado y sean aceptados y que datos válidos sean rechazados. Por ello hay autores que consideran que no deberían de aplicarse estas técnicas y que todas las mediciones deberían de ser tenidas en cuenta en el análisis de resultados. En procedimientos de ensayo como el utilizado en esta tesis en el que se realizan mediciones en estado estacionario no se suelen dar rechazos de datos en aquellas variables de interés para el estudio ya que las únicas variables con una desviación estándar significativa son aquellas que ajustan los PID para mantener todo el sistema estable.

Para la determinación de la incertidumbre asociada a cada medida, se sigue la norma JCGM 100:2008 y más concretamente su traducción realizada por el Centro Español de Metrología (CEM).

En la instalación estudiada se tienen dos tipos de variables, las que se miden de forma directa, para los que su incertidumbre se calcula como la incertidumbre típica (evaluaciones tipo A y tipo B en la normativa) y las que se calculan a partir otras variables que pueden ser medidas o calculadas, en cuyo caso su incertidumbre se calcula como la incertidumbre típica combinada. Una vez obtenidas estas incertidumbres, se calcula para cada variable la incertidumbre expandida aplicando un factor de cobertura que proporciona un nivel de confianza del 95 %.

Las variables que se miden directamente sobre el sistema tienen una incertidumbre típica “ u ” que depende del equipo de medida (incertidumbre “ u_e ”), los instrumentos que convierten la señal medida en la variable física que queremos conocer (incertidumbre “ u_d ”, que en la instalación se corresponde con el *datalogger*), y de otros factores (incertidumbre “ u_m ”) como pueden ser el ruido que afecta a las señales, la temperatura ambiente, la humedad, inestabilidades en el estado estacionario (Coleman et al., 2009)... Los dos primeros componentes de la incertidumbre son dados por los fabricantes de los equipos, lo que se corresponde con una evaluación tipo B, mientras que el tercero se obtiene estadísticamente a partir de las mediciones realizadas a partir de una evaluación tipo A.

Para un conjunto de “ n ” medidas de una variable “ x ” con una desviación típica “ s ”, su incertidumbre viene dada por la expresión (III.1):

$$u_m(x) = \pm \sqrt{\frac{s^2(x)}{n}} \quad (\text{III.1})$$

La incertidumbre total asociada a una variable medida directamente utilizando un proceso como el anteriormente descrito vendrá dada por la expresión (III.2):

$$u(x) = \pm \sqrt{u_m^2 + u_e^2 + u_d^2} \quad (\text{III.2})$$

Cuando la determinación del valor de una variable “ y ” se hace mediante la aplicación de una fórmula matemática en la que intervienen otras variables “ x_i ” con sus respectivas incertidumbres “ $u(x_i)$ ”, el procedimiento difiere del descrito para magnitudes medidas de forma directa. En primer lugar, sea “ f ” la función que relaciona “ y ” con las magnitudes “ x_1 ”, “ x_2 ”, “ x_3 ”, “ x_4 ”, ..., “ x_N ”, dada por la expresión (III.3):

$$y = f(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_N) \quad (\text{III.3})$$

La mejor estimación del valor verdadero de “ y ” tras “ n ” observaciones viene dada por la utilización de las medias aritméticas de las magnitudes que forman parte de esa expresión, quedando, por tanto, la ecuación (III.4):

$$Y = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \bar{x}_4, \dots, \bar{x}_N) \quad (\text{III.4})$$

Para la determinación de la incertidumbre se utiliza la incertidumbre típica combinada de la estimación de la variable “ y ”, denotada por “ $u_c(y)$ ” y que en el caso de que las magnitudes “ x_i ” no estén correlacionadas viene dada por la fórmula (III.5):

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 \cdot u^2(x_i) \quad (\text{III.5})$$

donde “ $u(x_i)$ ” es la incertidumbre de la magnitud “ x_i ”, que ha de ser determinada previamente.

En este estudio las propiedades del refrigerante, el agua y el aire se determinan mediante el software REFPROP®. En estos casos se realizan “ n ” mediciones sobre la temperatura y la presión de un fluido en un determinado punto del circuito y a partir de estos el programa proporciona valores como la entalpía específica, además de una estimación del error cometido como un porcentaje sobre el resultado arrojado.

Una vez se dispone de las incertidumbres típicas o combinadas, se puede estimar un intervalo de confianza dentro del cual se encuentra el valor verdadero de la variable o parámetro, multiplicando la incertidumbre por un factor de cobertura “*k*”, cuyo valor para un nivel de confianza del 95 % es 1,96. A esta incertidumbre se la denomina incertidumbre expandida y los valores de las variables vendrán expresados según se indica en las expresiones (III.6) y (III.7):

$$X = \bar{x} \pm u(x) \cdot k \tag{III.6}$$

$$Y = \bar{y} \pm u_c(y) \cdot k \tag{III.7}$$

Este procedimiento ha sido aplicado sobre la instalación. Las incertidumbres expandidas asociadas a los equipos de medida y al *datalogger* se obtienen a partir de los datos del fabricante y son comunes a todos los ensayos, **Tabla III.2**. En caso del caudal de aire, este tiene en cuenta la incertidumbre del tubo de Venturi y del sensor de presión diferencial asociado a este.

Tabla III.2:
Incertidumbre expandida de los dispositivos de medición con un nivel de confianza del 95 %.

ID	Variable	Tipo de equipo	Rango de medida	Incertidumbre máxima
1	Temperatura	Pt100 RTD Clase A 1/10 DIN	223-523 K	±0,1 K
2	Presión absoluta	Efecto piezorresistivo	0-1.600 kPa	±27,71 kPa
3	Presión absoluta	Efecto piezorresistivo	0-5.000 kPa	±14,55 kPa
4	Presión absoluta	Efecto piezorresistivo	80-110 kPa	±1,65 kPa
5	Presión diferencial	Efecto capacitivo	-249-249 kPa	±0,54 kPa
6	Gasto másico de refrigerante	Efecto Coriolis	0-0,605 kg·s ⁻¹	±0,14·10 ⁻³ kg·s ⁻¹
7	Caudal de agua	Efecto electromagnético	0-0,14·10 ⁻⁴ m ³ ·s ⁻¹	±0,33·10 ⁻⁵ m ³ ·s ⁻¹
8	Caudal de aire	Venturi + efecto capacitivo	0,083-0,972 m ³ ·s ⁻¹	±0,21·10 ⁻¹ m ³ ·s ⁻¹
9	Humedad relativa	Efecto capacitivo	0-100 %	±3,35 %
10	Potencia Activa	Transductor	0-1.500 W	±8,66 W

Con estos valores se determinan las incertidumbres típicas y se puede proceder al cálculo de las incertidumbres combinadas utilizando el método de propagación de la incertidumbre, siendo ya función de los ensayos realizados.

En los ensayos en modo refrigeración, la incertidumbre expandida, **Tabla III.3**, para los parámetros calculados es muy buena, salvo en el caso de la potencia calorífica en el condensador para el lado aire y la del evaporador para el lado agua. En ambos casos, la elevada incertidumbre obtenida proviene del gran número de variables que intervienen en el cálculo de las potencias, pero no de las incertidumbres asociadas a las variables medidas directamente sobre el sistema. De hecho, en el caso más desfavorable (incertidumbre relativa del 114 % para la potencia calorífica en el lado aire del condensador) la incertidumbre expandida de todas las variables implicadas es siempre inferior al 1%, excepto para la densidad del aire que es inferior al 2 % y cuyo valor depende de la incertidumbre asociada al uso de REFPROP® y de la incertidumbre típica de la humedad específica.

Tabla III.3:
Incertidumbre expandida de las mediciones experimentales con un nivel de confianza del 95 % (modo refrigeración).

ID	Parámetro	Incertidumbre absoluta	Incertidumbre relativa
1	Potencia eléctrica del compresor (kW)	$\pm 5,01 \cdot 10^{-3} - 3,17 \cdot 10^{-2}$	0,54-3,98 %
2	Potencia calorífica en el evaporador lado refrigerante (kW)	$\pm 5,63 \cdot 10^{-2} - 7,45 \cdot 10^{-2}$	2,82-4,05 %
3	Potencia calorífica en el evaporador lado agua (kW)	$\pm 0,1352 - 0,4536$	6,37-33,66 %
4	Potencia calorífica en el condensador lado refrigerante (kW)	$\pm 6,16 \cdot 10^{-2} - 8,14 \cdot 10^{-2}$	2,43-3,06 %
5	Potencia calorífica en el condensador lado aire (kW)	$\pm 0,9389 - 3,4956$	34,53-114,09 %
6	EER (-)	$\pm 6,12 \cdot 10^{-2} - 1,302 \cdot 10^{-1}$	2,88-5,49 %
7	Presión de evaporación (kPa)	$\pm 14,55 - 14,57$	4,52-6,67 %
8	Presión de condensación (kPa)	$\pm 27,72 - 27,74$	2,13-3,61 %

Cuando se aplica el método de la propagación de la incertidumbre a la ecuación de la potencia calorífica para el lado aire en el condensador (III.8) la fórmula obtenida para el cálculo de la incertidumbre combinada (III.9) tiene siete componentes:

$$\dot{Q}_{cond,a} = \dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot [h_{a,out} - h_{a,in} + \omega \cdot (h_{v,out} - h_{v,in})] \quad (III.8)$$

$$\begin{aligned} u^2(\dot{Q}_{cond,a}) = & \{ \rho_a \cdot [h_{a,out} - h_{a,in} + \omega \cdot (h_{v,out} - h_{v,in})] \}^2 \cdot u^2(\dot{V}_a) \\ & + \{ \dot{V}_a \cdot [h_{a,out} - h_{a,in} + \omega \cdot (h_{v,out} - h_{v,in})] \}^2 \cdot u^2(\rho_a) \\ & + (\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2(h_{a,out}) + (\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2(h_{a,in}) \\ & + [\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot (h_{v,out} - h_{v,in})]^2 \cdot u^2(\omega) + (\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot \omega)^2 \\ & \cdot u^2(h_{v,out}) + (\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot \omega)^2 \cdot u^2(h_{v,in}) \end{aligned} \quad (III.9)$$

De los parámetros de esta expresión (III.9), los que tienen un mayor peso en la incertidumbre combinada son $(\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2 \cdot h_{a,out} + (\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2 \cdot h_{a,in}$, directamente relacionados con la incertidumbre asociada a la entalpía del aire obtenida usando REFPROP®. A pesar de que esta incertidumbre es relativamente baja (0,5 % asociada al uso de REFPROP® y muy baja a la medición de la temperatura del aire), al ser la entalpía del aire a la entrada y a la salida del condensador alta (alrededor de 300 kJ·kg⁻¹), en términos absolutos este componente de la incertidumbre toma valores alrededor del 1,5 (tanto a la entrada como a la salida del condensador). Por su parte, el término $(\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2$ también tiene valores relativamente altos, cuyo valor exacto depende del ensayo, pero con $\rho_a \approx 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ y $\dot{V}_a \approx 0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ en el ensayo de referencia, normalmente la incertidumbre toma valores de alrededor de 0,2. Por lo tanto, el término $(\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2 \cdot h_{a,out} + (\dot{V}_a \cdot \rho_a)^2 \cdot u^2 \cdot h_{a,in}$ tiene valores por encima de 1 lo que implica que, solo con que la incertidumbre asociada a la entalpía del aire con REFPROP® sea del 0,5 %, este término suponga alrededor del 67 % de la incertidumbre relativa expandida. No obstante, a pesar

de esta elevada incertidumbre en el lado aire, las diferencias con los valores obtenidos en los respectivos lados refrigerante para la potencia calorífica son bastante pequeñas, por lo que se puede concluir que la instalación funciona correctamente y se pueden aceptar como válidas las mediciones realizadas con la misma, **Figura III.1.**

Un análisis similar se ha realizado con la potencia calorífica en el lado agua del evaporador (III.10), llegándose a las mismas conclusiones.

$$\dot{Q}_{evap,w} = \dot{V}_w \cdot \bar{\rho}_w \cdot \bar{c}_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (III.10)$$

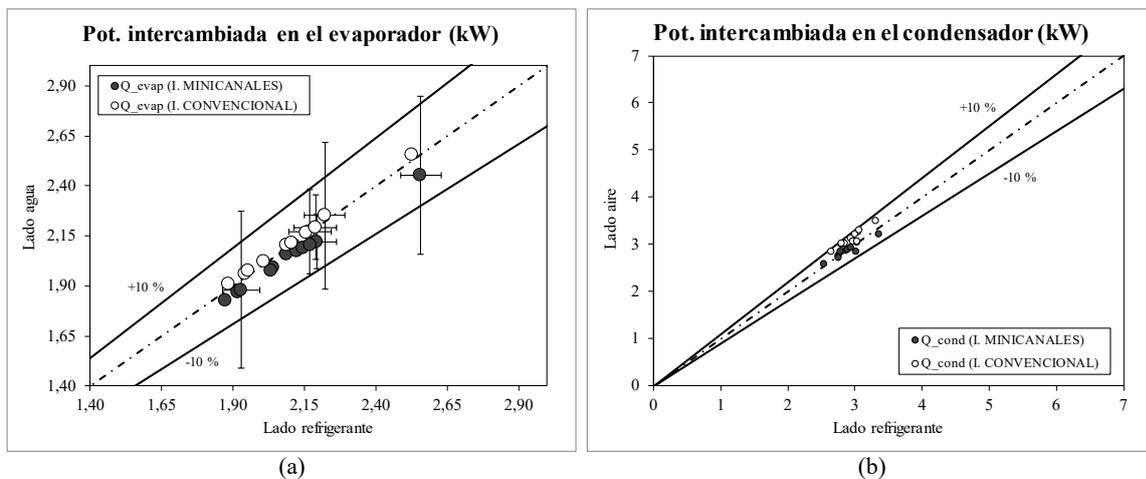


Figura III.1: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el evaporador (a) y el condensador (b) en modo refrigeración.

En el caso de los resultados de las mediciones experimentales para los ensayos en modo calefacción, la incertidumbre expandida, **Tabla III.4**, es muy baja para todos los parámetros excepto para la potencia calorífica en el lado aire del evaporador, como era de esperar por las recomendaciones de las normas UNE-EN 327 y UNE-EN 328. Al igual que ocurría en el modo refrigeración para la potencia calorífica en el lado aire del condensador, el cálculo de esta potencia depende de muchos parámetros, en concreto once de acuerdo con la expresión (III.11). A pesar de esto, las diferencias en los resultados obtenidos en el lado aire y en el lado refrigerante, con una incertidumbre muy baja, difieren en menos de un 10 %. **Figura III.2.**

$$\dot{Q}_{evap,a} = \dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot [h_{a,in} - h_{a,out} + \omega_{in} \cdot h_{v,in} - \omega_{out} \cdot h_{v,out} - (\omega_{in} - \omega_{out}) \cdot h_w] \quad (III.11)$$

Tabla III.4:
Incertidumbre expandida de las mediciones experimentales con un nivel de confianza del 95 % (modo calefacción).

ID	Parámetro	Incertidumbre absoluta	Incertidumbre relativa
1	Potencia eléctrica del compresor (kW)	$\pm 8,79 \cdot 10^{-3} - 2,71 \cdot 10^{-2}$	0,96-4,27 %
2	Potencia calorífica en el evaporador lado refrigerante (kW)	$\pm 4,53 \cdot 10^{-2} - 5,91 \cdot 10^{-2}$	3,02-3,21 %
3	Potencia calorífica en el evaporador lado aire (kW)	$\pm 1,45 - 4,67$	96,32-297,1 %
4	Potencia calorífica en el condensador lado refrigerante (kW)	$\pm 5,32 \cdot 10^{-2} - 6,82 \cdot 10^{-2}$	2,53-2,79 %
5	Potencia calorífica en el condensador lago agua (kW)	$\pm 9,19 \cdot 10^{-2} - 5,88 \cdot 10^{-1}$	3,67-25,12 %
6	COP (-)	$\pm 7,2 \cdot 10^{-2} - 1,64 \cdot 10^{-1}$	2,71-5,07 %
7	Presión de evaporación (kPa)	$\pm 14,56 - 14,57$	5,08-6,16 %
8	Presión de condensación (kPa)	$\pm 27,71 - 27,77$	2,32-3 %

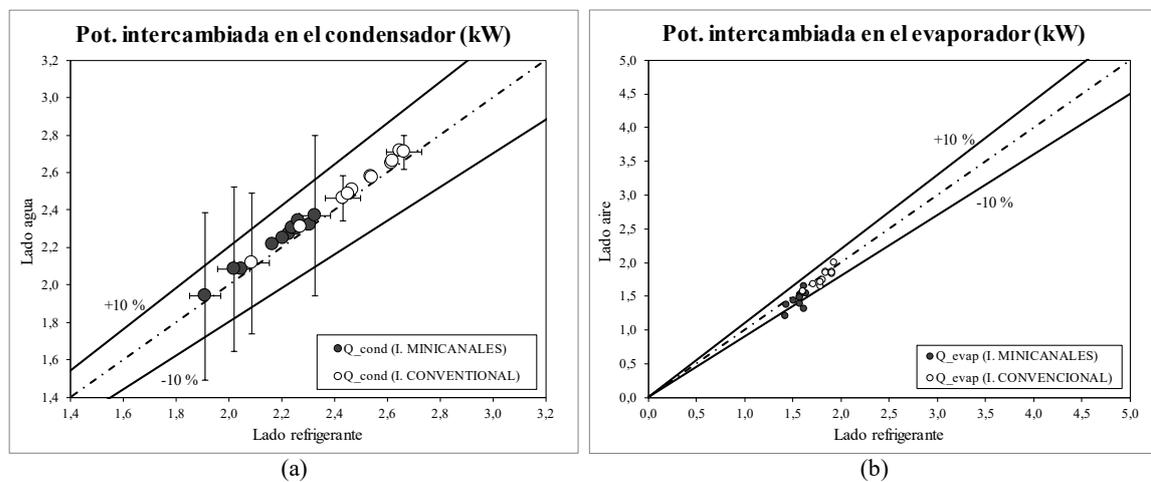


Figura III.2: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el condensador (a) y el evaporador (b) en modo calefacción.

III.6. Campañas experimentales de ensayos y simulaciones numéricas

III.6.1. Ensayos en Modo Calefacción

Para el ensayo en modo calefacción, la UNE-EN 14511 fija la temperatura del aire a la entrada del intercambiador aire-refrigerante en 7 °C, y para el agua en la entrada y la salida del intercambiador agua-refrigerante, en 30 °C y 35 °C respectivamente. Para definir completamente el ensayo de referencia (E4 en la **Tabla III.5**), al igual que en el caso del modo refrigeración, se ha tomado como velocidad del aire ($v_{a,i}$) 2,5 m·s⁻¹, la frecuencia de alimentación eléctrica al compresor (f) 50 Hz, la humedad relativa (RH) 86,7 %, el subenfriamiento (SC) 0 °C y el sobrecalentamiento (SH) entre 5 y 8 °C.

A partir del ensayo de referencia se han definido otros diez ensayos como variaciones de este que permiten analizar cómo afectan las variaciones en estos parámetros al funcionamiento del sistema:

- Para analizar los efectos en la variación de la humedad relativa del aire, se han definido dos ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros inalterados respecto del ensayo de referencia, se ha fijado esta en 70 % y 80 % (E2 y E3).
- Para estudiar el efecto de variar el caudal de aire, se han definido tres ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros iguales al ensayo de referencia, se ha establecido la velocidad el aire en $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $3,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ y $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (E1, E8 y E9).
- Para estudiar el efecto de variar el gasto másico, se han definido tres ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros iguales al ensayo de referencia, se ha alimentado al compresor a 35 Hz, 40 Hz y 45 Hz (E5, E6 y E10), este último en combinación con un en el sobrecalentamiento a 12 °C.
- El efecto de variar el sobrecalentamiento se analiza realizando dos ensayos en los que, respecto del ensayo de referencia, se varía este a 12 °C (E10 y E11), variando en el primero además la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor a 45 Hz.

Tabla III.5:
Matriz de ensayos experimentales en modo calefacción.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	RH (%)	$v_{a,i}$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
E1	30	35	7	86,7	1,5	50	0	5/8
E2	30	35	7	70	2,5	50	0	5/8
E3	30	35	7	80	2,5	50	0	5/8
E4	30	35	7	86,7	2,5	50	0	5/8
E5	30	35	7	86,7	2,5	35	0	5/8
E6	30	35	7	86,7	2,5	40	0	5/8
E7	30	35	7	86,7	2,5	50	8	5/8
E8	30	35	7	86,7	3,2	50	0	5/8
E9	30	35	7	86,7	4	50	0	5/8
E10	30	35	7	86,7	2,5	45	0	12
E11	30	35	7	86,7	2,5	50	0	12

Estos ensayos experimentales se han realizado también mediante simulación numérica con el programa IMST-ART[®] versión 3.60, del Grupo IMST del Instituto de Ingeniería Energética de la Universidad Politécnica de Valencia con un objetivo doble. Por una parte, para validar dicho software y por otro lado para completar el estudio realizando otras nueve simulaciones numéricas complementarias que permiten analizar con más profundidad los efectos de las variaciones en los parámetros indicados, **Tabla III.6**, una vez que dicho software y el modelado de la instalación en el mismo han sido validados.

Tabla III.6:
Ensayos numéricos complementarios a los experimentales en modo calefacción.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	RH (%)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
N1	30	35	7	86,7	1,5	50	1	8
N2	30	35	7	86,7	2,5	50	1	8
N3	30	35	7	86,7	3,2	50	1	8
N4	30	35	7	86,7	4	50	1	8
N5	30	35	7	50	2,5	50	1	8
N6	30	35	7	60	2,5	50	1	8
N7	30	35	7	70	2,5	50	1	8
N8	30	35	7	80	2,5	50	1	8
N9	30	35	7	86,7	2,5	35	1	8
N10	30	35	7	86,7	2,5	40	1	8
N11	30	35	7	86,7	2,5	45	1	8
N12	30	35	7	86,7	2,5	50	1	2
N13	30	35	7	86,7	2,5	50	1	4
N14	30	35	7	86,7	2,5	50	1	6
N15	30	35	7	86,7	2,5	50	1	10
N16	30	35	7	86,7	2,5	50	0	8
N17	30	35	7	86,7	2,5	50	2	8
N18	30	35	7	86,7	2,5	50	4	8
N19	30	35	7	86,7	2,5	50	8	8

III.6.2. Ensayos en Modo Refrigeración

Tal como se ha indicado, la UNE-EN 14511 especifica que para los ensayos en modo refrigeración la temperatura del aire a la entrada del intercambiador aire-refrigerante ha de ser de 35 °C, y para el agua en la entrada y la salida del intercambiador agua-refrigerante, han de ser de 12 °C y 7 °C respectivamente. Para definir completamente el ensayo de referencia (E3 en la **Tabla III.7**), se ha tomado como velocidad del aire 2,5 m·s⁻¹, la frecuencia de alimentación eléctrica al compresor 50 Hz, el subenfriamiento 0 °C y el sobrecalentamiento 8 °C.

A partir del ensayo de referencia se han definido otros diez ensayos como variaciones de este que permiten analizar cómo afectan las variaciones de dichos parámetros al funcionamiento del sistema:

- Para analizar los efectos en la variación de la temperatura del aire, se han definido tres ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros inalterados respecto del ensayo de referencia, se ha fijado esta temperatura en 20 °C, 30 °C y 40 °C (E1, E2 y E4).
- Para estudiar el efecto de variar el caudal de aire, se han definido tres ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros iguales al ensayo de referencia, se ha establecido la velocidad el aire en 1,5 m·s⁻¹, 3,2 m·s⁻¹ y 4 m·s⁻¹ (E5, E6 y E7).

- Para estudiar el efecto de variar el gasto másico, se han definido dos ensayos en los que, manteniendo el resto de los parámetros iguales al ensayo de referencia, se ha alimentado al compresor a 40 Hz y 45 Hz (E8 y E9).
- El efecto de variar el subenfriamiento se analiza realizando dos ensayos en los que, respecto del ensayo de referencia, se varía este a 5 °C y 10 °C (E10 y E11).

Tabla III.7:
Matriz de ensayos experimentales en modo refrigeración.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
E1	12	7	20	2,5	50	0	8
E2	12	7	30	2,5	50	0	8
E3	12	7	35	2,5	50	0	8
E4	12	7	40	2,5	50	0	8
E5	12	7	35	1,5	50	0	8
E6	12	7	35	3,2	50	0	8
E7	12	7	35	4	50	0	8
E8	12	7	35	2,5	40	0	8
E9	12	7	35	2,5	45	0	8
E10	12	7	35	2,5	50	5	8
E11	12	7	35	2,5	50	10	8

Al igual que en el modo calefacción, estos ensayos experimentales se han realizado también mediante simulación numérica con IMST-ART[®] y se han llevado a cabo otras siete simulaciones numéricas complementarias que permiten analizar con más profundidad los efectos de las variaciones en los parámetros indicadas y analizar los efectos del sobrecalentamiento, **Tabla III.8**.

Tabla III.8:
Ensayos numéricos complementarios a los experimentales en modo refrigeración.

Test	T_{w,i} (°C)	T_{w,o} (°C)	T_{a,i} (°C)	$\nu_{a,i}$ (m·s⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
N1	12	7	35	1,5	50	1	7,5
N2	12	7	35	2,5	50	1	7,5
N3	12	7	35	3,2	50	1	7,5
N4	12	7	35	4	50	1	7,5
N5	12	7	20	2,5	50	1	7,5
N6	12	7	30	2,5	50	1	7,5
N7	12	7	40	2,5	50	1	7,5
N8	12	7	35	2,5	35	1	7,5
N9	12	7	35	2,5	40	1	7,5
N10	12	7	35	2,5	45	1	7,5
N11	12	7	35	2,5	50	1	1
N12	12	7	35	2,5	50	1	2,5
N13	12	7	35	2,5	50	1	5
N14	12	7	35	2,5	50	1	10
N15	12	7	35	2,5	50	2,5	7,5
N16	12	7	35	2,5	50	5	7,5
N17	12	7	35	2,5	50	7,5	7,5
N18	12	7	35	2,5	50	10	7,5



CAPÍTULO IV.

RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN

IV.1. Introducción

En el presente capítulo se comparan los resultados experimentales obtenidos en la instalación funcionando en modo calefacción utilizando el intercambiador de tubo aleteado convencional y el de tubo aleteado con minicanales como evaporador. Por otra parte, se comparan dichos resultados con los numéricos obtenidos mediante las simulaciones con IMST-ART[®], validándose así los modelos utilizados en el programa para modelar la instalación.

Durante cada ensayo experimental, para cada una de las variables medidas directamente sobre el sistema se realizan en condiciones estables noventa mediciones, tomándose la media de estas como su valor. Posteriormente se determinan con REFPROP[®] las entalpías y el resto de las propiedades de los fluidos a partir de las presiones y temperaturas medidas. Por último, se calculan las potencias calorífica y frigorífica y la eficiencia del sistema.

Con todos estos datos se analiza la influencia en el sistema de la modificación de la velocidad del aire, la humedad relativa del aire, el subenfriamiento, el sobrecalentamiento y el gasto másico de refrigerante. A partir del modelado del sistema realizado con IMST-ART[®] se realizan simulaciones numéricas en las condiciones de los ensayos experimentales, validando tanto el programa como el modelado realizado y pudiendo así obtener la carga de refrigerante en cada uno de los componentes del sistema, al tratarse este de un parámetro de difícil determinación experimental. Se realizan además diversos estudios paramétricos de las variables mencionadas con la intención de analizar el efecto que estas tienen en la carga de refrigerante de cada componente, así como su influencia en el comportamiento del sistema comparando las conclusiones obtenidas experimentalmente con las de las simulaciones numéricas.

De esta forma, se llega a un conocimiento profundo sobre cómo las modificaciones en las variables antes señaladas afectan al funcionamiento del sistema y por tanto a su rendimiento.

IV.2. Cálculo de variables

IV.2.1. Variables medidas directamente

Tras determinarse el intervalo de tiempo en el que el sistema ha estado más estable durante los ensayos, el cálculo del valor de las variables que han sido medidas directamente sobre este se hace como la media aritmética de las noventa mediciones realizadas durante este periodo. Este es el caso de las siguientes variables:

- Temperaturas: para aire, agua y refrigerante.
- Presiones absolutas: para aire, agua y refrigerante.
- Presiones diferenciales: para aire, agua y refrigerante.
- Gasto másico: para refrigerante.
- Gasto volumétrico: para aire y agua.
- Humedad relativa: para aire.
- Potencia eléctrica consumida por el compresor.

La temperatura a la entrada del intercambiador aire-refrigerante se calcula como la media de las temperaturas obtenidas en las seis RTD dispuestas en este punto. En el caso de la temperatura a la salida del intercambiador, esta se ha calculado a partir de las temperaturas medidas en ese punto con diecisiete RTD, pero dándoles un peso a estas en función de la porción de sección transversal que abarcan y del perfil de velocidades.

La humedad relativa a la salida del intercambiador aire-refrigerante se calcula como la media de las humedades medidas con los dos sensores montados en ese punto.

Al no poder medirse directamente sobre el sistema ni existir fórmulas de uso universal para su determinación, se calculan mediante REFPROP[®] las entalpías a las entradas y salidas de ambos intercambiadores para el aire y el refrigerante, las densidades del agua y del aire, y el calor específico a presión constante para el agua. El cálculo de estas variables se hace a partir de las presiones y temperaturas de agua, aire y refrigerante a las que se desea conocer estos valores.

IV.2.2. Cálculo de la potencia calorífica y la eficiencia del sistema

Tanto en modo refrigeración como en modo calefacción es necesario determinar la energía intercambiada por el refrigerante con los fluidos secundarios – normas UNE-EN 327 y UNE-EN 328-9 –, considerándose el intercambiador de placas agua-refrigerante el principal del sistema, por lo que es el que marca si se debe de calcular la eficiencia del sistema como el COP o como el EER. Cuando el sistema funciona en modo calefacción el intercambiador de placas funciona como condensador, mientras que el de tubo aleteado lo hace como evaporador y el rendimiento del sistema se calcula como el COP. En el caso de funcionar en modo refrigeración, es el intercambiador de placas el que funciona como evaporador mientras que el de tubo aleteado lo hace como condensador, siendo el rendimiento del sistema el EER.

Sin pérdida de la generalidad, las variaciones de entalpías en las fórmulas se han expresado de forma que el intercambio de calor sea siempre positivo independientemente de que sea entrante o saliente.

Cuando la bomba de calor funciona en modo calefacción, el agua fría atraviesa el intercambiador de placas absorbiendo calor del refrigerante, que por unidad de tiempo es la potencia calorífica del sistema “ $\dot{Q}_{cond,w}$ ”, cuyo valor se calcula mediante la expresión (IV.1):

$$\dot{Q}_{cond,w} = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot \bar{c}_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (IV.1)$$

donde “ \dot{V}_w ” es el caudal volumétrico del agua, “ ρ_w ” su densidad, “ $\bar{c}_{p,w}$ ” su calor específico a presión constante, “ $T_{w,out}$ ” su temperatura a la salida del intercambiador y “ $T_{w,in}$ ” su temperatura a la entrada del intercambiador de placas.

Tanto el caudal como las temperaturas son medidas directamente en la instalación, mientras que la densidad y el calor específico a presión constante se determinan mediante REFPROP[®]. La densidad se calcula a la temperatura a la que se mide el caudal y a la presión atmosférica, mientras que el calor específico se calcula a la presión atmosférica y a la temperatura media del agua “ \bar{T}_w ” determinada mediante la expresión (IV.2):

$$\bar{T}_w = \frac{T_{w,out} + T_{w,in}}{2} \quad (IV.2)$$

La expresión (IV.1) proporciona el valor de la potencia calorífica en el lado agua, cuyo signo será positivo según se ha enunciado la fórmula. Este resultado sirve para contrastar el obtenido al calcular la potencia calorífica en el lado refrigerante “ $\dot{Q}_{cond,r}$ ” mediante la fórmula (IV.3):

$$\dot{Q}_{cond,r} = \dot{m}_r \cdot (h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (IV.3)$$

donde “ \dot{m}_r ” es el gasto másico de refrigerante, “ $h_{cond,in}$ ” su entalpía a la entrada del intercambiador y “ $h_{cond,out}$ ” su entalpía a la salida del intercambiador. El gasto másico es medido directamente en el sistema mientras que las entalpías son calculadas mediante REFPROP[®] a las presiones y temperaturas correspondientes, las cuales son medidas directamente sobre el sistema. Su signo será también positivo según se ha enunciado la fórmula (IV.3).

Finalmente, la eficiencia del sistema representada por su COP se determina mediante la expresión (IV.4):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (IV.4)$$

donde “ \dot{W}_{comp} ” es la potencia eléctrica suministrada al compresor, medida directamente sobre el sistema.

De igual forma se puede calcular la potencia intercambiada en el evaporador en el lado aire “ $\dot{Q}_{evap,a}$ ” y en el lado refrigerante “ $\dot{Q}_{evap,r}$ ”. Desde el lado refrigerante, potencia absorbida por el mismo se puede terminar con la expresión (IV.5):

$$\dot{Q}_{evap,r} = \dot{m}_r \cdot (h_{evap,out} - h_{evap,in}) \quad (IV.5)$$

donde “ \dot{m}_r ” es el gasto másico de refrigerante, “ $h_{evap,in}$ ” su entalpía a la entrada del intercambiador y “ $h_{evap,out}$ ” su entalpía a la salida del intercambiador. El gasto másico es el mismo que en el condensador, mientras que las entalpías son calculadas mediante REFPROP[®] a la presión y temperatura a la salida del evaporador y a la entrada de la válvula de expansión situada justo antes de la entrada del intercambiador suponiendo que la expansión es isoentálpica. Estas presiones y temperaturas son medidas directamente sobre el sistema.

En cuanto al lado aire, el cálculo de la potencia cedida por el mismo en el evaporador se determina mediante la fórmula (IV.6):

$$\dot{Q}_{evap,a} = \dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot [h_{a,in} - h_{a,out} + \omega_{in} \cdot h_{v,in} - \omega_{out} \cdot h_{v,out} - (\omega_{in} - \omega_{out}) \cdot h_w] \quad (IV.6)$$

donde “ \dot{V}_a ” es el caudal volumétrico de aire, “ ρ_a ” es la densidad del aire seco a la salida del evaporador, “ $h_{a,in}$ ” la entalpía del aire a la entrada del intercambiador, “ $h_{a,out}$ ” la entalpía del aire a la salida del intercambiador, “ ω_{in} ” y “ ω_{out} ” son la humedad específica en la entrada y en la salida del intercambiador respectivamente, “ $h_{v,in}$ ” y “ $h_{v,out}$ ” son las entalpías específicas del vapor de agua en la entrada y en la salida del intercambiador respectivamente, mientras que “ h_w ” es la entalpía del agua que condensa en el intercambiador. El caudal volumétrico es medido directamente sobre el sistema mientras que las humedades específicas y la densidad del aire son calculadas mediante fórmulas psicrométricas a partir de las humedades relativas, presión del aire y su temperatura (Pinazo-Ojer, 1997), todas ellas medidas directamente sobre el sistema. Las entalpías del lado aire son calculadas mediante REFPROP[®] a partir de los valores medidos para la temperatura a la entrada y a la salida del evaporador suponiendo que el aire se comporta como un gas ideal. Las entalpías del agua son calculadas igualmente con REFPROP[®] utilizando únicamente la temperatura de entrada y salida y se asume el estado saturado tanto para el vapor como para el condensado, para el cual se considera líquido saturado a la temperatura de salida del aire del intercambiador.

IV.2.3. Carga de refrigerante en modo calefacción

Como se vio en la revisión bibliográfica, la masa de refrigerante, “ m_r ”, en cada uno de los elementos del sistema puede ser determinada experimentalmente mediante el uso de válvulas de cierre rápido o con técnicas para la medición en línea. Estos métodos presentan ciertos inconvenientes como son su elevado coste y la dificultad de implementarlos. Por ejemplo, en el caso de válvulas de cierre rápido, estas tendrían que actuar de forma simultánea y habría que estimar el error cometido en este proceso.

De forma alternativa, la masa de refrigerante en cada componente del sistema puede ser calculada. Su determinación puede ser difícil en elementos con mezclas bifásicas, como son los condensadores y los evaporadores, mientras que en los elementos en los que el refrigerante se encuentra en un solo estado su determinación es muy sencilla bastando conocer el volumen interno, “ V ”, función únicamente de la geometría de los elementos, y la densidad del refrigerante, “ ρ ”, función de la presión, “ P ”, y la temperatura, “ T ” (IV.7):

$$m_r = V \cdot \rho(P, T) \quad (IV.7)$$

En el marco de esta tesis se ha optado por el cálculo en lugar de la medición directa sobre el sistema y se ha estimado la masa de refrigerante mediante IMST-ART[®] versión 3.60. Este programa ha probado durante los años dar una elevada precisión en la evaluación del rendimiento de muchos tipos de sistemas de refrigeración, como puede constatarse en el apartado de artículos relacionados de la página web del programa (entre otros Blanco-Castro et al., 2005; García-Cascales et al., 2007A; García-Cascales et al., 2007B; Vera-García et al., 2007; García-Cascales et al., 2010; Martínez-Ballester et al., 2012).

IMST-ART[®] permite modelar cada componente del ciclo de refrigeración, incluyendo las tuberías de refrigerante. El modelo de los intercambiadores de calor está basado en su discretización en celdas a lo largo de los caminos seguidos tanto por el refrigerante como por el fluido secundario, asumiendo flujos unidimensionales utilizando el método SEWTLE (“*Semiexplicit Method For Wall Temperature Linked Equations*”, Coberán et al., 2001). Tiene capacidad para considerar la mayoría de las geometrías y parámetros de operación de los condensadores y evaporadores actuales, en particular de los intercambiadores compactos, de tubo aleteado y de placas, como los utilizados en esta instalación. El programa estima la cantidad de refrigerante en cada componente mediante la elección del tipo apropiado de cada uno de ellos y teniendo en cuenta las propiedades del fluido utilizado, lo que implica el uso de correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión y la fracción de huecos para los intercambiadores de calor (García-Cascales et al.,

2007A), con una evaluación local del coeficiente de transferencia de calor y el coeficiente de fricción.

Todas las variables que definen físicamente al sistema (longitudes, diámetros, materiales, geometría...), **Figura IV.1**, así como con las variables que definen cada test realizado (sobrecalentamiento, subenfriamiento, temperaturas, caudales...) han de ser introducidas en el programa. Los resultados que se obtienen de las simulaciones incluyen todos los parámetros asociados al rendimiento del sistema y de cada elemento constitutivo del mismo, incluyendo la carga de refrigerante de cada componente.

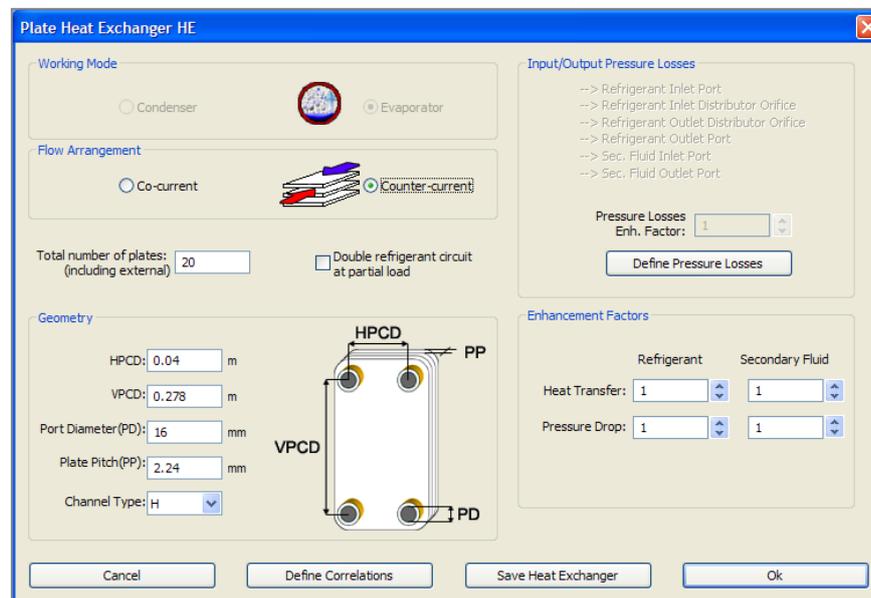


Figura IV.1: Captura de pantalla durante la introducción de los datos del intercambiador de placas en IMST-ART®.

Previamente a la utilización de los resultados obtenidos con este programa es necesario validar el mismo mediante la comparación de los resultados obtenidos experimentalmente con los resultados numéricos.

IV.3. Resultados experimentales en modo calefacción

En la **Tabla IV.1** se muestran los ensayos experimentales realizados en modo calefacción. Tal como se vio en la definición de la matriz de ensayos, el ensayo “E4”, identificado en la **Tabla IV.1** en color gris oscuro, es el ensayo de referencia siendo el resto de los ensayos variaciones de este en uno o varios parámetros a fin de analizar la influencia de estos en el comportamiento del sistema. En todos los ensayos realizados se mantienen constantes las condiciones en el intercambiador de placas, entrando agua a 30 °C y aumentando esta su temperatura hasta los 35 °C

a la salida. De forma análoga, la temperatura del aire a la entrada del evaporador se mantuvo constante a 7 °C. En la mayoría de los ensayos se utilizó un acumulador de líquido para evitar el subenfriamiento, mientras que el sobrecalentamiento se reguló mediante la válvula de expansión termostática.

Tabla IV.1:
Matriz de ensayos experimentales para el estudio de evaporadores, modo calefacción.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	RH (%)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
E1	30	35	7	86,7	1,5	50	0	5/8
E2	30	35	7	70	2,5	50	0	5/8
E3	30	35	7	80	2,5	50	0	5/8
E4	30	35	7	86,7	2,5	50	0	5/8
E5	30	35	7	86,7	2,5	35	0	5/8
E6	30	35	7	86,7	2,5	40	0	5/8
E7	30	35	7	86,7	2,5	50	8	5/8
E8	30	35	7	86,7	3,2	50	0	5/8
E9	30	35	7	86,7	4	50	0	5/8
E10	30	35	7	86,7	2,5	45	0	12
E11	30	35	7	86,7	2,5	50	0	12

Previamente a analizar los resultados obtenidos, se estima la validez de estos comparando las potencias frigorífica y calorífica para el refrigerante y los fluidos secundarios. La **Figura IV.2** muestra la potencia intercambiada por el refrigerante y el fluido secundario en el evaporador y el condensador para los once ensayos experimentales realizados.

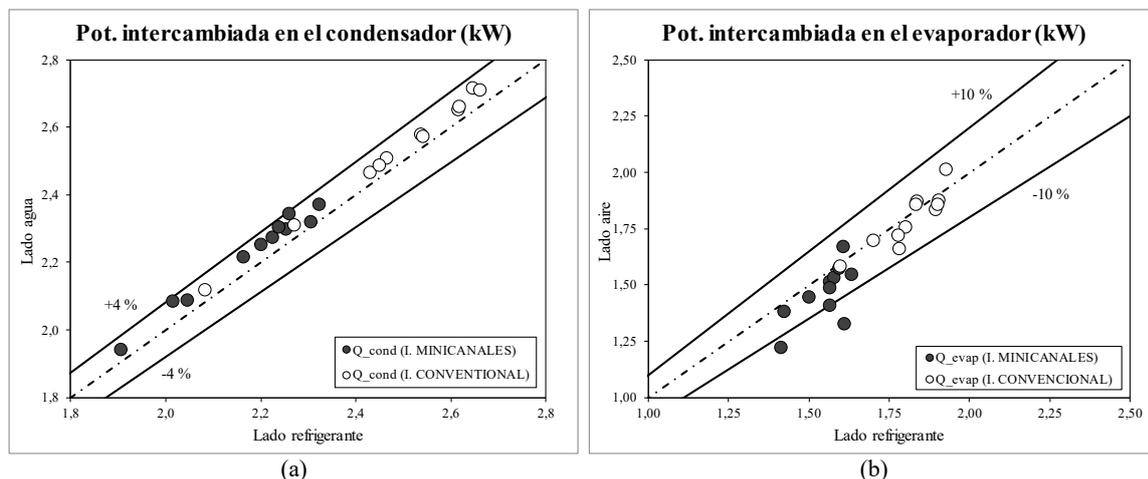


Figura IV.2: Comparación de la potencia intercambiada por el refrigerante y el fluido secundario en el condensador (a) y el evaporador (b) en los ensayos experimentales en modo calefacción.

La comparación entre los resultados obtenidos experimentalmente para las potencias frigorífica y calorífica calculadas para el lado refrigerante con las calculadas para los respectivos fluidos secundarios se realiza mediante la evaluación del error relativo absoluto medio (en adelante MARD, “Mean Absolute Relative Difference”), el cual permite valorar si los cálculos realizados a

partir de las mediciones experimentales son correctos. La fórmula para el cálculo del MARD es (IV.8):

$$MARD = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{|X(i)_{sec} - X(i)_{ref}|}{X(i)_{ref}} \right) \quad (IV.8)$$

donde “ n ” es el número de puntos tomados, “ $X(i)_{sec}$ ” son los resultados obtenidos para el fluido secundario – agua o aire – y “ $X(i)_{ref}$ ” son los resultados obtenidos para el refrigerante, para una determinada variable “ X ”. Si bien no existe un criterio que indique un límite del MARD para considerar un resultado como aceptable, es posible fijar un valor a partir del cual una predicción debería ser descartada. Dicho valor depende de la precisión requerida para los fines perseguidos, en la literatura pueden encontrarse estudios en los que se utilizan métodos con desviaciones de hasta el 40 % en la determinación del coeficiente de transmisión del calor (Sakamatapan et al., 2013). En los trabajos de esta tesis se ha considerado que valores del MARD por debajo del 20 % son aceptables y aquellos iguales o inferiores al 10 % representan un muy buen resultado.

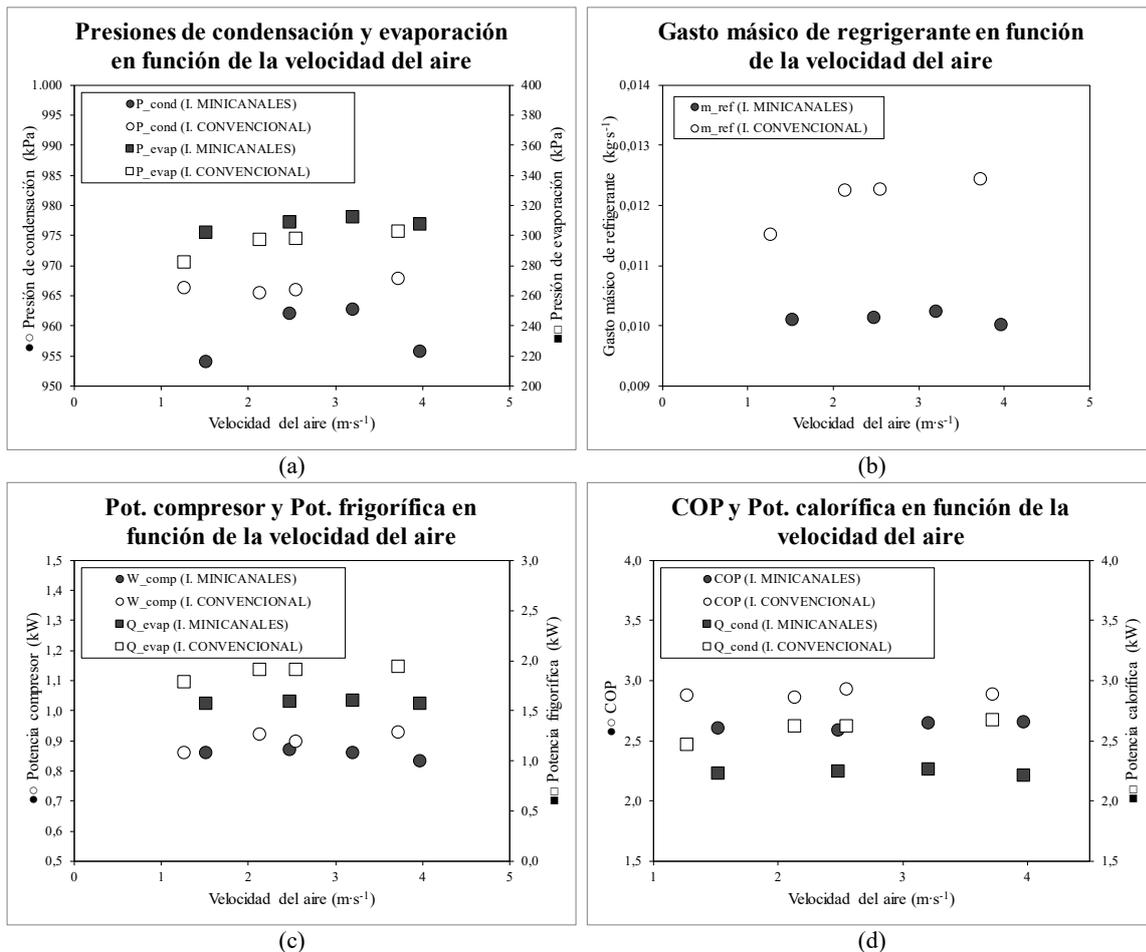
Tal como se aprecia en la **Figura IV.2.a**, las diferencias en la potencia intercambiada en el condensador calculada en el lado agua y en el lado refrigerante son siempre inferiores al 3,6 % para el intercambiador de minicanales y del 2,5 % para el convencional, muy por debajo en ambos casos del 10 %, con muy baja dispersión en los datos, hecho que se ve reflejado en el MARD, que para el lado agua es de sólo un 2,35 % cuando se utiliza como evaporador el intercambiador de minicanales y un 1,73 % cuando se utiliza un intercambiador convencional. Así mismo se aprecia como el lado agua sobreestima ligeramente los resultados del lado refrigerante, aunque con diferencias tan pequeñas esto podría deberse al error intrínseco a las correlaciones utilizadas por REFPROP[®] para estimar las propiedades de ambos fluidos o la incertidumbre asociada a las propias mediciones realizadas. Con todo ello, los resultados obtenidos en el intercambiador agua-refrigerante cumplen con lo indicado en la normativa.

La **Figura IV.2.b** muestra los resultados obtenidos para la potencia intercambiada en el evaporador entre el aire y el refrigerante. En este caso, los datos son un poco más dispersos, aunque solo tres de los veintidós ensayos realizados presentan una diferencia mayor al 10 %, siendo el MARD de un 6,02 % para el intercambiador de minicanales y del 3,13 % para el convencional, valores aceptables en ambos casos. El que estas diferencias sean mayores para el evaporador se explica por el hecho de la mayor dificultad para medir de forma precisa el calor intercambiado por el aire frente al intercambiado por el agua, tal como se justificó en el análisis de la normativa de aplicación. A pesar de esto, la precisión de los resultados también es satisfactoria para medidas

realizadas en el lado aire y por tanto el procedimiento experimental puede considerarse validado, teniendo en cuenta la alta precisión de los resultados obtenidos en el lado refrigerante.

Una vez que se ha probado la validez de los resultados experimentales, se procede a analizar la influencia de las condiciones de operación en el comportamiento del sistema. En concreto se estudiará la influencia que la velocidad del aire, la humedad relativa, el gasto másico de refrigerante, el sobrecalentamiento y el subenfriamiento tienen sobre las variables que se han considerado de interés: presiones de evaporación y condensación, gasto másico de refrigerante, potencia frigorífica, potencia consumida por el compresor, potencia calorífica y COP. En cuanto a las temperaturas de evaporación y condensación, al ser estas calculadas a partir de las respectivas presiones mediante REFPROP[®] los efectos que se observan en ellas son los mismos por lo que no serán analizadas.

La **Figura IV.3** muestra el efecto que tiene la velocidad del aire sobre el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP (d).

Figura IV.3: Efecto de la velocidad del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

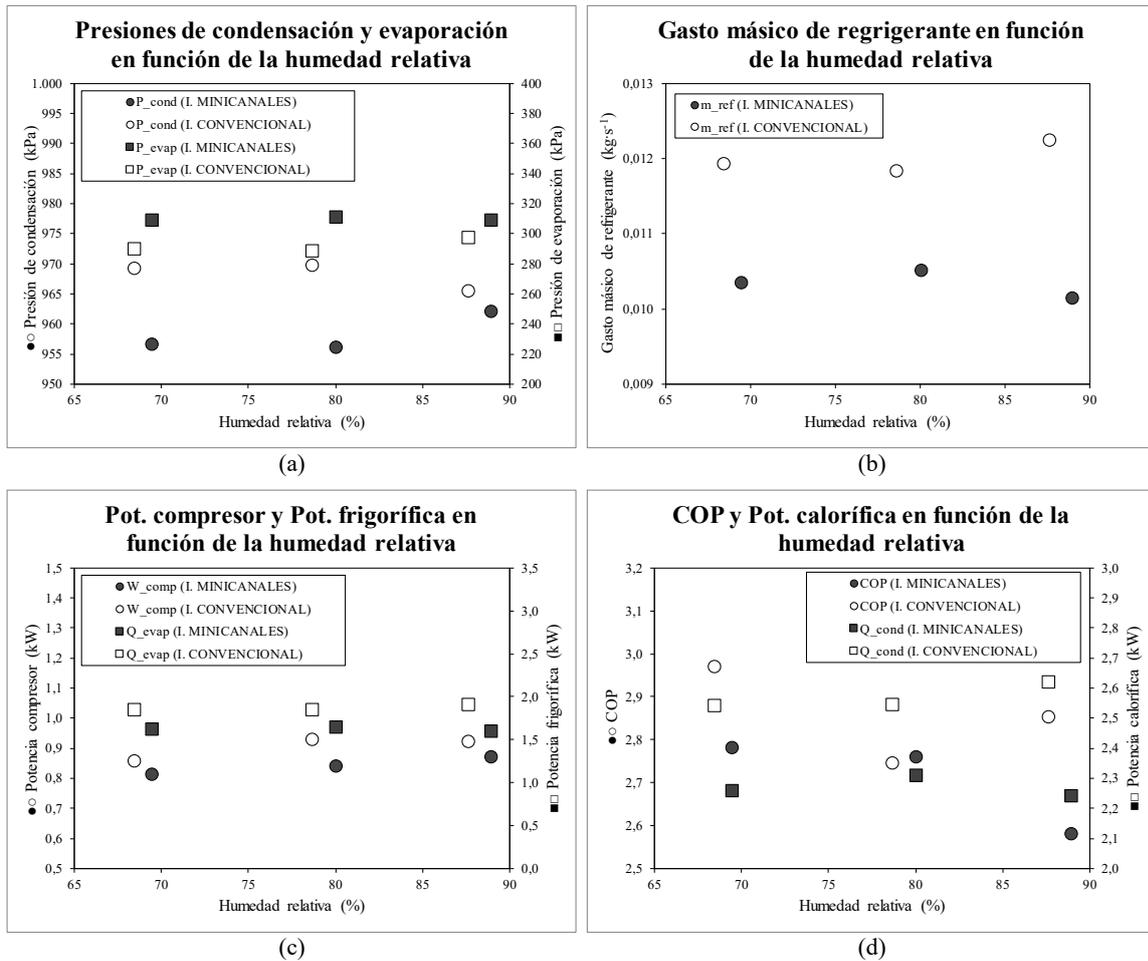
En la **Figura IV.3.a** se muestra como en el caso del intercambiador convencional, la presión de evaporación aumenta al aumentar la velocidad del aire, mientras que con el intercambiador de minicanales la tendencia parece ser similar, aunque a la máxima velocidad da la impresión de que la presión disminuye, hecho que podría deberse a la incertidumbre asociada a los ensayos. En cuanto a la presión de condensación, no se aprecia un efecto claro con ninguno de los dos tipos de intercambiador, con valores que fluctúan al alza y a la baja en un rango de presiones de apenas 10 kPa.

El gasto másico parece incrementarse a medida que lo hace la velocidad del aire cuando se utiliza el evaporador convencional, manteniéndose prácticamente constante con el de minicanales, **Figura IV.3.b.**

En la **Figura IV.3.c** se aprecia como al aumentar la velocidad del caudal de aire también aumenta ligeramente la potencia frigorífica, aunque con un efecto muy limitado con ambos tipos de intercambiador. El efecto de variar este parámetro no tiene una influencia clara en el caso de la energía eléctrica consumida por el compresor, la cual podría aumentar ligeramente con el intercambiador convencional y disminuir con el de minicanales, si bien el efecto es tan leve que podría ser debido a la incertidumbre asociada al proceso.

En la **Figura IV.3.d** se aprecia como la variación en la velocidad del aire tiene muy poca influencia en la potencia calorífica y en el rendimiento del sistema, siendo la potencia y el COP siempre superiores al utilizarse el intercambiador de tubo aleteado convencional. En lo que a la potencia calorífica se refiere, en el caso del intercambiador de minicanales esta es prácticamente constante, con una ligera disminución para la máxima velocidad, que puede justificarse por la incertidumbre en el proceso de medición. En el caso del intercambiador convencional, la potencia calorífica aumenta ligeramente con la velocidad del aire. Por su parte, el COP permanece prácticamente constante en ambos casos. Este limitado efecto en el COP y la potencia del condensador es debido a que las variaciones en el caudal de aire tienen influencia principalmente en el evaporador.

En la **Figura IV.4** se muestra el efecto que tiene la humedad relativa del aire en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP (d).

Figura IV.4: Efecto de la humedad relativa del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

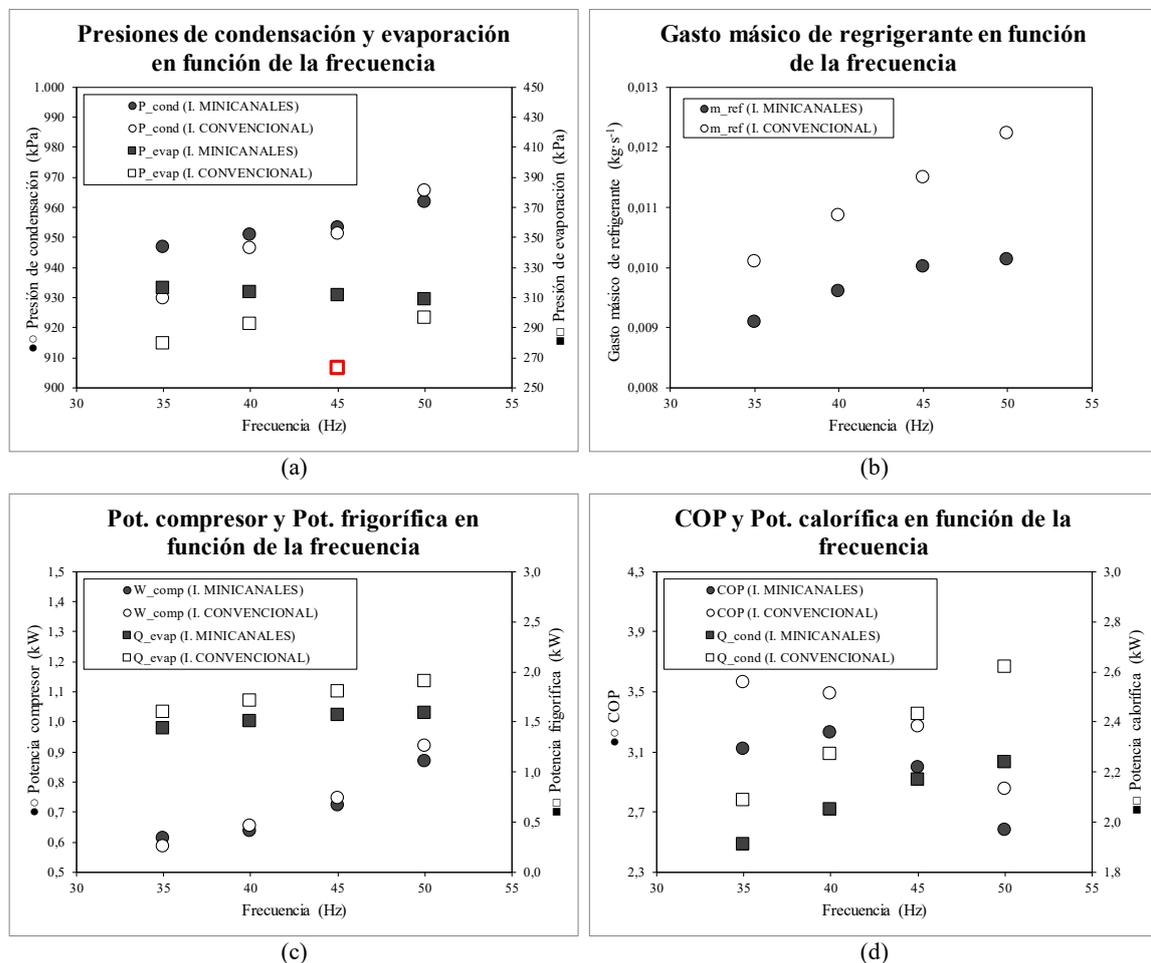
La **Figura IV.4.a** muestra como la humedad relativa tiene un efecto muy limitado en las presiones de evaporación y condensación para ambos tipos de intercambiador, si bien parece que podrían tender a aumentar con la humedad relativa en el caso del intercambiador de minicanales mientras que disminuirían en el caso de utilizar el intercambiador convencional. No obstante, dado el estrecho margen en el que varían las presiones sería necesario un estudio más detallado para poder confirmar este hecho.

Por su parte, el gasto másico fluctúa con la humedad relativa, aunque parece aumentar con esta con el intercambiador convencional y disminuir con el de minicanales, **Figura IV.4.b**.

La **Figura IV.4.c** muestra como la humedad relativa tiene un efecto nulo o muy limitado en la potencia frigorífica, mientras que parece que el consumo del compresor tiende a incrementarse ligeramente al aumentar la humedad relativa.

La **Figura IV.4.d** no muestra una clara influencia de la humedad relativa en la potencia calorífica y el COP, si bien se estos son siempre superiores cuando la instalación utiliza el intercambiador convencional. Las diferencias encontradas entre ambos tipos de intercambiador pueden ser explicadas más por ligeras desviaciones en los test realizados respecto de las condiciones teóricas fijadas que por diferencias reales entre ambos tipos de intercambiador. Al igual que en el caso de la velocidad del aire, la humedad relativa tiene más influencia en los parámetros característicos del evaporador.

En la **Figura IV.5** se muestra el efecto que tiene en el comportamiento del sistema la modificación del gasto másico mediante la variación de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP (d).

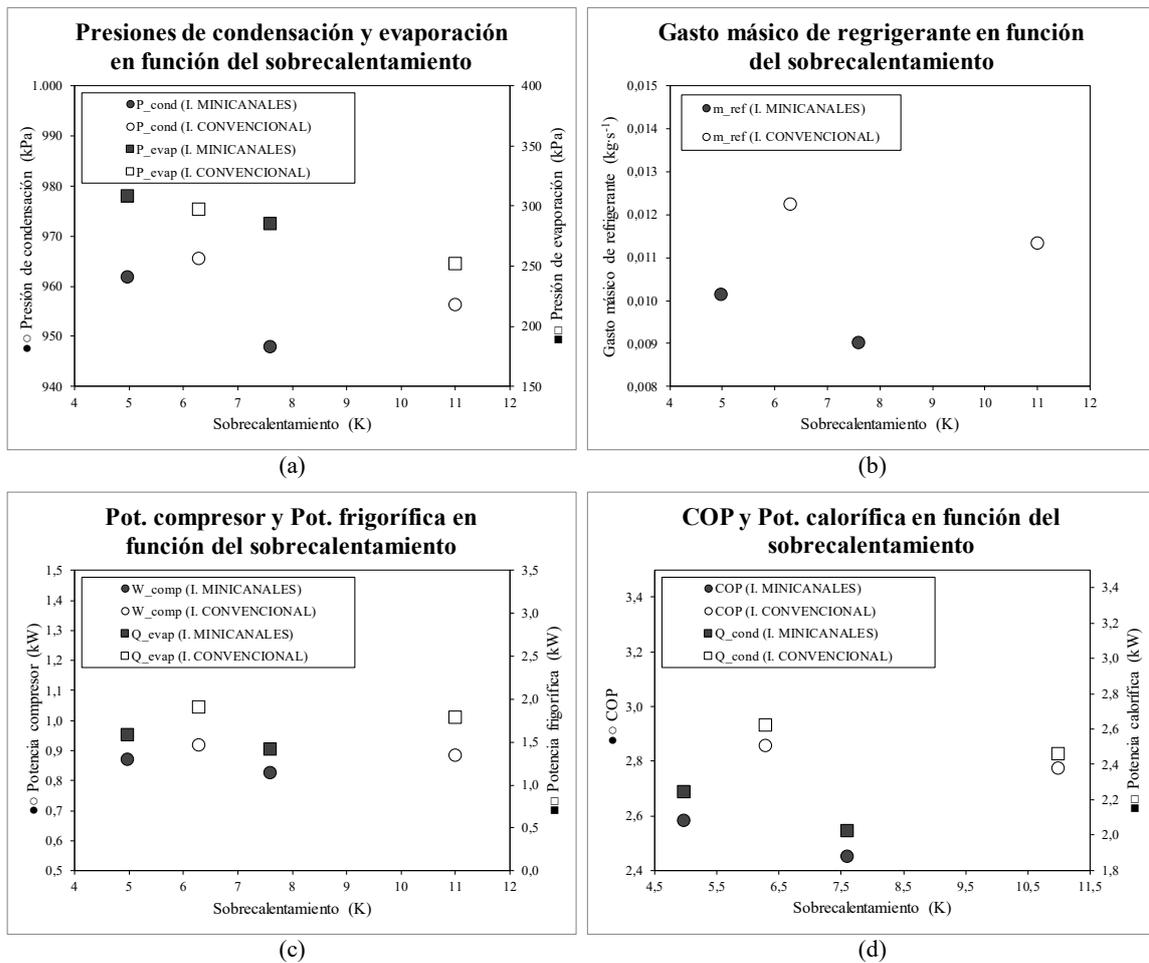
Figura IV.5: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

La **Figura IV.5.b** muestra la variación del gasto másico con la frecuencia. El incremento del gasto másico tiene una influencia en las presiones de condensación y evaporación mayor que las observadas con la velocidad del aire y su humedad relativa, **Figura IV.5.a**. La primera aumenta claramente con la frecuencia con ambos tipos de intercambiador. En cambio, la presión de evaporación disminuye de forma menos significativa al aumentar el gasto másico cuando se utiliza el intercambiador de minicanales, mientras que con el intercambiador convencional esta aumenta. En esta tendencia con el intercambiador convencional se aprecia un valor de la presión claramente anómalo para el compresor alimentado a 45 Hz, el cual podría deberse a algún problema puntual con el sensor de presión en ese ensayo en concreto ya que el resto de los parámetros presentan valores coherentes.

La modificación del gasto másico parece ser el parámetro que presenta una mayor influencia tanto en la potencia frigorífica como en el consumo energético del propio compresor, **Figura IV.5.c**, tendiendo ambos parámetros a aumentar a medida que lo hace el gasto másico.

Tal como se aprecia en la **Figura IV.5.d**, la potencia calorífica claramente aumenta al aumentar el gasto másico, ya que esta hace que también se incremente el gasto másico de refrigerante y la presión de condensación. Sin embargo, el COP disminuye, lo cual se explica por el aumento del consumo energético del compresor que contrarresta la mejora en la potencia calorífica. El comportamiento es similar para ambos tipos de intercambiador, aunque para las mismas condiciones el intercambiador convencional es el que presenta una mayor sensibilidad en la potencia calorífica y el COP a las variaciones del gasto másico. Como ocurría con la velocidad del aire y su humedad relativa, el COP y la potencia calorífica son siempre superiores en la instalación funcionando con el intercambiador convencional frente a la misma con el intercambiador de minicanales montado.

En la **Figura IV.6** se muestra el efecto que tiene el sobrecalentamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP (d).

Figura IV.6: Efecto del sobrecalentamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

El sobrecalentamiento tiene el efecto de hacer disminuir las presiones de evaporación y condensación para la instalación funcionando con ambos tipos de intercambiador, **Figura IV.6.a.**

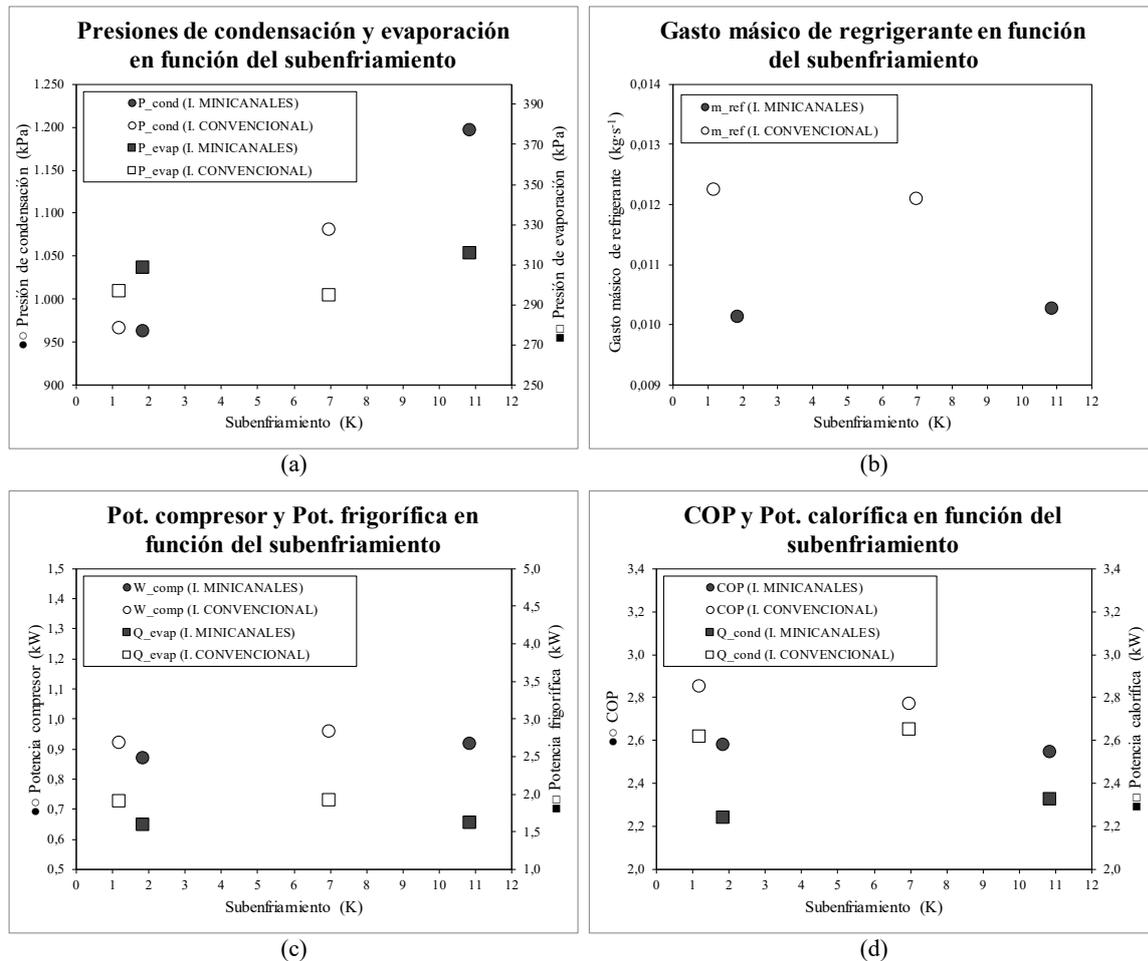
En la **Figura IV.6.b** se observa una disminución del gasto másico con ambos tipos de evaporador, que parece ser más acentuada en el caso de utilizar el intercambiador de minicanales.

Tanto la potencia frigorífica como el consumo del compresor, **Figura IV.6.c**, parecen disminuir al aumentar el sobrecalentamiento, aunque para poder confirmar esta tendencia sería necesario disponer de un mayor número de puntos experimentales.

La **Figura IV.6.d** muestra como al aumentar el sobrecalentamiento, tanto la potencia calorífica en el condensador como el COP disminuyen con ambos tipos de intercambiador, aunque con un efecto más fuerte en el caso del intercambiador de minicanales. No obstante, sería necesario realizar un estudio más detallado para confirmar este efecto y su intensidad. Se observa además

como el COP y la potencia calorífica son siempre superiores en la instalación funcionando con el intercambiador convencional frente a la misma con el intercambiador de minicanales montado.

En la **Figura IV.7** se muestra el efecto que tiene el subenfriamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP (d).

Figura IV.7: Efecto del subenfriamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

El efecto del subenfriamiento sobre la presión de evaporación, **Figura IV.7.a**, es aparentemente despreciable para ambos tipos de intercambiador si bien parece que con el evaporador de minicanales tiende a aumentar con el subenfriamiento mientras que con el convencional tendería a disminuir, aunque el margen de variación es tan estrecho que puede ser debido simplemente a la imprecisión intrínseca a la medición de estas variables. Por su parte, la presión de condensación aumenta de forma clara con el subenfriamiento para ambos tipos de evaporador.

La tendencia del gasto másico no se aprecia con claridad ya que el margen de variación es muy pequeño y mientras con el evaporador convencional parece disminuir, con el de minicanales aumentaría, **Figura IV.7.b**.

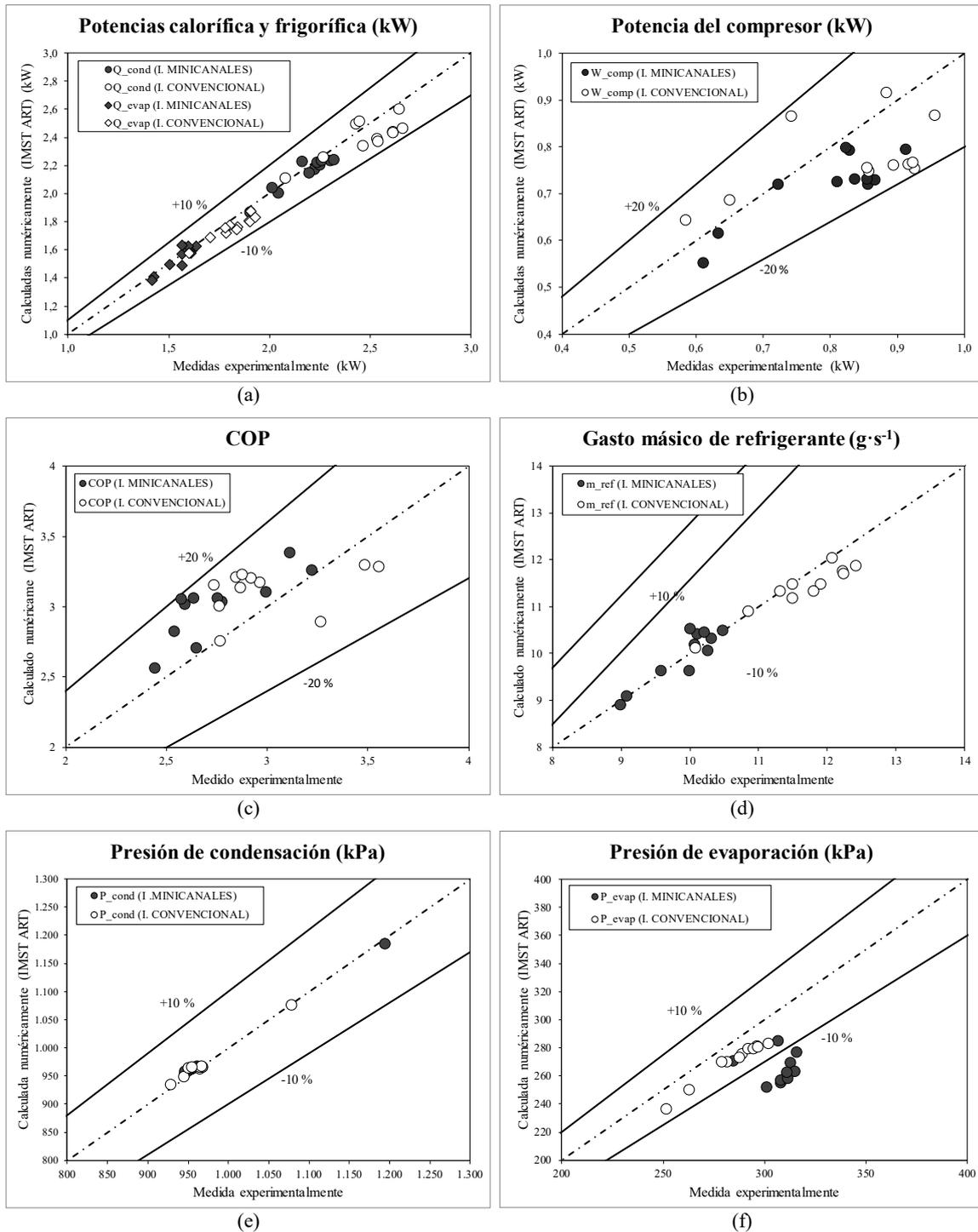
Al aumentar el subenfriamiento la potencia frigorífica y el consumo energético del compresor se mantienen prácticamente constantes según se aprecia en la **Figura IV.7.c**.

En la **Figura IV.7.d** se muestra como al aumentar el subenfriamiento también lo hace la potencia calorífica, mientras que el COP disminuye, si bien ambos efectos, aunque evidentes, son muy limitados por lo que sería necesario un estudio paramétrico más detallado de los mismos. En cualquier caso, se observa como la potencia calorífica y el COP son siempre superiores en la instalación funcionando con el intercambiador convencional frente a la misma con el intercambiador de minicanales montado.

IV.4. Validación del modelo y de la simulación numérica

En el marco de esta tesis, una vez que el sistema se ha modelado con IMST-ART[®], se comparan los resultados de las simulaciones con los resultados experimentales obtenidos durante los test. Esta evaluación se hace de forma independiente para el sistema funcionando en modo calefacción y en modo refrigeración. Solo cuando los resultados numéricos reproducen de forma precisa los experimentales se considera que el modelo está listo para ser utilizado en la determinación de la carga de refrigerante del sistema, además de para poder analizar en mayor profundidad los efectos de las variaciones en ciertos parámetros de funcionamiento sobre el comportamiento del sistema.

En la **Figura IV.8** se muestra la comparación para las potencias, el COP, el gasto másico de refrigerante y las presiones de evaporación y condensación, cuando la instalación trabaja en modo calefacción. Los parámetros de cada uno de los ensayos representados pueden consultarse en la **Tabla IV.1**.



Potencia frigorífica (a), potencia calorífica (a), potencia suministrada al compresor (b), COP (c), gasto másico de refrigerante (d), presión de condensación (e) y presión de evaporación (f).

Figura IV.8: Resultados experimentales con los numéricos obtenidos mediante IMST-ART® para la instalación funcionando con el intercambiador aire-refrigerante como evaporador en modo calefacción.

La **Figura IV.8.a** y la **Figura IV.8.b** muestran los resultados experimentales frente a los numéricos para la potencia frigorífica (a), la potencia calorífica (a) y la potencia suministrada al compresor (b) para la instalación trabajando con ambos tipos de intercambiador. Como puede apreciarse, las diferencias son inferiores al 10 % para las potencias frigorífica y calorífica, y menores al 20 % en el caso de la potencia del compresor. Fijando la atención en las diferencias entre el uso de ambos tipos de intercambiador, los resultados cuando se utiliza el intercambiador convencional son ligeramente más dispersos que en el caso del intercambiador de minicanales. La valoración de la bondad de las simulaciones numéricas para el lado refrigerante se ha hecho con el MARD, al comparar los resultados numéricos con los experimentales a partir de la fórmula (IV.8), siendo en este caso “ $X(i)_{sec}$ ” los resultados obtenidos numéricamente y “ $X(i)_{ref}$ ” los obtenidos experimentalmente. El MARD obtenido para la instalación con el intercambiador de minicanales es del 1,96 % para la potencia frigorífica, 2,39 % para la potencia calorífica y 9,62 % para la potencia del compresor, mientras que con el intercambiador convencional son de 3,23 %, 4,42 % y 12,48 % respectivamente, todos por debajo del 10 % a excepción de este último.

La tubería de vapor entre el evaporador y el compresor incluye una serie de elementos que provocan una elevada pérdida de carga en la tubería de succión del compresor, la cual permanece prácticamente constante en los ensayos experimentales. Aunque IMST-ART[®] reproduce esta pérdida de presión al introducir los datos de todos los elementos incluidos en las tuberías de refrigerante, así como las longitudes de estas, la complejidad de la instalación hace que el modelo falle al predecir la caída de presión y por tanto la presión de succión del compresor. Además, en el modelado se introducen los datos proporcionados por el catálogo del fabricante, que pueden diferir ligeramente con los reales. Dado que la eficiencia del compresor está muy influenciada por la relación de compresión, estos errores en el cálculo de las presiones implican errores en el cálculo del comportamiento del compresor lo que explicaría los valores relativamente altos obtenidos para el MARD de la potencia eléctrica consumida por este.

Debido a las elevadas diferencias encontradas para la potencia del compresor, las desviaciones en el COP del sistema también son relativamente altas, aunque son siempre inferiores al 20 %, **Figura IV.8.c**, siendo en este caso el MARD del 9,05 % con el intercambiador de minicanales y del 8,97 % para el convencional. Se aprecia claramente como los resultados numéricos tienden a subestimar la potencia consumida por el compresor, especialmente cuando este consume más energía, teniendo el efecto de que el COP se sobrestima.

Finalmente, los resultados numéricos para el gasto másico, **Figura IV.8.d**, y la presión de condensación, **Figura IV.8.e**, presentan diferencias inferiores al 10 %, mientras que la presión de

evaporación, **Figura IV.8.f**, está dentro del 10 % para la instalación funcionando con el intercambiador convencional y del 20 % cuando lo hace con el intercambiador de minicanales. La presión de evaporación se subestima en el cálculo numérico con ambos tipos de intercambiador, pero especialmente en el caso del de minicanales. Esta diferencia dependiendo del tipo de intercambiador utilizado puede justificarse por la elevada pérdida de carga que se produce en los intercambiadores de minicanales, que puede ser más acentuada en la realidad que la estimada numéricamente. En el caso del gasto másico, el MARD es de solo el 1,71 % con el intercambiador de minicanales y del 2,29 % con el convencional, mientras que para la presión de evaporación y condensación es de solo el 14,28 % y el 0,63 % respectivamente con el intercambiador de minicanales y del 5,22 % y el 0,48 % con el convencional.

Todos estos valores del MARD se recogen en la **Tabla IV.2** a modo resumen para facilitar su comparación.

Tabla IV.2:
MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación funcionando en modo calefacción.

Parámetro	Intercambiador de tubo aleteado montado	
	Convencional	Minicanales
Potencia frigorífica	3,23 %	1,96 %
Potencia calorífica	4,42 %	2,39 %
Potencia compresor	12,48 %	9,62 %
COP	8,97 %	9,05 %
Gasto másico	2,29 %	1,71 %
Presión de evaporación	5,22 %	14,28 %
Presión de condensación	0,48 %	0,63 %

Teniendo en cuenta los resultados mostrados en la **Figura IV.8** y en la **Tabla IV.2**, cuando la instalación trabaja en modo calefacción IMST-ART[®] proporciona cálculos precisos para la mayoría de los parámetros de interés, especialmente en aquellos que se ven afectados por la masa de refrigerante – potencias en los intercambiadores y gasto másico de refrigerante –, y por tanto puede ser utilizado en la estimación de la carga de refrigerante tanto del sistema como de los elementos individuales que lo componen.

IV.5. Resultados numéricos en modo calefacción

Dado que durante los ensayos se produjeron pequeñas desviaciones de los puntos de consigna que podrían afectar al rendimiento del sistema y que las limitaciones de los ensayos experimentales hacen que no todos los parámetros puedan estudiarse de forma amplia, se propone una nueva matriz de ensayos, **Tabla IV.3**, para analizar numéricamente el comportamiento del sistema, así como la carga de refrigerante una vez que ha sido validado el modelo de la instalación.

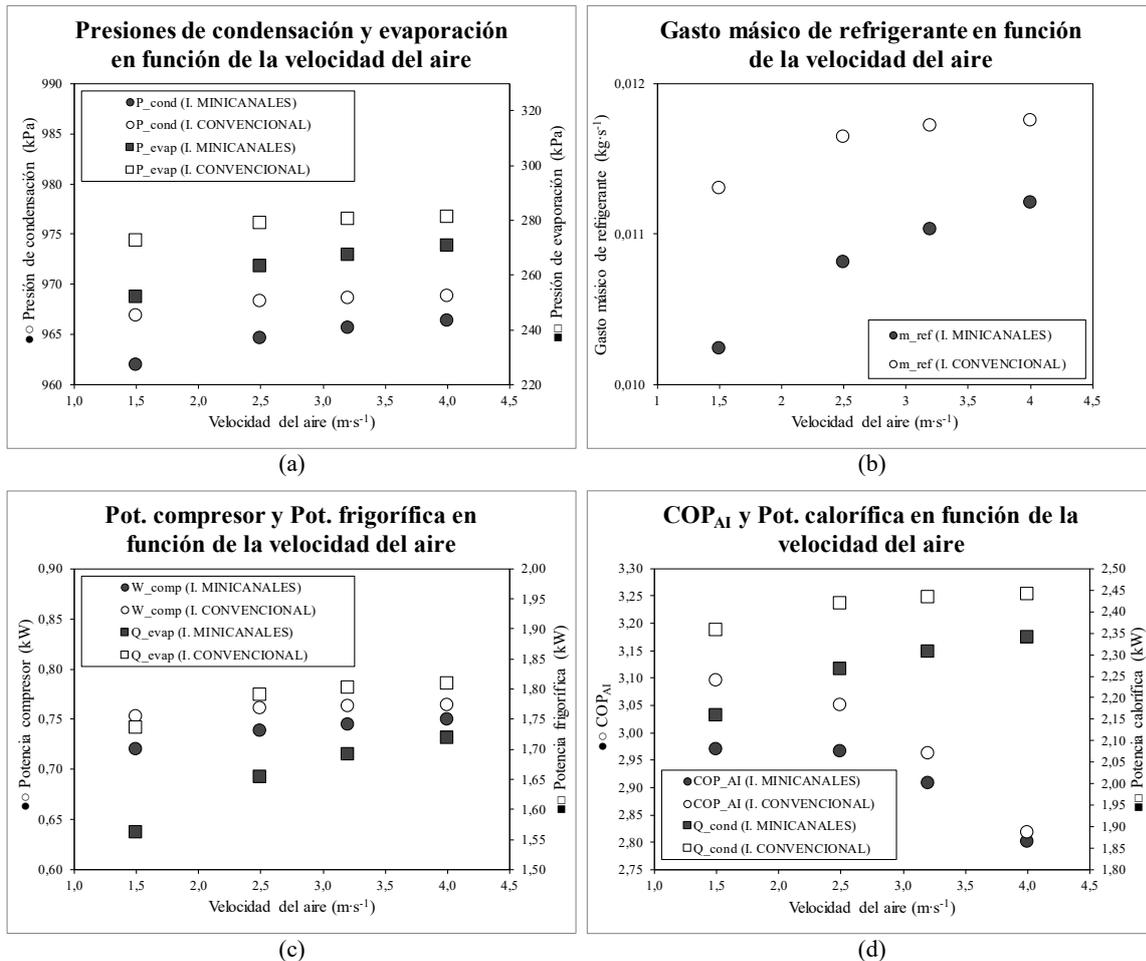
Estos ensayos incluyen los once realizados experimentalmente – el ensayo de referencia se corresponde con el “N2”, identificado en color gris oscuro – y ocho adicionales que permiten analizar de forma más detallada la influencia de la humedad relativa (N5 y N6), el sobrecalentamiento (N12, N13 y N14) y el subenfriamiento (N16, N17 y N18).

Tabla IV.3:
Matriz de ensayos numéricos para el estudio de evaporadores, modo calefacción.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	RH (%)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
N1	30	35	7	86,7	1,5	50	1	8
N2	30	35	7	86,7	2,5	50	1	8
N3	30	35	7	86,7	3,2	50	1	8
N4	30	35	7	86,7	4,0	50	1	8
N5	30	35	7	50	2,5	50	1	8
N6	30	35	7	60	2,5	50	1	8
N7	30	35	7	70	2,5	50	1	8
N8	30	35	7	80	2,5	50	1	8
N9	30	35	7	86,7	2,5	35	1	8
N10	30	35	7	86,7	2,5	40	1	8
N11	30	35	7	86,7	2,5	45	1	8
N12	30	35	7	86,7	2,5	50	1	2
N13	30	35	7	86,7	2,5	50	1	4
N14	30	35	7	86,7	2,5	50	1	6
N15	30	35	7	86,7	2,5	50	1	10
N16	30	35	7	86,7	2,5	50	0	8
N17	30	35	7	86,7	2,5	50	2	8
N18	30	35	7	86,7	2,5	50	4	8
N19	30	35	7	86,7	2,5	50	8	8

En primer lugar, se estudiará la influencia que tienen en el conjunto del sistema la velocidad del aire, la humedad relativa, y el sobrecalentamiento, al tener estos parámetros incidencia especialmente en el evaporador. Posteriormente se analiza el efecto de la variación del gasto másico, que afecta sobre todo a este, y el subenfriamiento, que afecta principalmente al condensador. Para ello, se analizarán las variables que se han considerado de interés para caracterizar el comportamiento del sistema, siendo estas las presiones de condensación y evaporación, gasto másico de refrigerante, la potencia frigorífica, la potencia consumida por el compresor, la potencia calorífica y el COP_{AI} (COP con los sistemas auxiliares incluidos, ya que IMST-ART[®] es capaz de incluir una estimación de la potencia consumida por el ventilador del evaporador, no medida experimentalmente).

En la **Figura IV.9** se muestran los efectos de la velocidad del aire en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP_{AI} (d).

Figura IV.9: Efecto de la velocidad del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

Al aumentar la velocidad del aire se produce una mejora en el coeficiente de transmisión de calor en el lado aire por el aumento del coeficiente de convección, proporcional a la velocidad del aire, lo que conlleva una mejora en el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador. Esto hace que el refrigerante evapore más rápidamente lo que lleva a un aumento del sobrecalentamiento por lo que la válvula de expansión actúa dejando pasar más caudal de refrigerante para mantener el sobrecalentamiento constante provocando un aumento en la presión de evaporación, **Figura IV.9.a**.

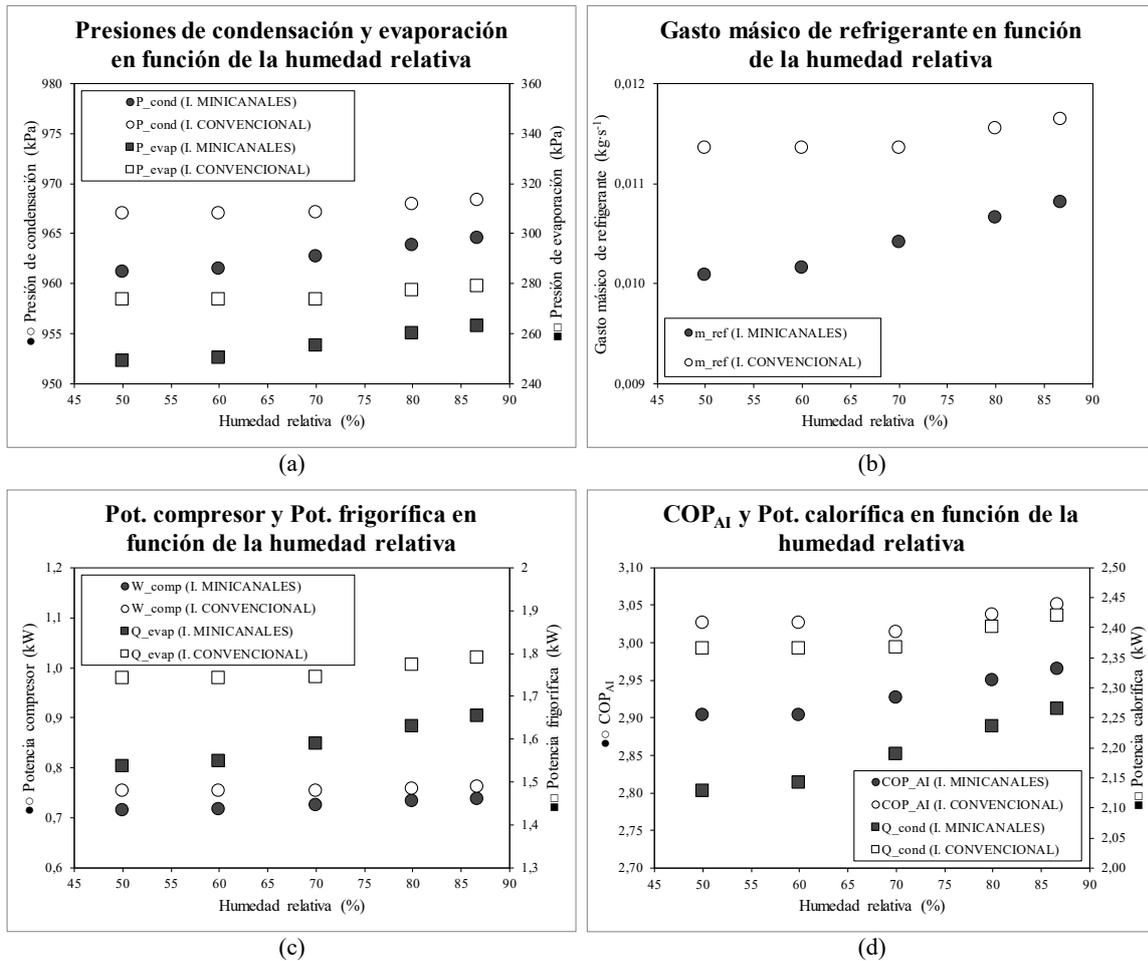
Este aumento en la presión de evaporación provoca un cambio en las condiciones de equilibrio del condensador, de manera que aumenta la presión de condensación, aunque, como se aprecia en la **Figura IV.9.a**, de una forma proporcionalmente menor a la subida de presión de evaporación, con lo que la relación de compresión disminuye.

El aumento de la presión de evaporación afecta también a las condiciones de trabajo del compresor, que aspira refrigerante con un menor volumen específico, por lo que aumenta el gasto másico de refrigerante trasegado por el compresor, **Figura IV.9.b**, y su consumo energético, **Figura IV.9.c**.

El aumento del gasto másico provoca asimismo un claro aumento de la potencia frigorífica de la instalación, tal como se aprecia en la **Figura IV.9.c**, y del calor disipado en el condensador, **Figura IV.9.d**.

Al reducirse la relación de compresión según aumenta la velocidad del aire, mejora la eficiencia de la instalación ya que el aumento de la potencia frigorífica es proporcionalmente mayor que el aumento de la potencia demandada por el compresor por lo que mejoraría el COP de la instalación. Sin embargo, en la **Figura IV.9.d** se aprecia claramente como el COP_{AI} de la instalación disminuye debido al consumo del ventilador que es proporcional al cubo de la velocidad del aire, por lo que aumenta considerablemente al hacerlo el caudal de aire contrarrestando la mejora en la eficiencia del ciclo y haciendo que globalmente el rendimiento disminuya.

En la **Figura IV.10** se muestran los efectos de la humedad relativa del aire en el comportamiento del sistema.

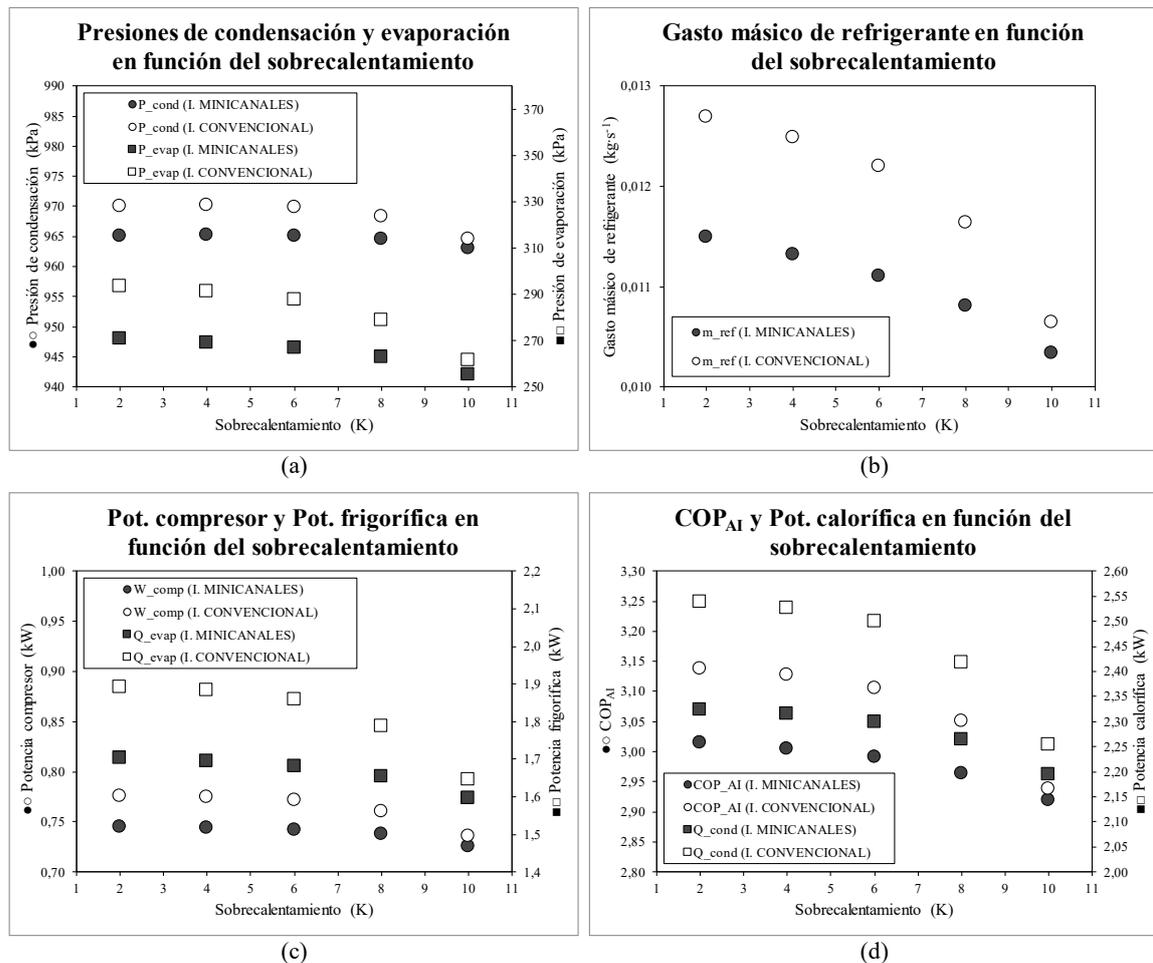


Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP_{AI} (d).

Figura IV.10: Efecto de la humedad relativa del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

Al aumentar la humedad relativa se produce un aumento en la temperatura de rocío, produciéndose una mayor condensación de vapor de agua. De esta forma mejora el coeficiente de transmisión de calor en el lado aire lo que conlleva una mejora en el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador y por tanto el aumento de la humedad relativa tiene el mismo efecto que el incremento de la velocidad del aire como se aprecia en la **Figura IV.10**. La diferencia más destacable es que en este caso el consumo del ventilador apenas se incrementa, motivado en este caso por la mayor densidad del aire, por lo que al aumentar la humedad del aire el COP_{AI} también lo hace, **Figura IV.10.d**.

En la **Figura IV.11** se muestran los efectos del sobrecalentamiento en el comportamiento del sistema.

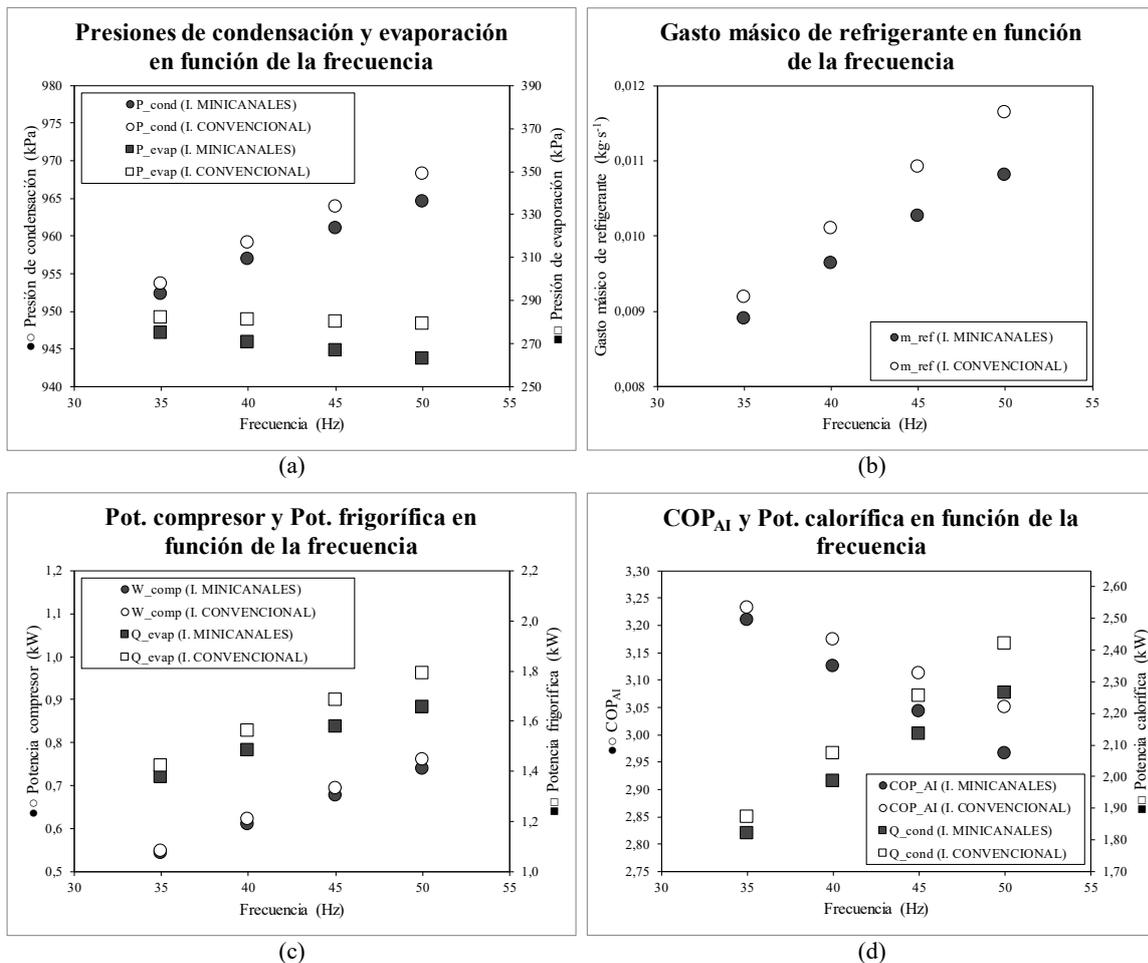


Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP_{AI} (d).

Figura IV.11: Efecto del sobrecalentamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

Para aumentar el sobrecalentamiento la válvula de expansión debe actuar restringiendo el paso de refrigerante lo que provoca una disminución de la presión de evaporación, especialmente a partir de 6 K, por lo que, tal como se aprecia en la **Figura IV.11**, el incremento del sobrecalentamiento tiene el efecto opuesto al observado con un aumento de la velocidad o la humedad relativa del aire.

En la **Figura IV.12** se muestra el efecto que tiene en el comportamiento del sistema la modificación del gasto másico mediante la variación de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor.

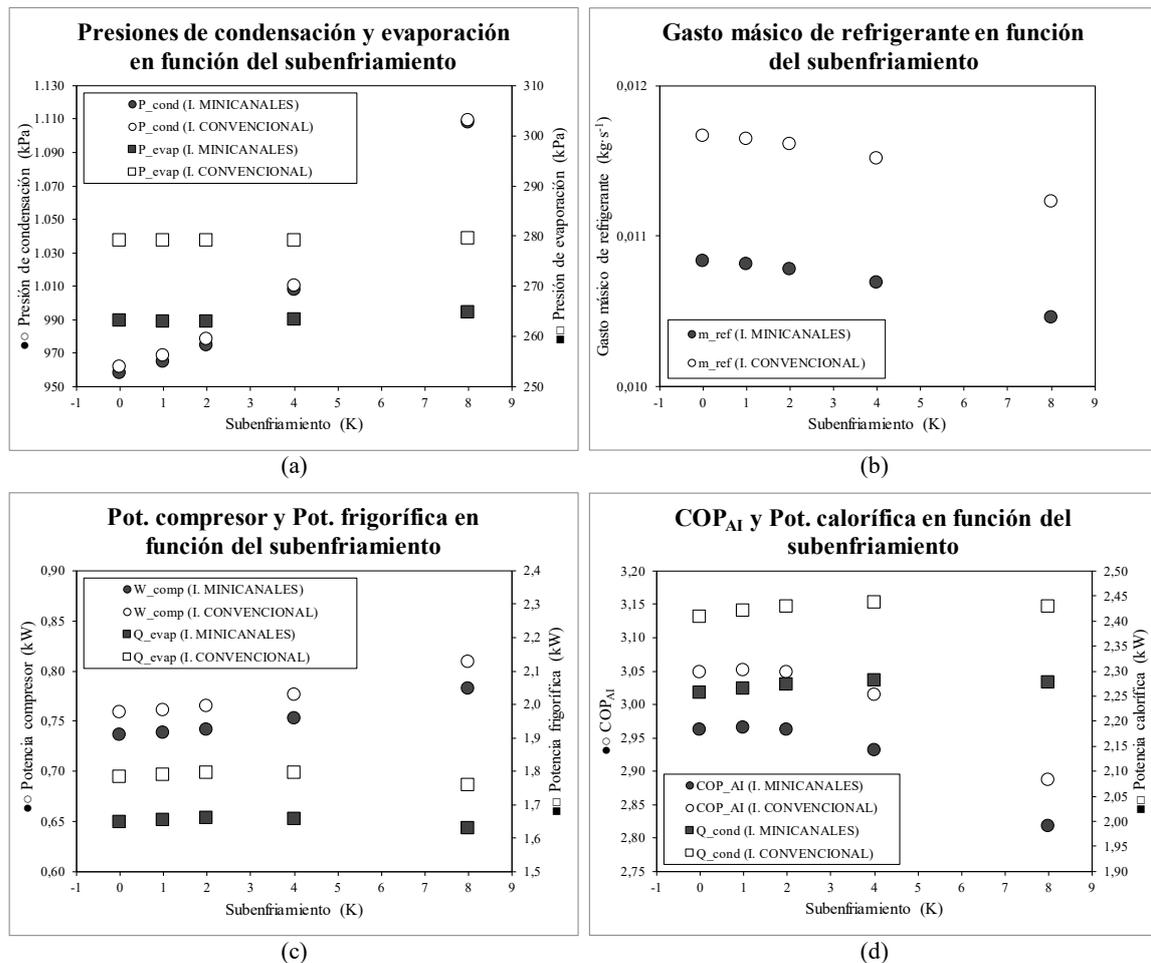


Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP_{AI} (d).

Figura IV.12: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

Al tratarse de un compresor volumétrico, el aumento del gasto másico es acompañado por una disminución de la presión de evaporación, debida al aumento de la succión generada por el compresor. Además, se produce un aumento de la presión de condensación debido a que la válvula de expansión tiende a restringir el paso de refrigerante para contrarrestar la disminución del subenfriamiento lo que provoca el aumento del gasto másico. Por tanto, el incremento del gasto másico provoca un aumento de la relación de compresión y una disminución del rendimiento de la instalación, ya que, aunque aumenta la potencia calorífica, **Figura IV.12.d**, el consumo del compresor se incrementa proporcionalmente más, **Figura IV.12.c**.

En la **Figura IV.13** se muestran los efectos del subenfriamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia frigorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia calorífica (d) y COP_{AI} (d).

Figura IV.13: Efecto del subenfriamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de evaporador en modo calefacción.

El aumento del subenfriamiento se logra mediante la variación de la carga de refrigerante en la instalación y anulando el depósito de líquido a la salida del condensador. Esto provoca un claro aumento de la presión de condensación, **Figura IV.13.a**, que prácticamente no tiene repercusión en las condiciones de evaporación, de forma que aumenta la relación de compresión y por tanto disminuyen el rendimiento volumétrico del compresor y el gasto de refrigerante, **Figura IV.13.b**.

Como consecuencia de la disminución del gasto de refrigerante disminuye también la potencia frigorífica mientras que la potencia absorbida por el compresor aumenta debido al incremento de la relación de compresión, **Figura IV.13.c**.

La potencia calorífica va aumentando lentamente mientras la disminución del gasto másico se ve compensada con el mayor calor cedido por el refrigerante para lograr alcanzar el

subenfriamiento deseado hasta que el efecto de la disminución del gasto comienza a tener un mayor impacto y para subenfriamientos de 8 K la potencia calorífica disminuye ligeramente, **Figura IV.13.d**. Esto mismo provoca que el COP_{AI} aumente ligeramente a subenfriamiento bajos y comience a descender, a partir de 1 K, dado que el consumo del compresor va aumentando gradualmente con el subenfriamiento.

En la **Figura IV.14**, la **Figura IV.15**, la **Figura IV.16** y la **Figura IV.17** se muestran los resultados obtenidos de la simulación de los diecinueve ensayos detallados en la **Tabla IV.3** para la carga de refrigerante en el compresor, los intercambiadores de calor y el conjunto del sistema.

Según los resultados obtenidos, el sobrecalentamiento es el parámetro que más influencia tiene en la reducción de la carga de refrigerante en el sistema “*RCRS*”, midiéndose esta como la reducción relativa de la masa de refrigerante en el sistema obtenida al utilizar un intercambiador de minicanales en lugar de uno convencional tal como se recoge en la expresión (IV.9):

$$RCRS = \frac{m_{convencional} - m_{micanales}}{m_{convencional}} \quad (IV.9)$$

siendo “*m*” la carga de refrigerante en el sistema. En adelante, a la carga de refrigerante en el sistema se le referirá también como carga global o carga total.

En todos los casos analizados la carga de refrigerante del sistema es inferior en el caso de utilizar como evaporador un intercambiador de minicanales, con reducciones entre el 0,64 % y el 11,69 %. Dado que el refrigerante sale en estado monofásico de los intercambiadores y las diferencias de presión en estado gas son pequeñas, apenas hay variación en la carga de refrigerante de las tuberías de refrigerante. Además, en el condensador las condiciones son prácticamente estables por lo que la carga de refrigerante en el mismo apenas se ve afectada por el evaporador utilizado, **Figura IV.14**, aunque resulta llamativo que a medida que aumenta el subenfriamiento la carga de refrigerante en este aumenta más con la instalación trabajando con el intercambiador de minicanales, si bien la diferencia es muy pequeña y con un limitado impacto en la carga global. Las diferencias de carga entre ambos sistemas más significativas se dan, como era de esperar, en el compresor, **Figura IV.15**, y en el evaporador, **Figura IV.16**, aunque el primero tiene una influencia muy limitada en la carga global debido a que alberga menos del 14 % del refrigerante del sistema.

Por la geometría propia de la instalación experimental las tuberías del sistema son muy largas y albergan el 38,3 % de la carga de refrigerante cuando se utiliza el intercambiador convencional y el 40,8 % cuando se utiliza el de minicanales. Sin embargo, la influencia de las variables analizadas sobre la carga de refrigerante en las tuberías de líquido y vapor es mínima con ambos tipos de intercambiador. El único parámetro que tiene un efecto apreciable en la carga de

refrigerante de las tuberías es el subenfriamiento, al afectar este a la densidad del refrigerante en estado líquido, que aumenta al aumentar el subenfriamiento por estar el líquido más frío. Al aumentar este de 0 K a 8 K la carga de refrigerante en las tuberías respecto a su valor promedio varía menos del 1,4 % en el caso de utilizar el intercambiador convencional y del 1,3 % con el de minicanales.

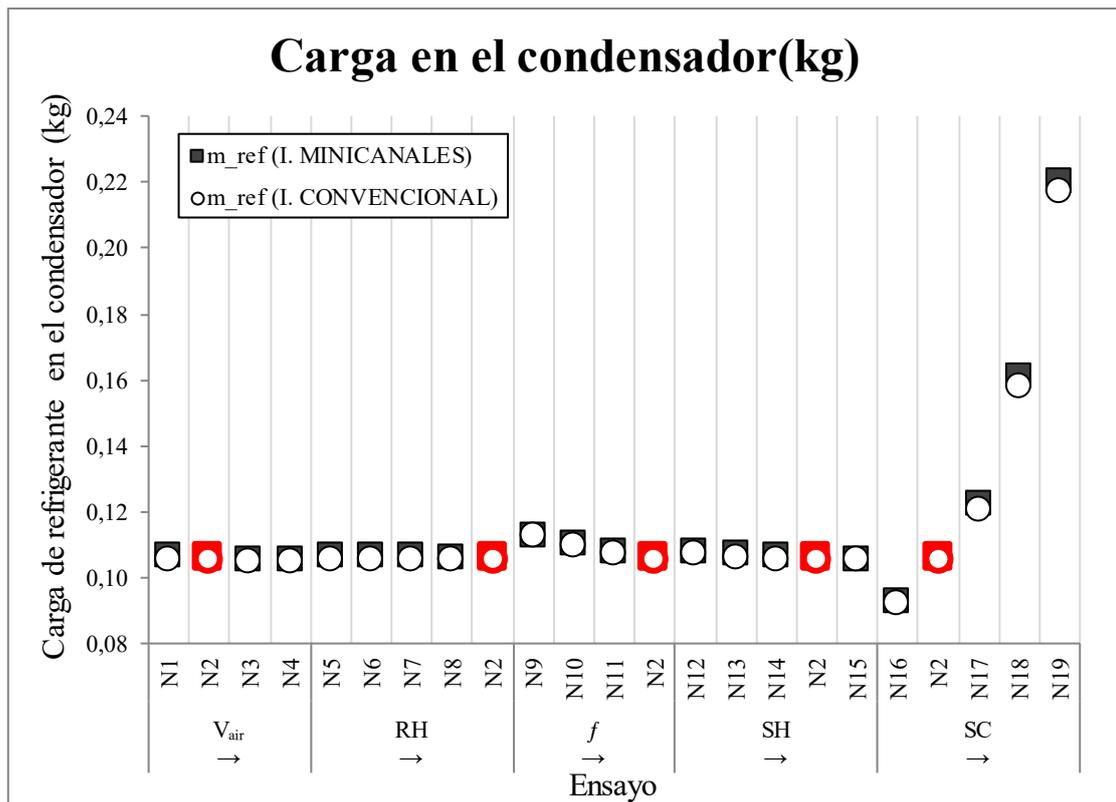


Figura IV.14: Carga de refrigerante contenida en el condensador para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.

La carga de refrigerante contenida en el condensador, **Figura IV.14**, se ve muy influenciada por el subenfriamiento, como era de esperar, y ligeramente por la variación del gasto másico, mientras que el resto de las variables apenas tienen influencia. Cuando se utiliza el intercambiador de minicanales la presión de condensación, y por tanto la temperatura de condensación, son ligeramente inferiores a las que hay al utilizar el intercambiador convencional, con lo que la densidad del refrigerante en estado líquido es algo superior y la carga de refrigerante en general aumenta proporcionalmente más que con el intercambiador convencional.

Al aumentar la frecuencia de alimentación del compresor, aumenta el gasto másico y con él también aumenta la presión de condensación lo que haría aumentar el subenfriamiento, por lo que para mantenerlo constante disminuye el volumen interno del condensador inundado por

refrigerante. Además, también aumenta la temperatura de condensación con lo que el refrigerante baja su densidad. Por tanto, al aumentar el gasto másico disminuye la cantidad de refrigerante en el condensador.

Al aumentar el subenfriamiento también lo hace la carga de refrigerante en el condensador ya que este se va inundando de refrigerante en fase líquida. Al ser el mismo equipo independientemente del tipo de evaporador instalado, en ambos casos el sistema va ganando de forma global una cantidad muy similar de refrigerante.

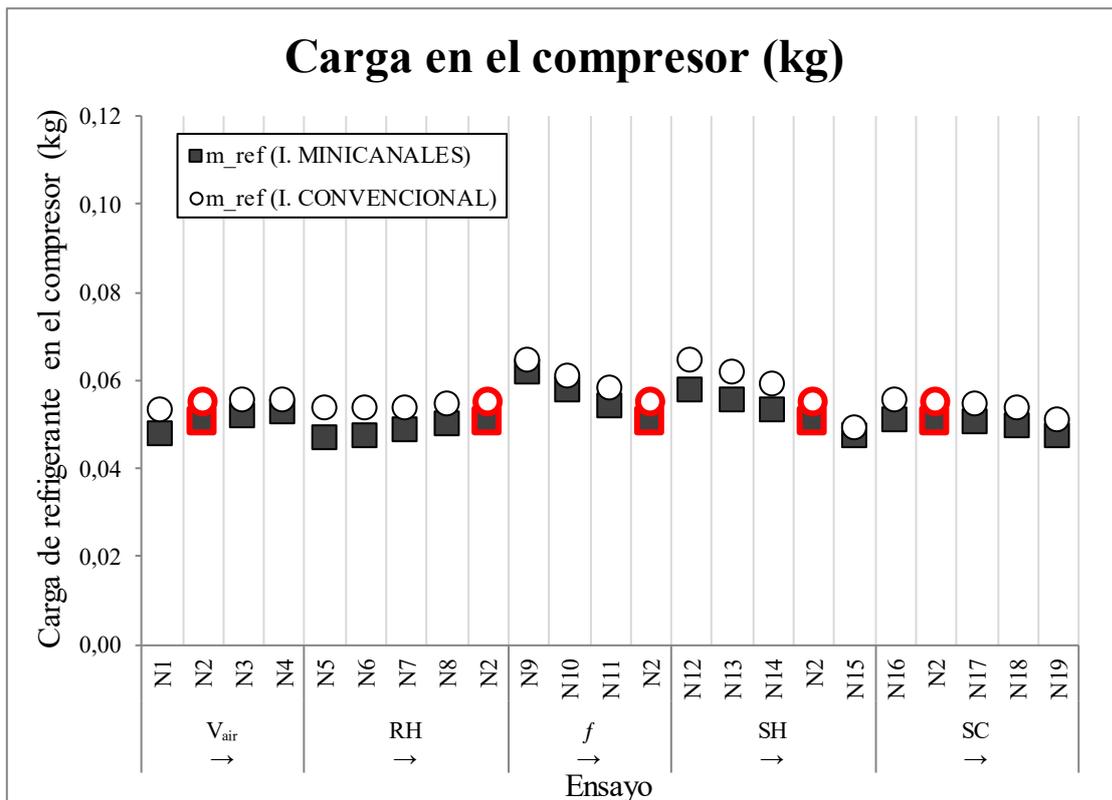


Figura IV.15: Carga de refrigerante contenida en el compresor para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.

En el compresor, la carga de refrigerante se ve afectada principalmente por las condiciones de evaporación por lo que las variaciones en todos los parámetros tienen cierta influencia en esta, **Figura IV.15**. La presión de evaporación, su temperatura y el sobrecalentamiento afectan al volumen específico en la succión del compresor y a la solubilidad del refrigerante en el aceite lubricante del compresor – tipo éster con grado de viscosidad ISO 22 –, que son los dos factores que determinan la cantidad de refrigerante en el compresor. En general, la solubilidad aumenta al aumentar la presión en el cárter del compresor, presión de evaporación, y también al disminuir la temperatura de succión. Por tanto, aquellos efectos que tienden a aumentar la presión de

evaporación – velocidad y humedad relativa del aire – provocan un aumento de la carga en el compresor, mientras que aquellos que tienden a bajar la presión de evaporación – gasto másico y sobrecalentamiento – provocan una disminución de la carga. Aunque tiene poca influencia, el subenfriamiento afecta tanto a la presión de evaporación como a la temperatura de succión del compresor, provocando un ligero descenso de la masa de refrigerante contenida en el compresor.

Este efecto podría reducirse si se utilizasen aceites con una menor solubilidad en ellos del refrigerante utilizado, aunque debe tenerse en cuenta que cuando el refrigerante y el aceite no son miscibles entre sí esto puede afectar a la transferencia de calor en el condensador y el evaporador ya que las superficies de intercambio de calor de estos pueden cubrirse con una fina capa de aceite (Palm, 2007).

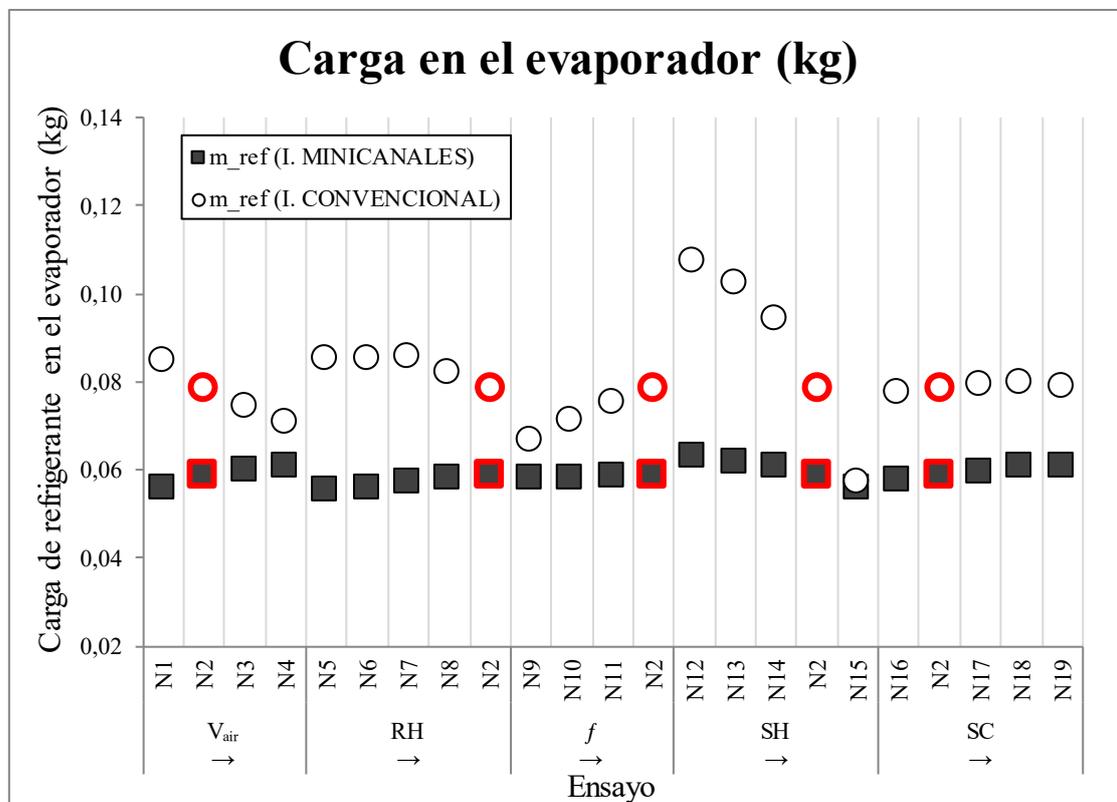


Figura IV.16: Carga de refrigerante contenida en el evaporador para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.

La carga de refrigerante en el evaporador, **Figura IV.16**, se ve afectada principalmente por el sobrecalentamiento, además de por la variación del gasto másico, la humedad relativa y la velocidad del aire, mientras que el subenfriamiento tiene un efecto más limitado.

El evaporador puede considerarse dividido en dos secciones o regiones. En la primera de ellas se produce la vaporización del refrigerante habiendo por tanto una mezcla bifásica, mientras

que en la segunda es una región monofásica donde se produce el sobrecalentamiento. En la región bifásica el coeficiente de convección interior es alto mientras que en la región monofásica este es más bajo.

Como ya se ha visto al analizar la **Figura IV.9**, el aumento de la velocidad del aire mejora el coeficiente convectivo exterior del evaporador, lo que mejora la capacidad de intercambio térmico de forma que al tener dos regiones interiores con coeficientes convectivos distintos se llega a un nuevo equilibrio en el evaporador. Si el sobrecalentamiento se mantiene constante, el incremento del intercambio térmico en la región monofásica tiene que verse compensado con una reducción de la extensión de este, por lo que la región bifásica tiende a aumentar.

Atendiendo a la superficie de intercambio de calor, cuanto mayor sea la superficie de intercambio externa mayor será el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. Lo mismo ocurre con el aumento de la superficie de intercambio interna. Analizando las características de los dos intercambiadores se observa que, comparado con el convencional, el intercambiador de minicanales tiene una superficie de intercambio interior que es casi el doble y una superficie exterior que es casi la cuarta parte. Por tanto, aunque en ambos casos un aumento en la velocidad del aire provocará que el porcentaje de superficie de intercambio dedicada al sobrecalentamiento aumente, ese aumento será mucho más importante en el intercambiador convencional que en el intercambiador de minicanales.

De esta forma, al aumentar la velocidad del aire se produce una mejora en el intercambio de calor que tiene dos efectos. Por un lado, el sobrecalentamiento tiende a aumentar, por lo que la válvula de expansión abre aumentando el gasto másico, pero reduciendo la pérdida de presión por lo que aumenta la presión de evaporación. Ese aumento en la presión produce un aumento en la temperatura del refrigerante y por tanto una disminución en la densidad de la fase líquida y un aumento en la densidad de la fase vapor. Como el evaporador está mayoritariamente ocupado por vapor, globalmente la masa de refrigerante tiende a aumentar. Por otro lado, la mejora en la transmisión de calor provoca una disminución de la sección bifásica, que es en la que se concentra la mayor cantidad de refrigerante y, por tanto, la masa de refrigerante tiende a disminuir.

En el caso del intercambiador de minicanales, el acortamiento de la sección monofásica es poco importante, por lo que el efecto del aumento de la densidad domina sobre ese acortamiento y globalmente la masa de refrigerante aumenta. En el intercambiador convencional ocurre lo contrario y la masa de refrigerante tiende a disminuir.

Como se comentó al analizar el efecto de la humedad relativa, **Figura IV.10**, un aumento de esta tiene un efecto similar a un aumento en la velocidad del aire.

Al aumentar el gasto másico la presión de evaporación disminuye, pero también se produce un notable aumento del gasto másico lo que hace que disminuya la región monofásica de forma que aumenta la masa de refrigerante, dominando este efecto sobre el anterior para ambos tipos de intercambiador.

Como se aprecia claramente en la **Figura IV.16**, al aumentar el sobrecalentamiento disminuye la cantidad de refrigerante con ambos tipos de intercambiador debido a que aumenta la región monofásica del evaporador.

Finalmente, el incremento subenfriamiento afecta de forma muy leve a ambos intercambiadores, provocando un aumento de la carga de refrigerante relacionado con el ligero aumento en la presión de evaporación que se produce.

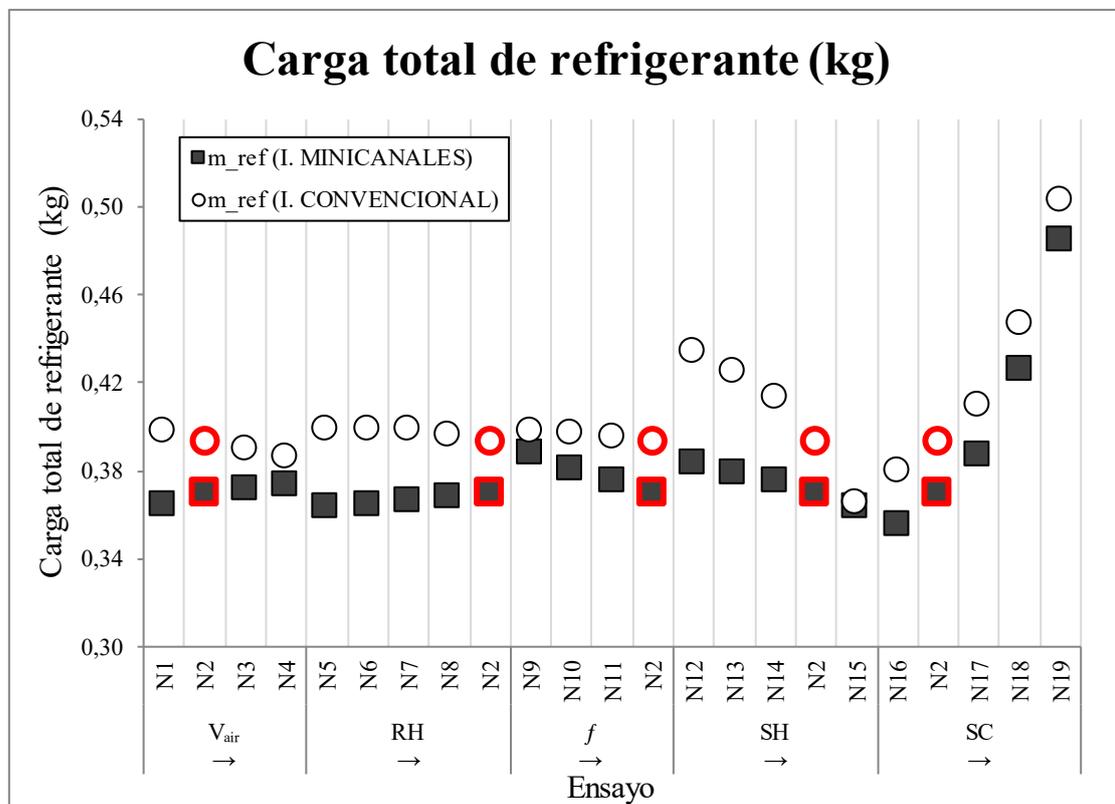


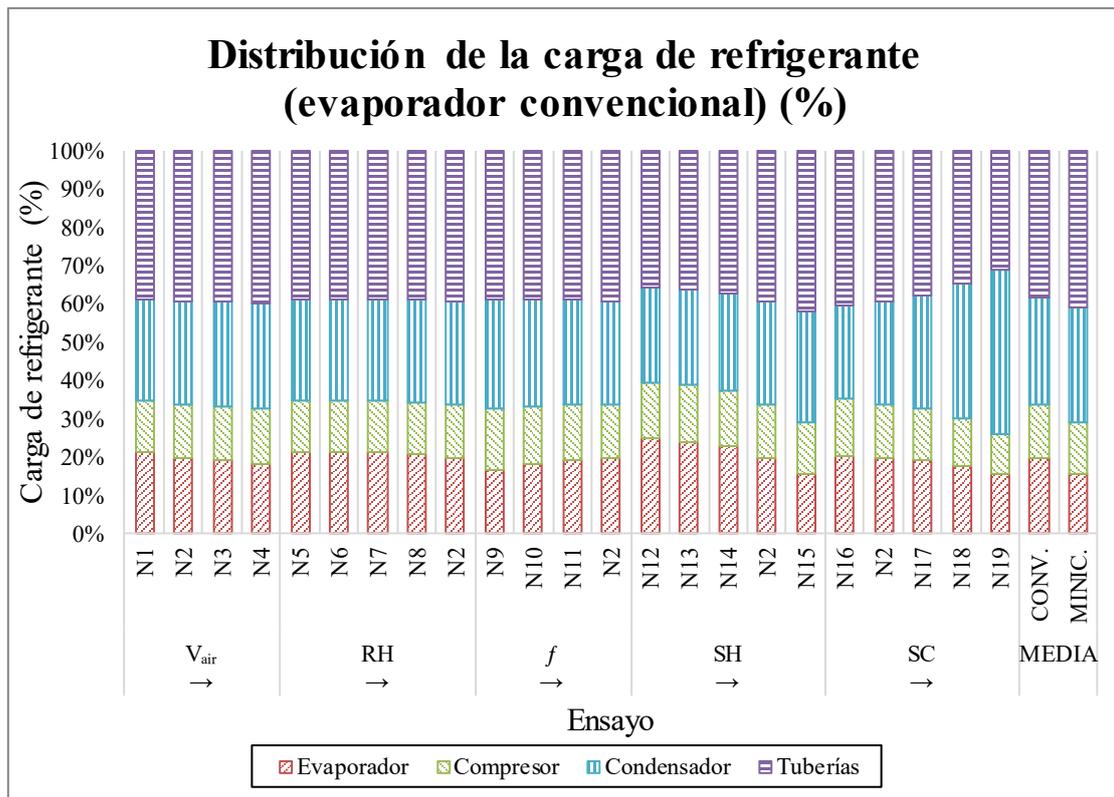
Figura IV.17: Carga de refrigerante contenida en el sistema para cada una de las simulaciones numéricas en modo calefacción.

En la **Figura IV.17** se muestra la influencia de las variables sobre la carga global del sistema, que en general refleja el comportamiento del evaporador, a excepción de cuando se modifica el subenfriamiento en cuyo caso es el condensador el que condiciona esta.

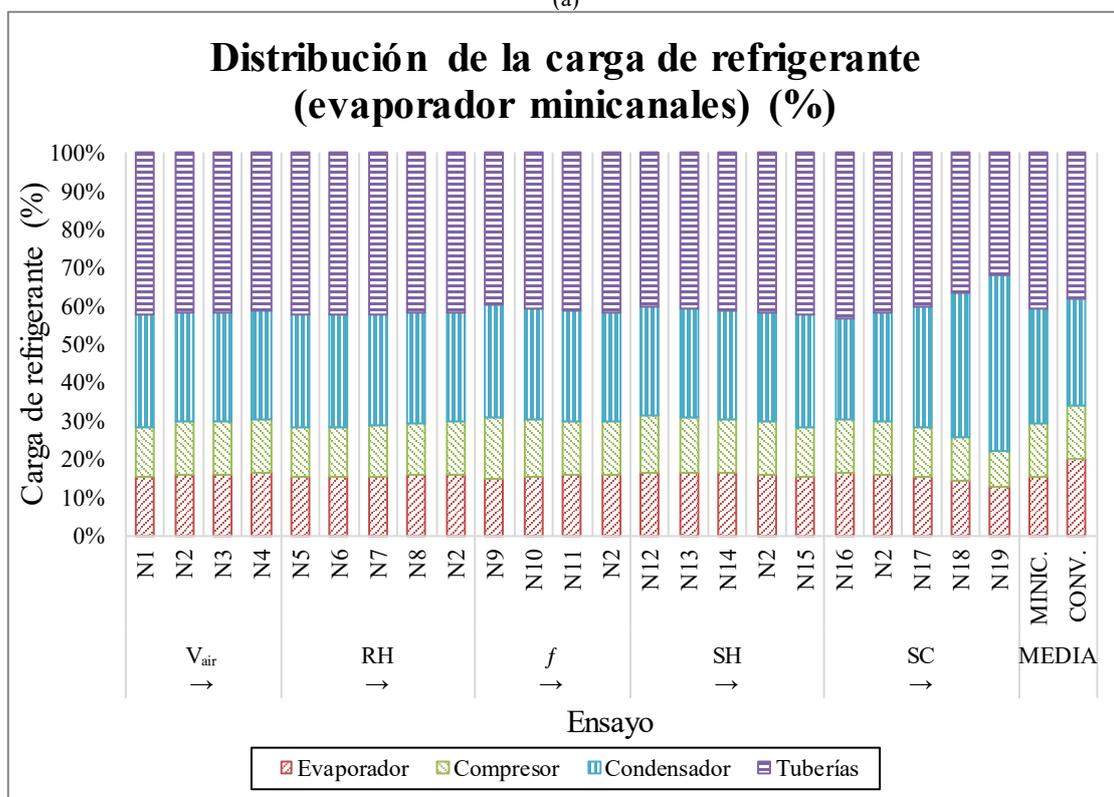
A modo resumen, la **Figura IV.18** muestra la distribución de la carga de refrigerante en cada una de las simulaciones numéricas con ambos tipos de evaporador. Se aprecia como la mayor

parte del refrigerante se acumula en las tuberías debido a la longitud de estas, mientras que para el resto de los componentes es el condensador el equipo con mayor cantidad de refrigerante seguido del evaporador, igualándose ambos para sobrecalentamientos muy bajos en el caso de utilizar el intercambiador convencional.

En la **Tabla IV.4** se resumen los principales resultados obtenidos en los ensayos en modo calefacción, siendo estos la carga de refrigerante en el sistema, la potencia calorífica y el COP_{AI} . Para todos ellos se muestra la variación que se produce al cambiar el evaporador convencional por uno de minicanales, tomándose el primero como referencia. Se aprecia por tanto como los tres parámetros analizados se reducen con esta sustitución.



(a)



(b)

Figura IV.18: Distribución de la carga de refrigerante en los distintos componentes de la instalación cuando se utiliza como evaporador un intercambiador convencional (a) y uno de minicanales (b) en las simulaciones numéricas en modo calefacción.

Tabla IV.4:
Resumen de los resultados numéricos para el estudio de evaporadores, modo calefacción.

	m_{ref} (kg)			COP_{AI}			\dot{Q}_{cond} (kW)			
	Mini	Conv	% Var	Mini	Conv	% Var	Mini	Conv	% Var	
$v_{a,i}$ ($m \cdot s^{-1}$)	1,5	0,365	0,398	-8,3	2,97	3,10	-4,1	2,16	2,36	-8,5
	2,5	0,370	0,393	-6,0	2,97	3,05	-2,8	2,26	2,42	-6,4
	3,2	0,372	0,389	-4,5	2,91	2,96	-1,8	2,31	2,43	-5,2
	4,0	0,373	0,386	-3,2	2,80	2,82	-0,6	2,34	2,44	-4,1
RH (%)	50	0,363	0,399	-8,9	2,90	3,03	-4,0	2,13	2,37	-10,1
	60	0,364	0,399	-8,6	2,90	3,03	-4,0	2,14	2,37	-9,5
	70	0,366	0,399	-8,2	2,93	3,01	-2,9	2,19	2,37	-7,5
	80	0,368	0,396	-7,0	2,95	3,04	-2,9	2,24	2,40	-6,9
	86,7	0,370	0,393	-6,0	2,97	3,05	-2,8	2,26	2,42	-6,4
f (Hz)	35	0,387	0,398	-2,7	3,21	3,23	-0,7	1,82	1,87	-2,8
	40	0,381	0,396	-4,0	3,13	3,17	-1,5	1,99	2,07	-4,2
	45	0,375	0,395	-5,1	3,04	3,11	-2,3	2,13	2,25	-5,4
	50	0,370	0,393	-6,0	2,97	3,05	-2,8	2,26	2,42	-6,4
SH (K)	2	0,383	0,434	-11,7	3,02	3,14	-3,9	2,32	2,54	-8,5
	4	0,379	0,425	-10,9	3,01	3,13	-3,9	2,32	2,53	-8,4
	6	0,375	0,413	-9,4	2,99	3,11	-3,7	2,30	2,50	-8,0
	8	0,370	0,393	-6,0	2,97	3,05	-2,8	2,26	2,42	-6,4
	10	0,363	0,365	-0,6	2,92	2,94	-0,7	2,20	2,26	-2,6
SC (K)	0	0,355	0,379	-6,3	2,96	3,05	-2,8	2,26	2,41	-6,3
	1	0,370	0,393	-6,0	2,97	3,05	-2,8	2,26	2,42	-6,4
	2	0,387	0,409	-5,5	2,96	3,05	-2,8	2,27	2,43	-6,4
	4	0,426	0,447	-4,7	2,93	3,01	-2,8	2,28	2,44	-6,4
	8	0,484	0,503	-3,7	2,82	2,89	-2,4	2,28	2,43	-6,2

Mini: Instalación funcionando con un evaporador de minicanales.

Conv: Instalación funcionando con un evaporador convencional.

% Var: porcentaje de variación del parámetro entre el intercambiador de minicanales y el convencional, tomando el convencional como el de referencia.



CAPÍTULO V.

RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN

V.1. Introducción

En el presente capítulo se comparan los resultados experimentales obtenidos en la instalación funcionando en modo refrigeración utilizando el intercambiador de tubo aleteado convencional y el de tubo aleteado con minicanales como condensador. Por otra parte, se comparan dichos resultados con los numéricos obtenidos mediante las simulaciones con IMST-ART[®], validándose así los modelos existentes en el programa utilizados para modelar la instalación.

Durante cada ensayo experimental, para cada una de las variables medidas directamente sobre el sistema se realizan noventa mediciones, cuya media se toma como su valor. A partir de ellas se determinan mediante REFPROP[®] las entalpías y el resto de las propiedades de los fluidos a partir de las presiones y temperaturas medidas. Finalmente se calculan mediante sus respectivas fórmulas las potencias calorífica y frigorífica, así como la eficiencia del sistema.

Con todos estos datos se analiza la influencia en el sistema de la modificación de la velocidad del aire, la temperatura del aire a la entrada del condensador, el subenfriamiento y el gasto másico de refrigerante. A partir del modelado del sistema realizado con IMST-ART[®] se realizan simulaciones numéricas en las condiciones de los ensayos experimentales, validándose tanto el programa como el modelado realizado y pudiendo así obtener parámetros de difícil determinación experimental como es la carga de refrigerante en cada uno de los componentes del sistema. Así mismo, también se utiliza este para realizar estudios paramétricos que permiten analizar en profundidad los efectos de las variaciones en las variables estudiadas en la carga de refrigerante, así como su influencia en el comportamiento del sistema, comparando las conclusiones obtenidas experimentalmente con las de las simulaciones numéricas.

De esta forma, se llega a un conocimiento profundo sobre cómo las modificaciones en las variables antes señaladas afectan al funcionamiento del sistema y por tanto a su rendimiento.

V.2. Cálculo de variables

V.2.1. Variables medidas directamente

Como ya se comentó al presentar los resultados en modo calefacción, el cálculo del valor de las variables que han sido medidas directamente sobre el sistema se hace como la media aritmética de las noventa mediciones realizadas durante el periodo de cada ensayo. Este es el caso de las siguientes variables:

- Temperaturas: para aire, agua y refrigerante.
- Presiones absolutas: para aire, agua y refrigerante.
- Presiones diferenciales: para aire, agua y refrigerante.
- Gasto másico: para refrigerante.
- Gasto volumétrico: para aire y agua.
- Humedad relativa: para aire.
- Potencia eléctrica consumida por el compresor.

La temperatura a la entrada del intercambiador aire-refrigerante se calcula como la media de las temperaturas obtenidas en las seis RTD dispuestas en este punto. En el caso de la temperatura a la salida del intercambiador, esta se ha calculado a partir de las temperaturas medidas en ese punto con diecisiete RTD, pero dándoles un peso a estas en función de la porción de sección transversal que abarcan y del perfil de velocidades.

Al no poder medirse directamente sobre el sistema ni existir fórmulas de uso universal para su determinación, se calculan mediante REFPROP[®] las entalpías a las entradas y salidas de ambos intercambiadores para el aire y el refrigerante, las densidades del agua y del aire, y el calor específico a presión constante para el agua. El cálculo de estas variables se hace a partir de las presiones y temperaturas de agua, aire y refrigerante a las que se desea conocer estos valores.

V.2.2. Cálculo de la potencia frigorífica y la eficiencia del sistema

Sin pérdida de la generalidad, las variaciones de entalpías en las fórmulas se han expresado de forma que el intercambio de calor sea siempre positivo independientemente de que sea entrante o saliente.

Cuando la bomba de calor funciona en modo refrigeración, el agua caliente atraviesa el intercambiador de placas cediendo calor al refrigerante, que por unidad de tiempo es la potencia frigorífica del sistema “ $\dot{Q}_{evap,w}$ ”, cuyo valor se calcula mediante la expresión (V.1):

$$\dot{Q}_{evap,w} = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot \bar{c}_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (V.1)$$

donde “ \dot{V}_w ” es el caudal volumétrico del agua, “ ρ_w ” su densidad, “ $\bar{c}_{p,w}$ ” su calor específico a presión constante, “ $T_{w,out}$ ” su temperatura a la salida del intercambiador y “ $T_{w,in}$ ” su temperatura a la entrada del intercambiador de placas. Tanto el caudal como las temperaturas son medidas directamente en la instalación, mientras que la densidad y el calor específico a presión constante se determinan mediante REFPROP[®]. La densidad se calcula la temperatura a la que se mide el caudal

y a la presión atmosférica, mientras que el calor específico se calcula a la presión atmosférica y a la temperatura media del agua “ \bar{T}_w ” determinada mediante la expresión (V.2):

$$\bar{T}_w = \frac{T_{w,out} + T_{w,in}}{2} \quad (V.2)$$

La expresión (V.1) proporciona el valor de la potencia frigorífica en el lado agua, cuyo signo será positivo según se ha enunciado la fórmula. Este resultado sirve para contrastar el obtenido al calcular la potencia frigorífica en el lado refrigerante “ $\dot{Q}_{evap,r}$ ” mediante la fórmula (V.3):

$$\dot{Q}_{evap,r} = \dot{m}_r \cdot (h_{evap,out} - h_{evap,in}) \quad (V.3)$$

donde “ \dot{m}_r ” es el gasto másico de refrigerante, “ $h_{evap,in}$ ” su entalpía a la entrada del intercambiador y “ $h_{evap,out}$ ” su entalpía a la salida del intercambiador. El gasto másico es medido directamente en el sistema mientras que las entalpías son calculadas mediante REFPROP[®] a las presiones y temperaturas correspondientes, las cuales son medidas directamente sobre el sistema a la salida del evaporador y a la entrada de la válvula de expansión situada justo antes de la entrada del intercambiador suponiendo que la expansión es isoentálpica. Su signo será también positivo según se ha enunciado la fórmula (V.3).

Finalmente, la eficiencia del sistema representada por su EER se determina mediante la expresión (V.4):

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (V.4)$$

donde “ \dot{W}_{comp} ” es la potencia eléctrica suministrada al compresor, medida directamente sobre el sistema.

De igual forma se puede calcular la potencia intercambiada en el condensador en el lado aire “ $\dot{Q}_{cond,a}$ ” y en el lado refrigerante “ $\dot{Q}_{cond,r}$ ”. Desde el lado refrigerante, la potencia cedida por este se puede terminar con la expresión (V.5):

$$\dot{Q}_{cond,r} = \dot{m}_r \cdot (h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (V.5)$$

donde “ \dot{m}_r ” es el gasto másico de refrigerante, “ $h_{evap,in}$ ” su entalpía a la entrada del intercambiador y “ $h_{evap,out}$ ” su entalpía a la salida del intercambiador. El gasto másico es el mismo que en el evaporador, mientras que las entalpías son calculadas mediante REFPROP[®] a las presión y temperatura a la salida del condensador y a la entrada de la válvula de expansión situada justo antes

de la entrada del intercambiador suponiendo que la expansión es isoentálpica. Estas presiones y temperaturas son medidas directamente sobre el sistema.

Por su parte, la potencia absorbida por el aire en el condensador se calcula con la expresión (V.6):

$$\dot{Q}_{cond,a} = \dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot [h_{a,out} - h_{a,in} + \omega \cdot (h_{v,out} - h_{v,in})] \quad (V.6)$$

donde “ \dot{V}_a ” es el caudal volumétrico de aire, “ ρ_a ” es la densidad del aire seco a la salida del condensador, “ $h_{a,in}$ ” la entalpía del aire a la entrada del intercambiador, “ $h_{a,out}$ ” la entalpía del aire a la salida del intercambiador, “ ω ” la humedad específica del aire y “ $h_{v,in}$ ” y “ $h_{v,out}$ ” son las entalpías específicas del vapor de agua a la entrada y salida del intercambiador respectivamente. El caudal volumétrico es medido directamente sobre el sistema mientras que la humedad específica y la densidad del aire son calculadas mediante fórmulas psicrométricas a partir de la humedad relativa, la presión del aire y su temperatura, todas ellas medidas directamente sobre el sistema. Las entalpías del lado aire son calculadas mediante REFPROP[®] a partir de los valores medidos para la temperatura a la entrada y a la salida del condensador suponiendo que el aire se comporta como un gas ideal. Las entalpías del agua son calculadas igualmente utilizando REFPROP[®] a partir de únicamente de la temperatura de entrada y la de salida del condensador.

V.2.3. Carga de refrigerante en modo refrigeración

Al igual que se realizó en el *Capítulo IV. Resultados en modo calefacción*, la masa de refrigerante contenida en cada uno de los elementos del sistema se determina mediante simulación numérica con IMST-ART[®].

Previamente a la utilización de los resultados obtenidos con este software se realiza la validación del modelado a partir de la comparación de los resultados experimentales obtenidos durante los ensayos con los resultados de las simulaciones numéricas en las mismas condiciones de ensayo.

V.3. Resultados experimentales en modo refrigeración

En la **Tabla V.1** se muestran los ensayos experimentales realizados en modo refrigeración, en el que el intercambiador de tubo aleteado actúa como condensador. El ensayo “E3”, identificado en color gris, es el ensayo de referencia siendo el resto de los ensayos variaciones de este en alguno de los parámetros que lo caracterizan: la temperatura del aire, el caudal volumétrico de aire, el gasto másico o el subenfriamiento. En todos los ensayos realizados se mantienen constantes tanto el

sobrecalentamiento como las condiciones del fluido secundario en el intercambiador de placas, entrando el agua a 12 °C y disminuyendo esta su temperatura hasta los 7 °C a la salida. Así mismo, en la mayoría de los ensayos se utilizó el acumulador de líquido para evitar el subenfriamiento – a excepción de los ensayos “E10” y “E11” en los que se baipaseó el acumulador –.

Tabla V.1:
Matriz de ensayos experimentales para el estudio de condensadores, modo refrigeración.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
E1	12	7	20	2,5	50	0	8
E2	12	7	30	2,5	50	0	8
E3	12	7	35	2,5	50	0	8
E4	12	7	40	2,5	50	0	8
E5	12	7	35	1,5	50	0	8
E6	12	7	35	3,2	50	0	8
E7	12	7	35	4	50	0	8
E8	12	7	35	2,5	40	0	8
E9	12	7	35	2,5	45	0	8
E10	12	7	35	2,5	50	5	8
E11	12	7	35	2,5	50	10	8

Antes de analizar los resultados experimentales es necesario comprobar la validez de estos comparando las potencias frigorífica y calorífica para el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en los once ensayos experimentales realizados, **Figura V.1**.

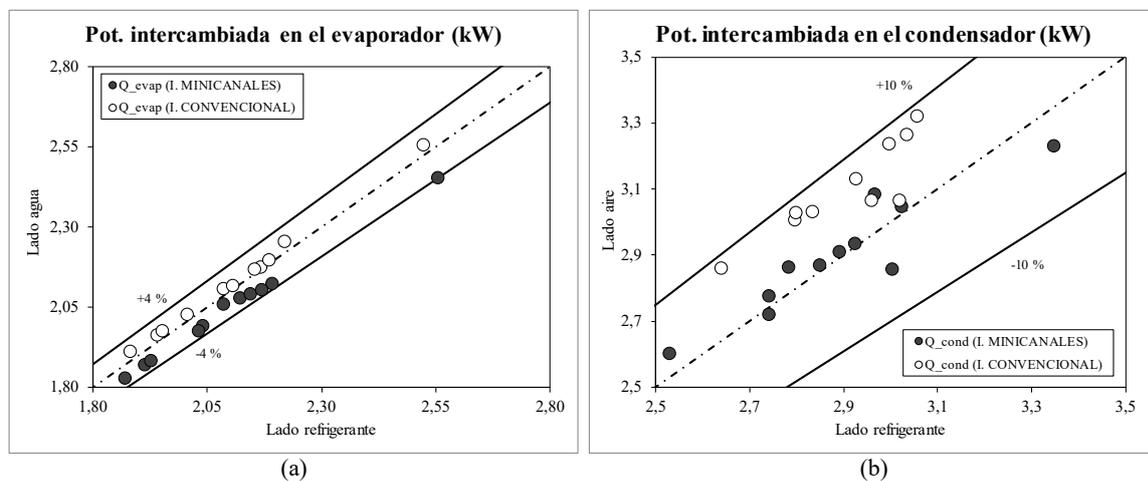


Figura V.1: Comparación del calor intercambiado entre el refrigerante y los respectivos fluidos secundarios en el evaporador (a) y el condensador (b) durante los ensayos en modo refrigeración.

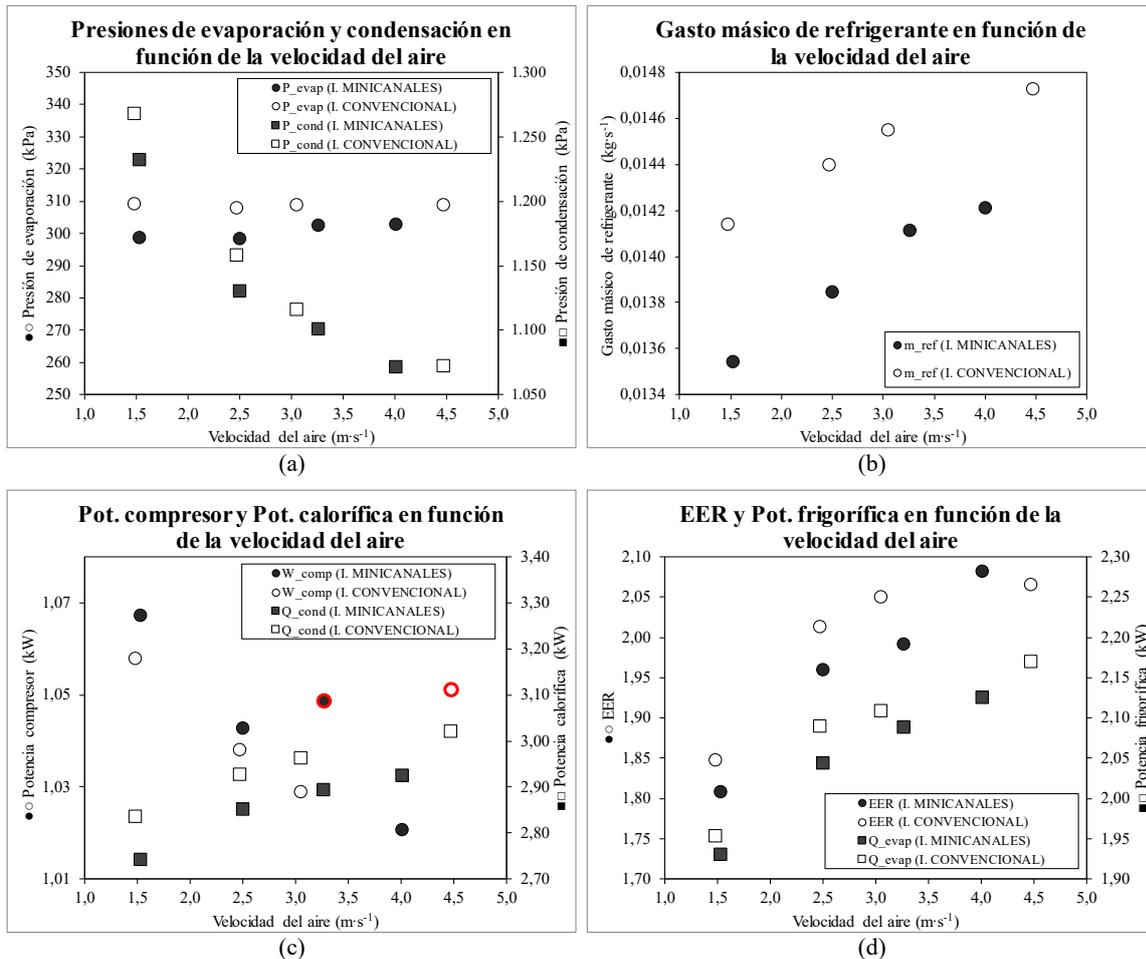
En el evaporador, **Figura V.1.a**, el calor intercambiado calculado en el lado refrigerante y en el lado agua difiere en menos de un 4 % en todos los ensayos realizados tal como especifica la normativa para este caso, además de mostrar una dispersión muy baja, siendo las diferencias al utilizar el intercambiador convencional como condensador inferiores al 1,4 %, con un MARD de solo el 0,79 %, sobreestimando los resultados el lado agua. En el caso del sistema con el

intercambiador de minicanales, los resultados son ligeramente más dispersos, aunque presentan un MARD de solo el 2,76 %. En este caso el lado agua subestima la potencia calculada para el lado refrigerante.

En el caso del condensador, **Figura V.1.b**, los datos presentan una dispersión sensiblemente mayor al utilizar el aire como fluido secundario, aunque en todos los casos las diferencias son inferiores al 10 %, con un MARD de solo el 2,22 % en el caso de utilizar el intercambiador de minicanales y del 6,61 % con el convencional. En la mayoría de los casos, el cálculo en el lado aire sobreestima el cálculo en el lado refrigerante. A pesar de estas diferencias más elevadas, la precisión de los resultados obtenidos es satisfactoria para las mediciones sobre el flujo de aire y muy buena para el lado refrigerante, por lo que el procedimiento experimental puede considerarse validado y se puede por tanto analizar la influencia de las condiciones de operación en el rendimiento del sistema. Sobre los resultados numéricos se determinarán las posibles influencias, que serán confirmadas y analizadas en detalle cuando se realice el análisis sobre las simulaciones numéricas al permitir estas una mayor parametrización de las variables estudiadas.

Una vez que se ha probado la validez de los resultados experimentales, se procede a analizar la influencia de las condiciones de operación en el comportamiento del sistema. En concreto se estudiará la influencia que la velocidad del aire, la temperatura del aire a la entrada del condensador, el gasto másico y el subenfriamiento tienen sobre las variables que se han considerado de interés: presiones de evaporación y condensación, gasto másico de refrigerante, potencia frigorífica, potencia consumida por el compresor, potencia calorífica y EER.

En la **Figura V.2** se muestra el efecto que tiene la velocidad del aire en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER (d).

Figura V.2: Efecto de la velocidad del aire para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

Al incrementar la velocidad del aire, la presión de condensación disminuye un 15,5 % en el intercambiador convencional y un 13,0 % en el de minicanales, mientras que la presión de evaporación se mantiene bastante estable con ambos tipos de intercambiador, con una ligera tendencia a incrementarse con el de minicanales, **Figura V.2.a.**

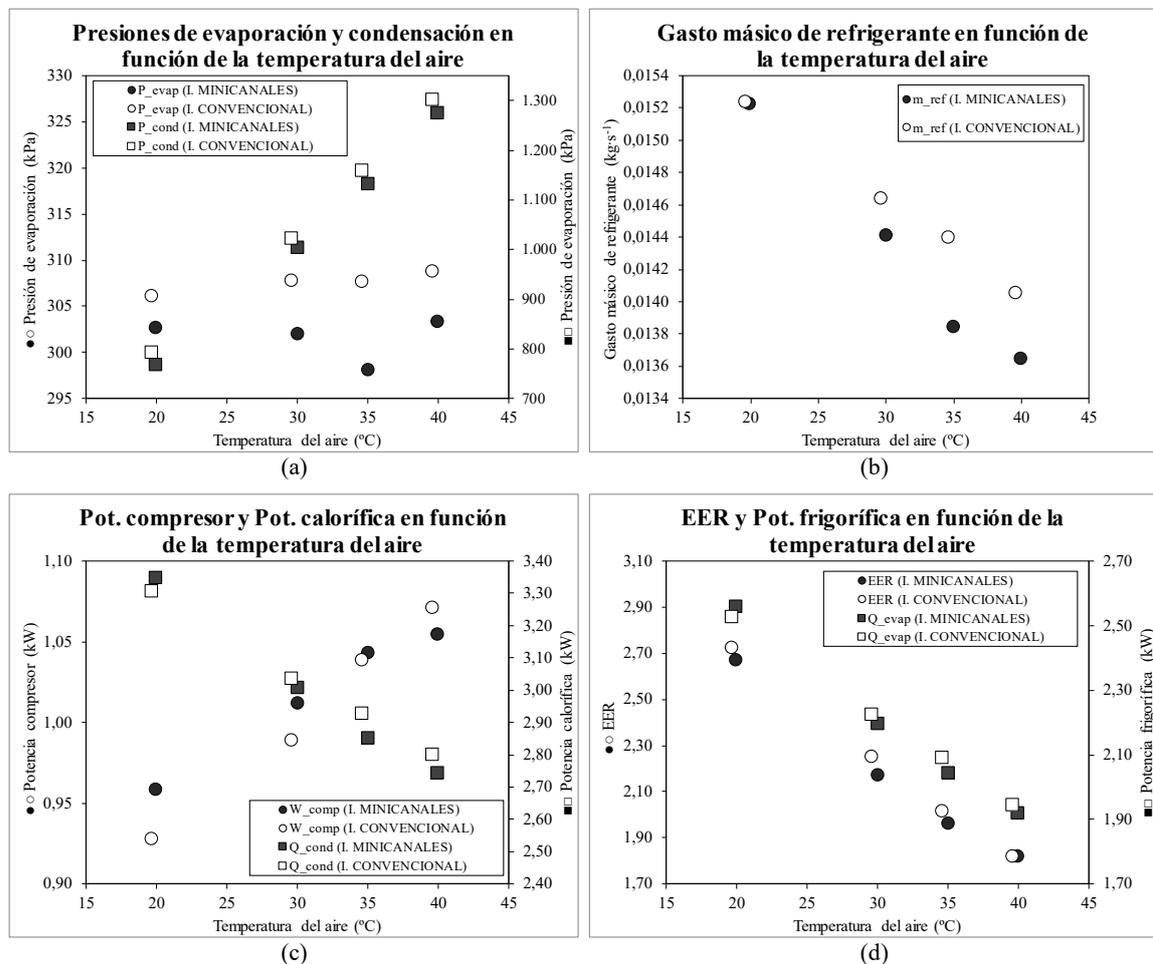
El gasto másico por su parte se incrementa con ambos tipos de condensador al aumentar la velocidad del aire, **Figura V.2.b.**

En cuanto a la potencia calorífica, esta aumenta con la velocidad del aire, **Figura V.2.c,** mientras que la potencia consumida por el compresor disminuye, aunque se observan dos valores anómalos que podrían deberse a fallos puntuales en los sensores ya que el resto de los parámetros presentan valores coherentes. Cuando se utiliza un condensador de minicanales, la tendencia parece que es a disminuir, pero a los 3,2 m·s⁻¹ el consumo toma un valor superior al que se tenía a los

2,5 m·s⁻¹ y totalmente fuera de la tendencia descendente, que sí se sigue a los 4 m·s⁻¹, por lo que este valor es claramente un fallo en el sistema de adquisición de datos. Con el intercambiador convencional trabajando como condensador, la tendencia es descendente, pero al alcanzar los 4,5 m·s⁻¹ parece invertirse y el consumo aumenta de forma notoria. Este dato también podría considerarse un fallo durante la adquisición de datos, si bien la tendencia real tendrá que ser confirmada con los datos obtenidos en la simulación numérica.

En la **Figura V.2.d** se aprecia como al aumentar la velocidad del aire se incrementan tanto la potencia frigorífica del sistema como el EER, si bien a velocidades por encima de los 3 m·s⁻¹ lo hacen de forma más atenuada.

En la **Figura V.3** se muestra el efecto que tiene la temperatura del aire en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER (d).

Figura V.3: Efecto de la temperatura del aire a la entrada del condensador para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

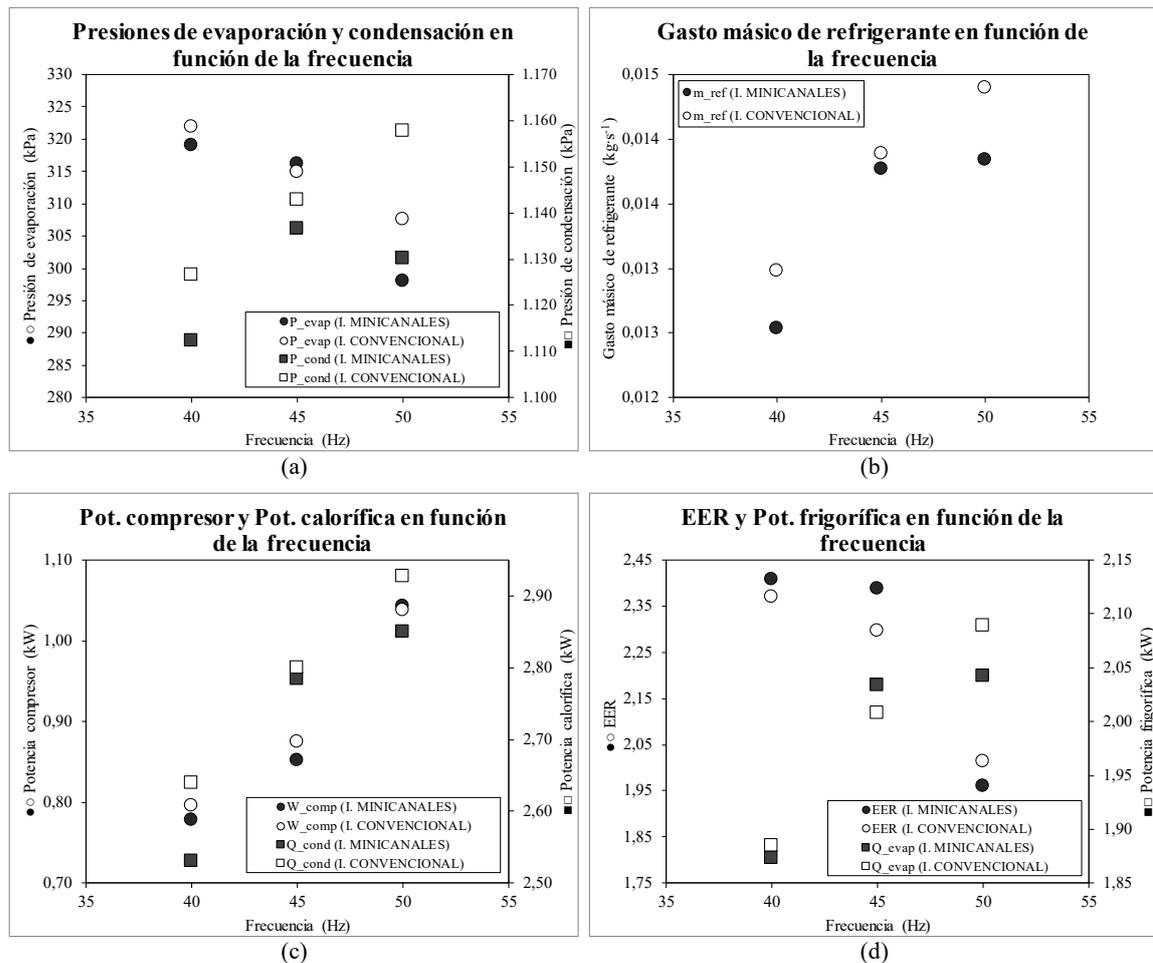
Al incrementar la temperatura del aire a la entrada del condensador la presión de condensación se incrementa en torno a un 65 % con ambos tipos de intercambiador al pasar la temperatura de 20 °C a 40 °C, **Figura V.3.a**, mientras que la presión de evaporación parece tener una tendencia ascendente pero mucho más suave, que incluso no queda clara para el intercambiador de minicanales por el efecto de la incertidumbre asociada al proceso de medición.

La **Figura V.3.b** muestra como el gasto másico se reduce con ambos tipos de intercambiador al aumentar la temperatura del aire a la entrada del condensador.

Al aumentar la temperatura del aire a la entrada del condensador aumenta la potencia consumida por el compresor un 15,5 % con el intercambiador convencional y un 10,1 % con el de minicanales cuando la temperatura aumenta de 20 °C a 40 °C, lo que provoca la disminución del EER, mientras que disminuye la potencia calorífica un 15,3 % y un 18,1 % respectivamente, **Figura V.3.c**. En este caso la influencia de la temperatura del aire parece tener un efecto más significativo que el que se observa al modificar la temperatura del aire.

La **Figura V.3.d** muestra como al aumentar la temperatura del aire a la entrada del condensador, la potencia frigorífica y el EER tienden a disminuir de forma notable con ambos tipos de intercambiador. Al pasar la temperatura del aire de 20 °C a 40 °C, la potencia frigorífica disminuye un 25 % con el intercambiador de minicanales y un 23% con el convencional, haciendo que a su vez el EER descienda un 31,9 % y un 33,4 %, respectivamente. Este efecto parece afectar por igual a ambos tipos de intercambiador, teniendo una tendencia lineal en ambos casos. Vuelve a apreciarse como el efecto del incremento de la velocidad del aire resulta más limitado que el de aumentar la temperatura de este.

En la **Figura V.4** se muestra el efecto que tiene en el comportamiento del sistema la modificación del gasto másico mediante la variación de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER (d).

Figura V.4: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

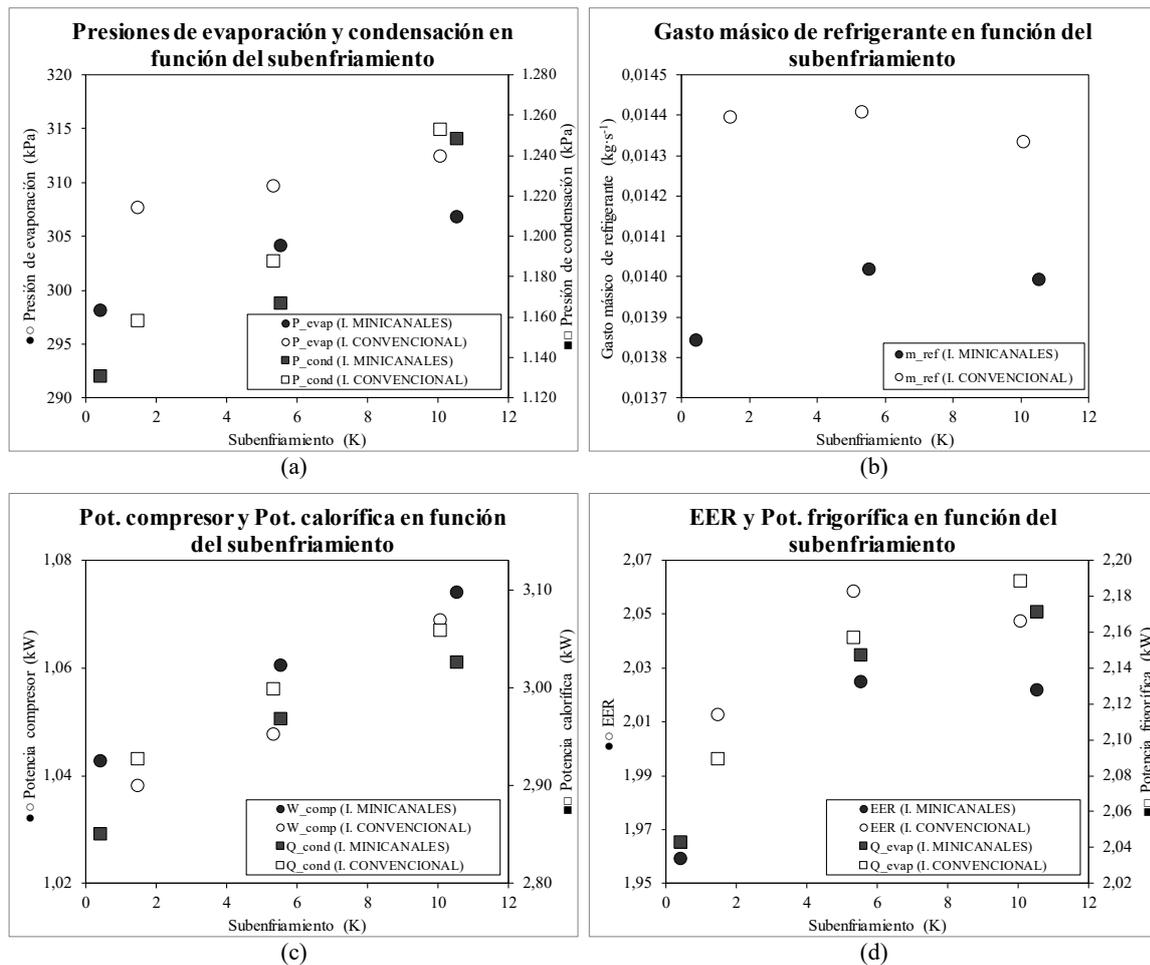
En la **Figura V.4.b** se muestra la variación del gasto másico con la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor. Al incrementar el gasto másico, la presión de evaporación claramente disminuye, mientras que la presión de condensación parece incrementarse, aunque en esta ocasión de forma muy débil, **Figura V.4.a**. Al ser el rango de variación tan pequeño, la propia incertidumbre en la medición hace que con el condensador de minicanales la tendencia no esté del todo clara, pudiendo haber desviaciones de signo contrario a 45 Hz y 50 Hz para la presión de condensación.

Como era de esperar, al aumentar la frecuencia de alimentación eléctrica al compresor, **Figura V.4.c**, aumenta de forma notable el consumo energético de este, por encima del 30% con el condensador convencional y del 34 % con el de minicanales al pasar de 40 Hz a 50 Hz. A su vez, la potencia calorífica también se ve incrementada un 10,9 % con el intercambiador convencional y

un 12,6 % con el de minicanales, por lo que el gasto másico tiene un efecto en el comportamiento del sistema más fuerte que el subenfriamiento o la velocidad del aire.

Finalmente, en la **Figura V.4.d** se aprecia como la potencia frigorífica se incrementa con el gasto másico, pero sin embargo el EER tiende a disminuir por el aumento del consumo energético del compresor.

En la **Figura V.5** se muestra el efecto que tiene el subenfriamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER (d).

Figura V.5: Efecto del subenfriamiento para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

Al incrementarse el subenfriamiento también aumentan tanto la presión de condensación, con un efecto mucho más limitado que al actuar sobre la velocidad del aire o su temperatura, como la presión de evaporación, **Figura V.5.a**.

El gasto másico parece aumentar con el condensador de minicanales y disminuir con el convencional, sin embargo, lo hace en unos márgenes tan estrechos que la incertidumbre en la medición puede llevar a equívocos, **Figura V.5.b**.

Al aumentar el subenfriamiento aumentan tanto el consumo energético del compresor como la potencia calorífica, **Figura V.5.c**. En el caso del consumo del compresor, el incremento con el condensador convencional parece más acentuado y tiende a igualarse con el que hay al utilizar el de minicanales. El efecto del subenfriamiento parece ser ligeramente más débil que el del incremento en la velocidad del aire.

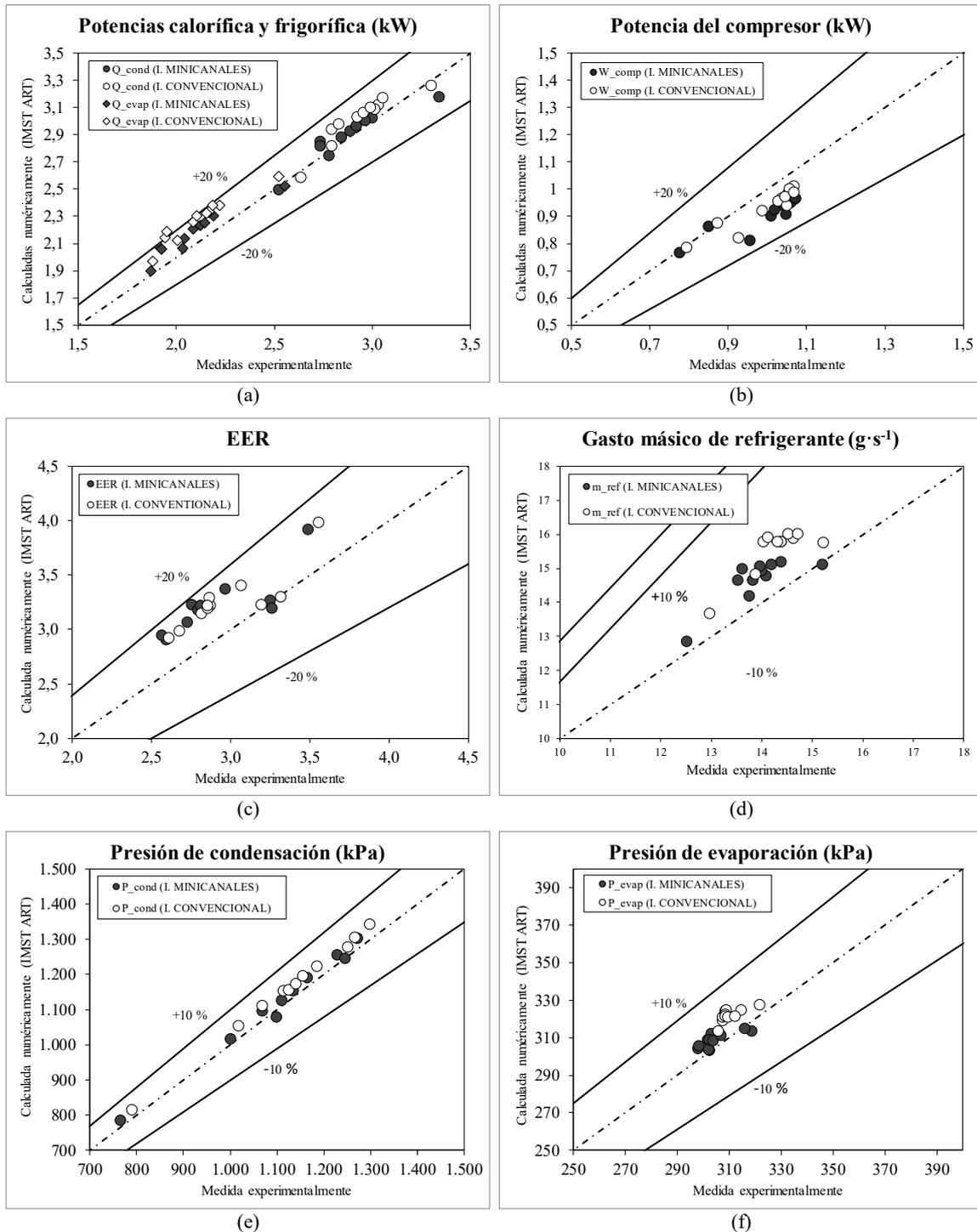
Como se aprecia en la **Figura V.5.d**, el subenfriamiento tiene una influencia mucho más débil en la eficiencia y la potencia frigorífica que la velocidad o la temperatura del aire. Al aumentar el subenfriamiento la potencia frigorífica y en consecuencia el EER tiende a aumentar, aunque este último alcanza un valor máximo en torno a los 6 K de subenfriamiento debido al incremento que experimenta el consumo energético del compresor.

Es necesario tener en cuenta que, para alcanzar unas condiciones estables de operación durante los ensayos realizados, fue necesario actuar sobre la válvula de expansión para ajustar el sobrecalentamiento al valor mínimo que proporcionase un flujo másico estable. En el caso del intercambiador convencional actuando como condensador, el sobrecalentamiento fue alrededor de 5 K – 5,38 K de valor medio para los once ensayos – mientras que en el intercambiador de minicanales el sobrecalentamiento fue mayor, cerca de 8 K – 8,33 K de media para los once ensayos –. Este mayor sobrecalentamiento puede explicar la ligeramente mejor eficiencia obtenida con el intercambiador convencional. El estudio de los resultados de las simulaciones numéricas permitirá analizar en detalle el comportamiento de la instalación.

V.4. Validación del modelo y de la simulación numérica

A continuación, se validará el modelado de la instalación realizado con IMST-ART[®], al igual que se hizo para el modo calefacción, considerándose como aceptables valores del MARD por debajo del 20 % y como muy buenos aquellos iguales o inferiores al 10 % tal como se justificó en su momento.

La **Figura V.6** muestra la comparación entre los resultados experimentales y numéricos para los ensayos recogidos en la **Tabla V.1** cuando la instalación trabaja en modo refrigeración para las potencias frigorífica y calorífica, la potencia del compresor, el EER, el flujo másico y las presiones de evaporación y condensación.



Potencia frigorífica (a), potencia calorífica (a), potencia suministrada al compresor (b), EER (c), gasto másico de refrigerante (d), presión de condensación (e) y presión de evaporación (f).

Figura V.6: Comparación de los resultados experimentales con los numéricos obtenidos mediante IMST-ART[®] para la instalación funcionando con el intercambiador aire-refrigerante como condensador en modo refrigeración

En la **Figura V.6.a** y la **Figura V.6.b** se compara la potencia frigorífica (a), la potencia calorífica (a) y la potencia consumida por el compresor (b) con ambos tipos de intercambiador obtenidos experimental y numéricamente. Como puede apreciarse, los resultados numéricos tienden a subestimar el consumo eléctrico del compresor para ambos tipos de intercambiador, siendo el MARD de 6,66 % cuando se utiliza el intercambiador convencional y de 9,23 % con el intercambiador de minicanales. Por otro lado, el software tiende a sobreestimar la potencia frigorífica y calorífica, siendo esta sobreestimación ligeramente superior en el caso del intercambiador convencional, MARD de 7,62 % para la potencia frigorífica y 2,90 % para la potencia calorífica, que en el del intercambiador de minicanales, MARD 4,67 % para la potencia frigorífica y 1,94 % para la potencia calorífica.

Tal como muestra la **Figura V.6.c**, el software tiende a sobreestimar el EER del sistema, como era de esperar por la sobreestimación de la potencia frigorífica y la subestimación del consumo del compresor, siendo la desviación muy similar para ambos tipos de intercambiador, MARD de 9,81 % para el intercambiador convencional y del 11,14 % para el intercambiador de minicanales. En solo dos test los resultados del software son prácticamente iguales a los experimentales, en concreto los ensayos “E8” y “E9” que se corresponden al compresor siendo alimentado a 40 y 45 Hz.

La **Figura V.6.d** muestra que el software tiende a sobreestimar el flujo másico de refrigerante, aunque las diferencias entre los valores medidos y estimados son en general inferiores al 10 %, con valores del MARD del 8,68 % con el intercambiador convencional y del 5,41 % con el intercambiador de minicanales.

Finalmente, las **Figura V.6.e** y **Figura V.6.f** muestran como el software proporciona una predicción muy precisa para las presiones de condensación y evaporación, con desviaciones siempre inferiores al 10 % y un MARD de solo el 1,49 % para presión de evaporación y el 1,66 % para la presión de condensación con el intercambiador de minicanales, y del 2,82 % para presión de evaporación y el 3,57 % presión de condensación con el intercambiador convencional.

Todos estos valores del MARD se recogen en la **Tabla V.2** a modo resumen para facilitar su comparación.

Tabla V.2:
MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación funcionando en modo refrigeración.

Intercambiador de tubo aleteado montado		
Parámetro	Convencional	Minicanales
Potencia frigorífica	7,62 %	4,67 %
Potencia calorífica	2,90 %	1,94 %
Potencia compresor	6,66 %	9,23 %
EER	9,81 %	11,14 %
Gasto másico	8,68 %	5,41 %
Presión de evaporación	2,82 %	1,49 %
Presión de condensación	3,57 %	1,66 %

Según los resultados mostrados en el **Figura V.6**, IMST-ART[®] proporciona predicciones suficientemente precisas para el comportamiento del sistema cuando este funciona en modo refrigeración y por tanto puede ser usado para estimar la masa de refrigerante contenida en el sistema. Aunque en este caso los resultados son más dispersos que cuando la instalación trabaja en modo calefacción, siguen siendo precisos, especialmente en el caso de parámetros dependientes de la masa de refrigerante.

En cuanto a la comparación entre ambos modos de funcionamiento, en general en modo calefacción se dan valores del MARD más bajos, demostrando una mejor estimación numérica. En lo que al tipo de intercambiador montado se refiere, es la instalación funcionando con minicanales la que tiende a presentar valores más bajos del MARD para ambos modos de funcionamiento. Los ensayos con el intercambiador de minicanales se han realizado en segundo lugar, al igual que los ensayos en modo calefacción para ambos tipos de intercambiador, por lo que las sucesivas mejoras en los MARD obtenidos podrían justificarse por la experiencia adquirida en el manejo de la instalación.

V.5. Resultados numéricos en modo refrigeración

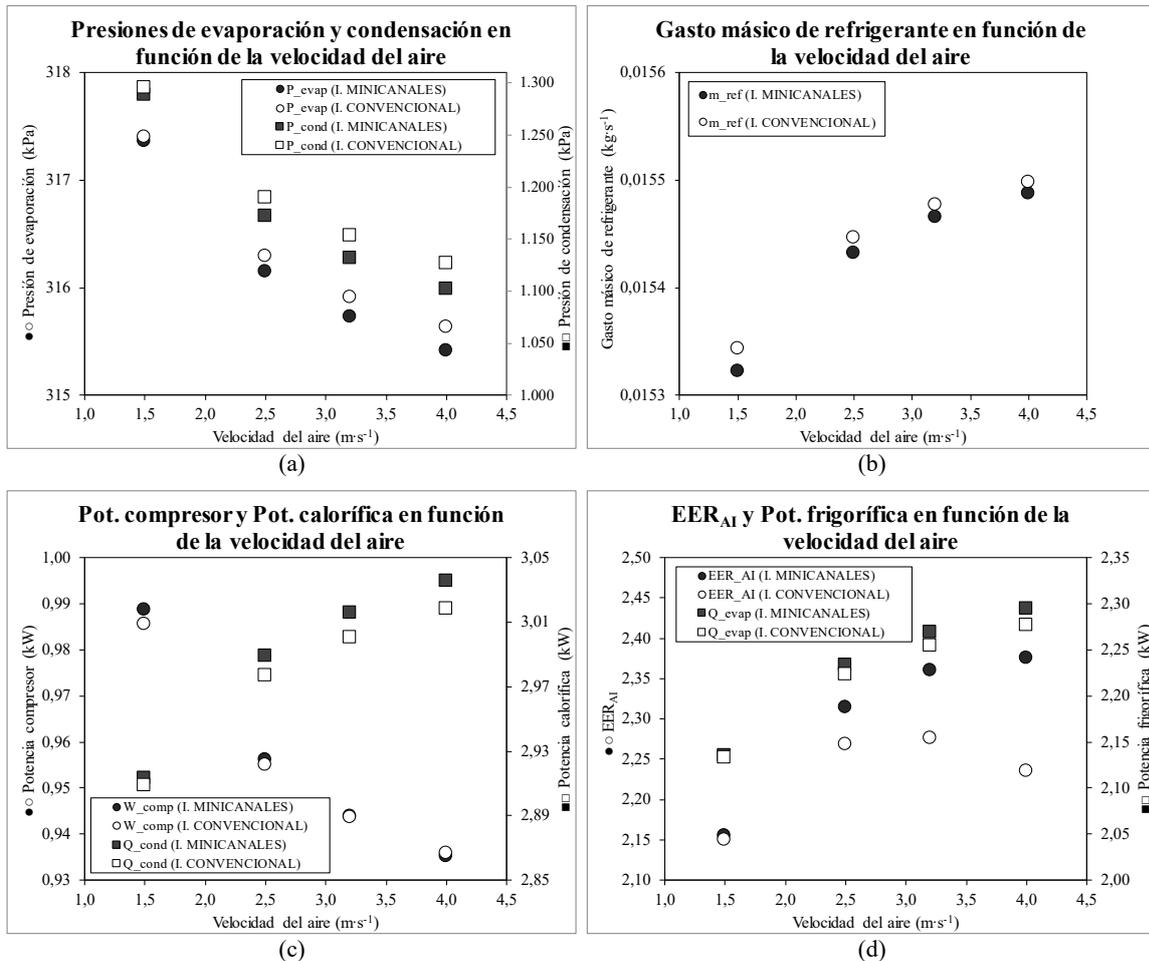
Dado que durante el desarrollo de los ensayos hubo pequeñas desviaciones respecto de los puntos de consigna que pueden afectar al comportamiento del sistema y que las limitaciones de los ensayos experimentales hacen que no todos los parámetros puedan estudiarse de forma amplia, se propone la matriz de ensayos recogida en la **Tabla V.3** para analizar numéricamente el comportamiento del sistema, así como la carga de refrigerante una vez que ha sido validado el modelo de la instalación. Estas simulaciones recogen los once ensayos experimentales – el ensayo de referencia se corresponde con el “N2”, identificado en color gris oscuro – además de otros siete adicionales que permiten realizar un estudio más parametrizado de algunos de ellos además de estudiar el sobrecalentamiento, no analizado experimentalmente.

Tabla V.3:
Matriz de ensayos numéricos para el estudio de condensadores, modo refrigeración.

Test	$T_{w,i}$ (°C)	$T_{w,o}$ (°C)	$T_{a,i}$ (°C)	$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	f (Hz)	SC (K)	SH (K)
N1	12	7	35	1,5	50	1	7,5
N2	12	7	35	2,5	50	1	7,5
N3	12	7	35	3,2	50	1	7,5
N4	12	7	35	4	50	1	7,5
N5	12	7	20	2,5	50	1	7,5
N6	12	7	30	2,5	50	1	7,5
N7	12	7	40	2,5	50	1	7,5
N8	12	7	35	2,5	35	1	7,5
N9	12	7	35	2,5	40	1	7,5
N10	12	7	35	2,5	45	1	7,5
N11	12	7	35	2,5	50	1	1
N12	12	7	35	2,5	50	1	2,5
N13	12	7	35	2,5	50	1	5
N14	12	7	35	2,5	50	1	10
N15	12	7	35	2,5	50	2,5	7,5
N16	12	7	35	2,5	50	5	7,5
N17	12	7	35	2,5	50	7,5	7,5
N18	12	7	35	2,5	50	10	7,5

En primer lugar, se estudiará la influencia que tienen en el conjunto del sistema la velocidad del aire, la temperatura del aire y el subenfriamiento, al tener estos parámetros incidencia especialmente en condensador. Posteriormente se analiza el efecto del gasto másico – que afecta sobre todo al compresor – y el sobrecalentamiento – que afecta principalmente al evaporador –. Para ello, se analizarán las variables que se han considerado de interés para caracterizar el comportamiento del sistema, siendo estas las presiones de condensación y evaporación, gasto másico de refrigerante, la potencia calorífica, la potencia consumida por el compresor, la potencia frigorífica y el EER_{AI} (EER con los sistemas auxiliares incluidos, ya que IMST-ART[©] es capaz de incluir una estimación de la potencia consumida por el ventilador del condensador, no medida experimentalmente).

En la **Figura V.7** se muestran los efectos de la velocidad del aire en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER_{AI} (d).

Figura V.7: Efecto de la velocidad del aire para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

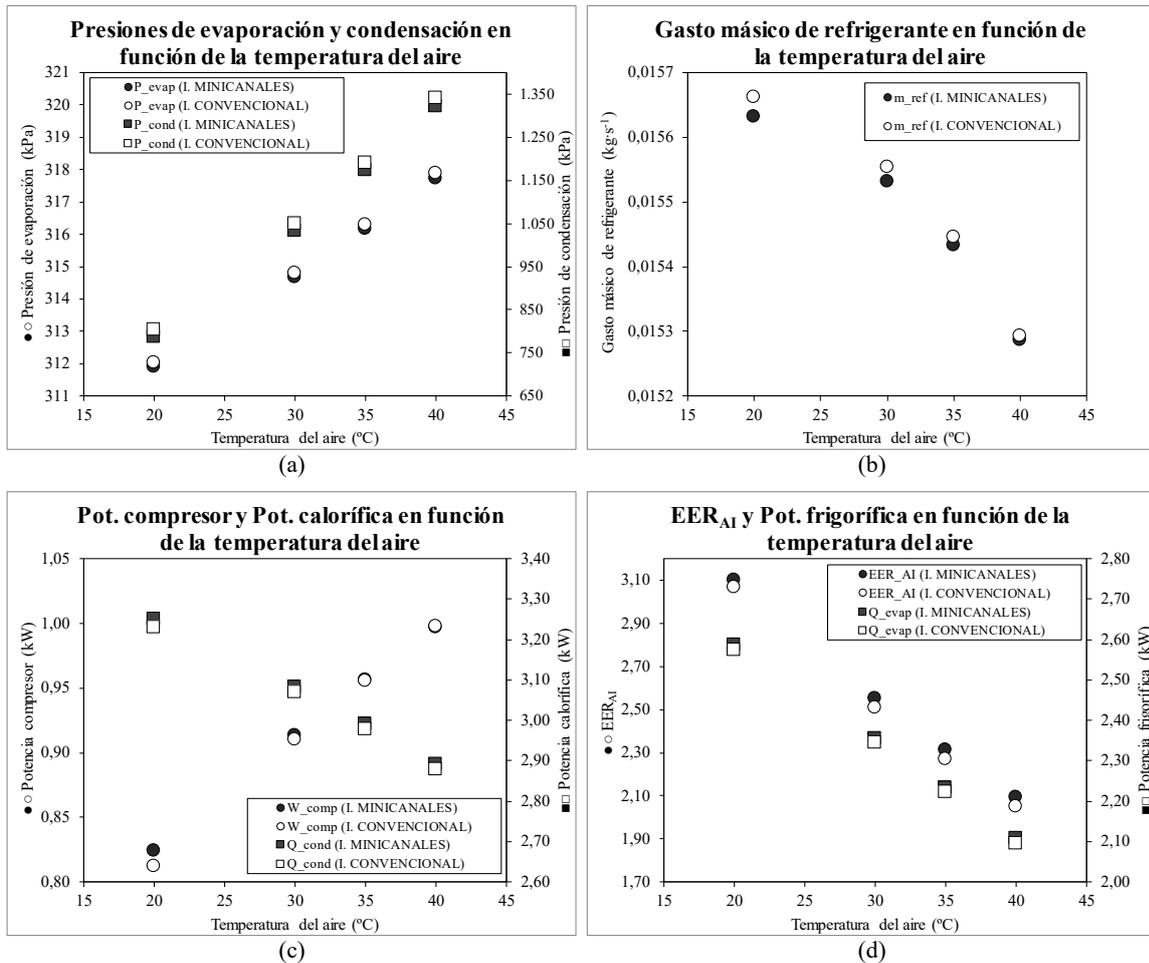
Al aumentar la velocidad del aire se produce una mejora en el coeficiente de transmisión de calor en el lado aire por el aumento del coeficiente de convección, proporcional a la velocidad del aire, lo que conlleva una mejora en el coeficiente global de transferencia de calor del condensador. Esto hace que el refrigerante condense más rápidamente, lo que provoca una disminución de la presión de condensación, acentuada por la existencia de un depósito de líquido, **Figura V.7.a.**

Al disminuir tanto la presión de condensación mientras que la de evaporación prácticamente no sufre ninguna variación – disminuye menos de 2 kPa – también lo hace la relación de compresión, aumentando la eficiencia volumétrica del compresor lo que tiene el doble efecto de por un lado aumentar el gasto másico de refrigerante trasegado por el compresor, **Figura V.7.b,** y por otro reducir su consumo energético, **Figura V.7.c.**

El aumento del gasto másico provoca que se incrementen tanto la potencia calorífica, **Figura V.7.c**, como la potencia frigorífica, **Figura V.7.d**.

Al aumentar la potencia frigorífica y disminuir el consumo energético del compresor mejora la eficiencia de la instalación. Sin embargo, en la **Figura V.7.d** se aprecia claramente como el EER_{AI} de la instalación con el condensador convencional alcanza un máximo entre los $2,5$ y los $3,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ lo que es debido al consumo del ventilador que es proporcional al cubo de la velocidad del aire, por lo que aumenta considerablemente al hacerlo el caudal de aire contrarrestando la mejora en la eficiencia del ciclo y haciendo que al aumentar mucho la velocidad del aire la eficiencia global comience a disminuir. En el caso del condensador de minicanales se aprecia como a los $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ aún no ha aparecido ese máximo, pero sí que el EER_{AI} ya prácticamente no mejora con el aumento de la velocidad del aire.

En la **Figura V.8** se muestran los efectos de la temperatura del aire a la entrada del condensador en el comportamiento del sistema.

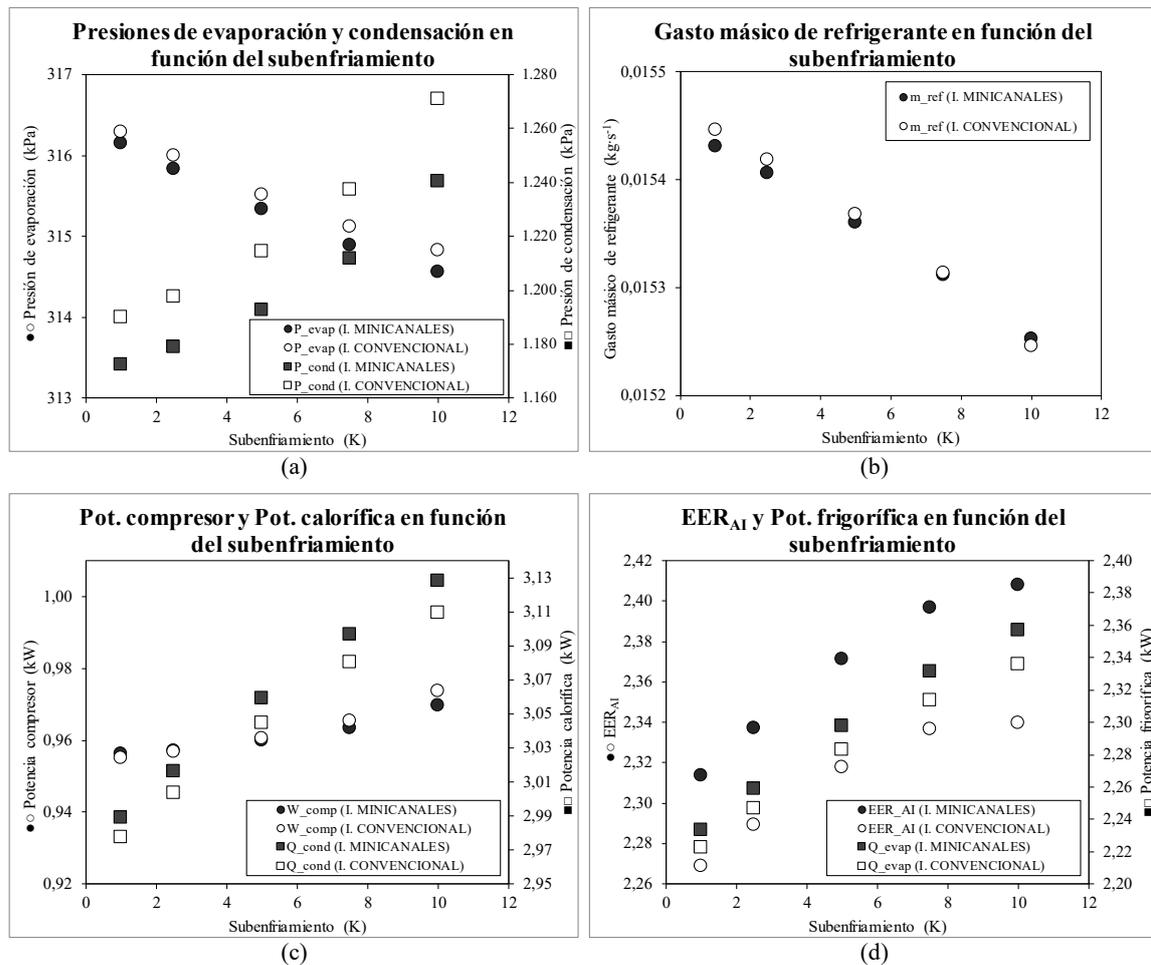


Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER_{AI} (d).

Figura V.8: Efecto de la temperatura del aire a la entrada del condensador para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

Al aumentar la temperatura del aire a la entrada del condensador disminuye el salto térmico entre el aire y el refrigerante por lo que también lo hace el calor intercambiado entre ambos de forma que para mantener el salto térmico y así poder disipar toda la energía que entra al sistema este responde aumentando la presión de condensación, teniendo por tanto un efecto contrario al del incremento de la velocidad del aire tal como se aprecia en la **Figura V.8**. La diferencia más notable es que en este caso el EER_{AI} disminuye en todo momento, **Figura V.8.d**, ya que en esta ocasión el consumo del ventilador, aunque decrece al disminuir la densidad del aire por el aumento de temperatura, lo hace de forma proporcionalmente más limitada que con la que se incrementa el consumo del compresor y disminuye la potencia frigorífica.

En la **Figura V.9** se muestran los efectos del subenfriamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER_{AI} (d).

Figura V.9: Efecto del subenfriamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

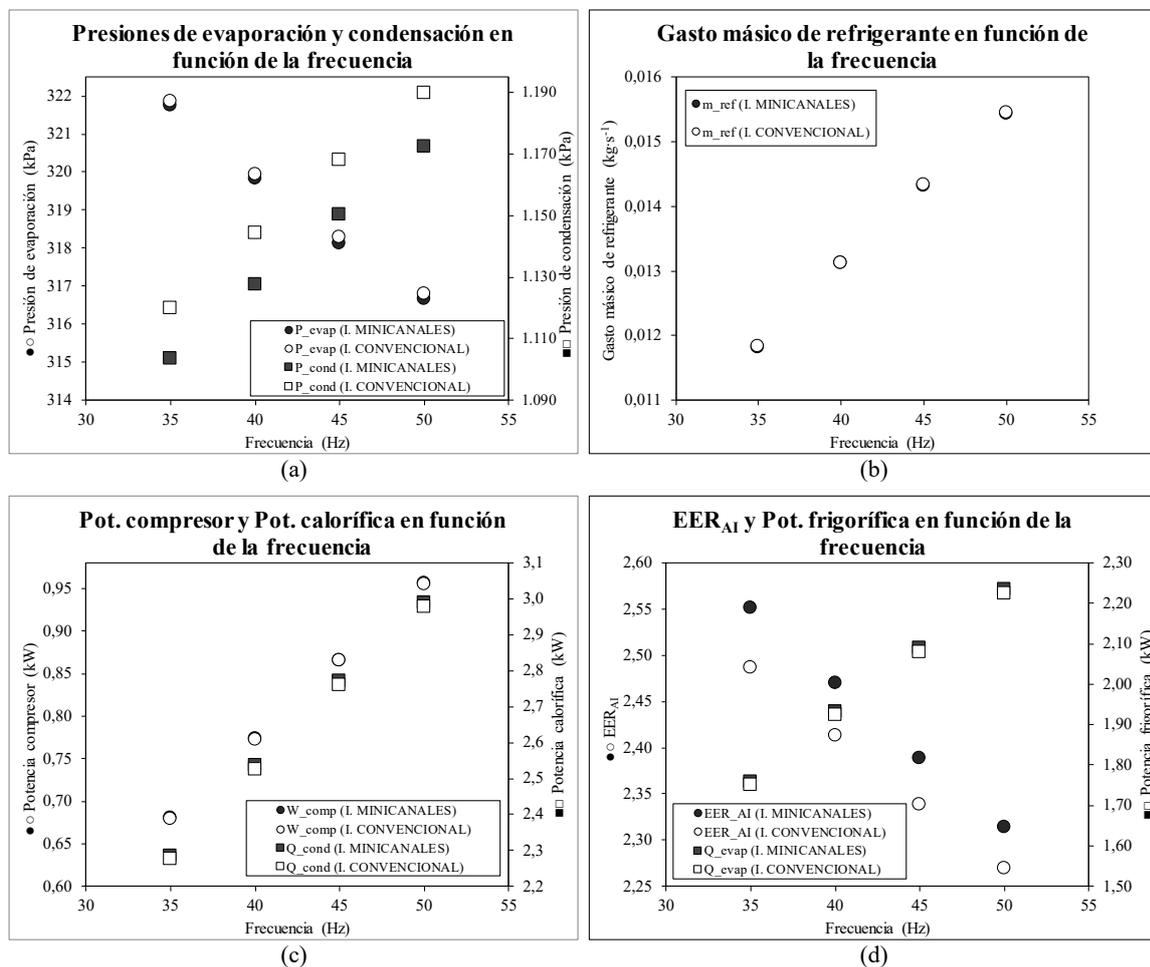
Para aumentar el subenfriamiento se cierra el depósito de refrigerante provocando que este tarde más tiempo en atravesar el condensador. Esto provoca un claro aumento de la presión de condensación mientras que la presión de evaporación disminuye ligeramente, **Figura V.9.a**, de forma que aumenta la relación de compresión y por tanto disminuyen el rendimiento volumétrico del compresor y el gasto másico de refrigerante, **Figura V.9.b**.

El aumento de la relación de compresión hace disminuir la eficiencia del compresor y por tanto el consumo de este se incrementa, **Figura V.9.c**.

Al aumentar el subenfriamiento disminuye el título de vapor tras la expansión por lo que la potencia frigorífica aumenta, **Figura V.9.d**. Como consecuencia de la mayor absorción de calor en el evaporador y del aumento del consumo del compresor se incrementa la energía que entra en el sistema y por tanto aumenta la potencia calorífica, **Figura V.9.c**.

El rendimiento del sistema aumenta debido a que la potencia frigorífica aumenta proporcionalmente más que el consumo del compresor, aunque a medida que aumenta el subenfriamiento el consumo energético del compresor crece cada vez más rápido mientras que la potencia frigorífica lo hace de forma más suave lo que hace que el EER_{AI} crezca cada vez a menor ritmo y llegue prácticamente a su valor máximo en torno a los 10 K con ambos tipos de condensador, **Figura V.9.d**.

En la **Figura V.10** se muestra el efecto que tiene en el comportamiento del sistema la modificación del gasto másico mediante la variación de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor.



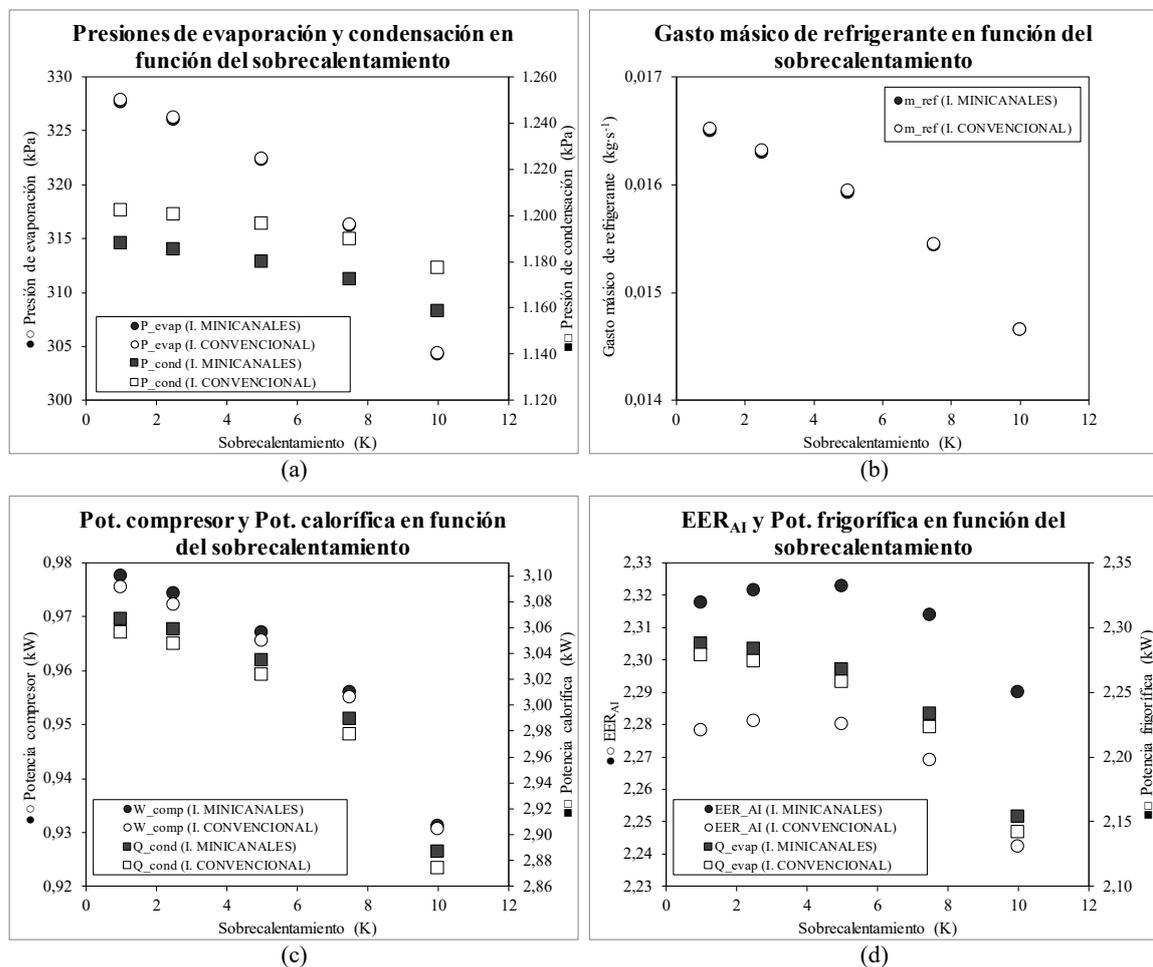
Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER_{AI} (d).

Figura V.10: Efecto de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

Al igual que se mostró en el análisis de los resultados experimentales, el aumento del gasto másico viene acompañado por una disminución de la presión de evaporación, debida al aumento de

la succión generada por el compresor. El aumento del gasto másico hace que también se incrementen la potencia frigorífica y el consumo del compresor, por lo que el sistema debe disipar más calor, lo cual se logra con el mayor gasto másico y además aumentando la presión de condensación lo que provoca un mayor salto térmico entre el refrigerante y el aire en el condensador. Por tanto, al incrementar el gasto másico aumenta la relación de compresión y disminuye el rendimiento de la instalación, ya que el consumo del compresor se incrementa proporcionalmente más que la potencia calorífica, **Figura V.10.c** y **Figura V.10.d**.

En la **Figura V.11** se muestran los efectos del sobrecalentamiento en el comportamiento del sistema.



Presiones de condensación y evaporación (a), gasto másico de refrigerante (b), potencia calorífica (c), potencia consumida por el compresor (c), potencia frigorífica (d) y EER_{AI} (d).

Figura V.11: Efecto del sobrecalentamiento para las simulaciones de la instalación funcionando con ambos tipos de condensador en modo refrigeración.

El sobrecalentamiento se incrementa restringiendo el gasto másico mediante la válvula de expansión lo que provoca una disminución de la presión de evaporación y en consecuencia también

disminuye la presión de condensación por el menor volumen específico en la succión del compresor, **Figura V.11.a**.

La presión de condensación disminuye proporcionalmente menos que la de evaporación lo que hace que la relación de compresión aumente, disminuyendo la eficiencia del compresor, aunque en esta ocasión pesa más el efecto de la reducción del gasto másico y por tanto el consumo del compresor disminuye, **Figura V.11.c**. La disminución del gasto másico también hace disminuir la potencia calorífica, **Figura V.11.c**, y la potencia frigorífica, **Figura V.11.d**.

Tal como se aprecia en la **Figura V.11.d**, el EER_{AI} presenta un máximo entre 2,5 y 5 K de subenfriamiento con ambos tipos de condensador. Para sobrecalentamientos bajos, la disminución en la potencia frigorífica es más suave que la del consumo energético del compresor lo que hace que el EER_{AI} aumente, pero para sobrecalentamientos por encima de los 5 K la potencia frigorífica comienza a disminuir de forma más acelerada que el consumo del compresor lo que hace que el EER_{AI} disminuya.

En la **Figura V.12**, la **Figura V.13**, la **Figura V.14**, la **Figura V.15** y la **Figura V.16** se muestran los resultados obtenidos mediante IMST-ART[®] para las dieciocho simulaciones numéricas recogidas en la **Tabla V.3** para la carga de refrigerante en las tuberías, el compresor, los intercambiadores de calor y el conjunto del sistema. En la práctica totalidad de los ensayos el uso del intercambiador de minicanales reduce la masa total de refrigerante (desde un 1,26 % hasta un 21,77 %), excepto en un ensayo en el que la carga de refrigerante aumenta un 2,75 %, correspondiente a una temperatura del aire a la entrada del condensador de 20 °C (simulación N5). El comportamiento en las tuberías, el evaporador y el compresor es similar independientemente del tipo de condensador, mientras que en este como era de esperar hay diferencias significativas.

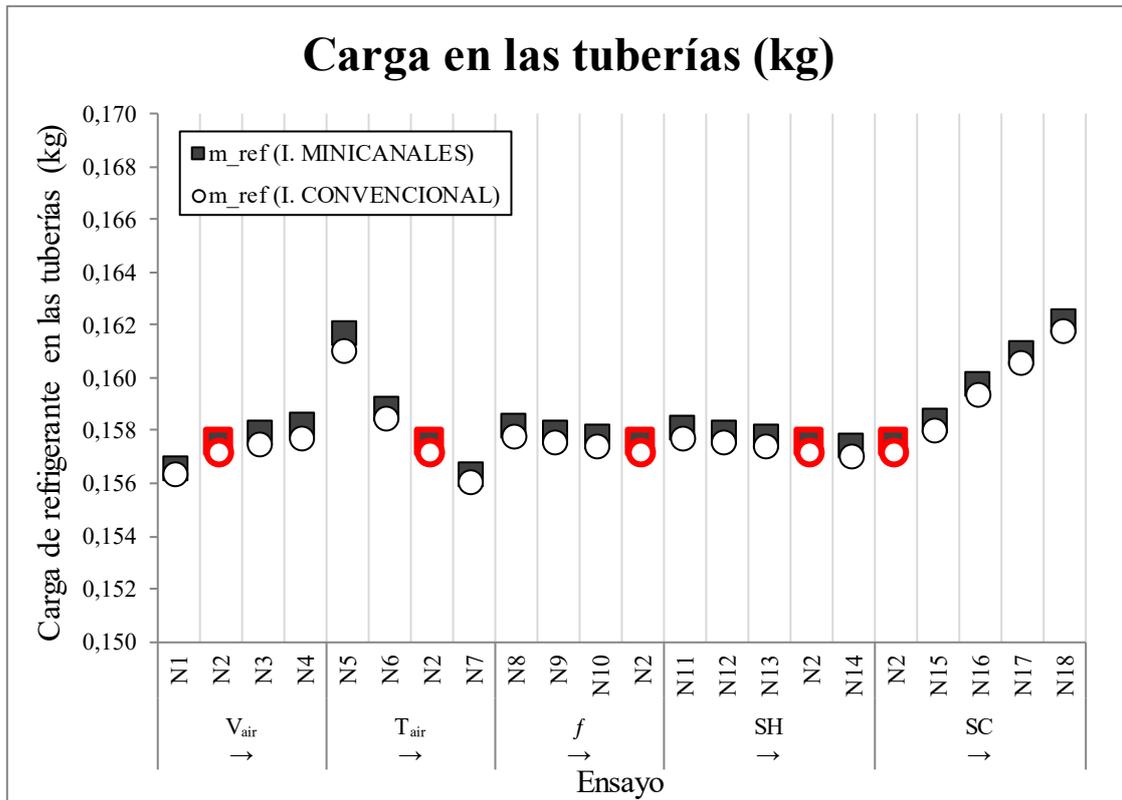


Figura V.12: Carga de refrigerante contenida en las tuberías para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

La cantidad de refrigerante en las tuberías, **Figura V.12**, se ve influida principalmente por la densidad del refrigerante en estado líquido, que a su vez depende de la presión de condensación y del subenfriamiento. Al aumentar este último disminuye mucho la temperatura del refrigerante en estado líquido a la salida del condensador con lo que la carga de refrigerante aumenta de forma considerable. El sobrecalentamiento afecta de forma directa a la densidad del refrigerante en estado vapor, por lo que al aumentar este disminuye la cantidad de refrigerante en las tuberías, aunque de forma muy leve dada la baja densidad del refrigerante en este estado en comparación con la del estado líquido. Para el resto de los parámetros, cuando estos hacen incrementarse la presión de evaporación – gasto másico y temperatura del aire a la entrada del condensador – la cantidad de refrigerante en las tuberías disminuye, y cuando hacen disminuir la presión de condensación – velocidad del aire – la cantidad de refrigerante en las tuberías aumenta.

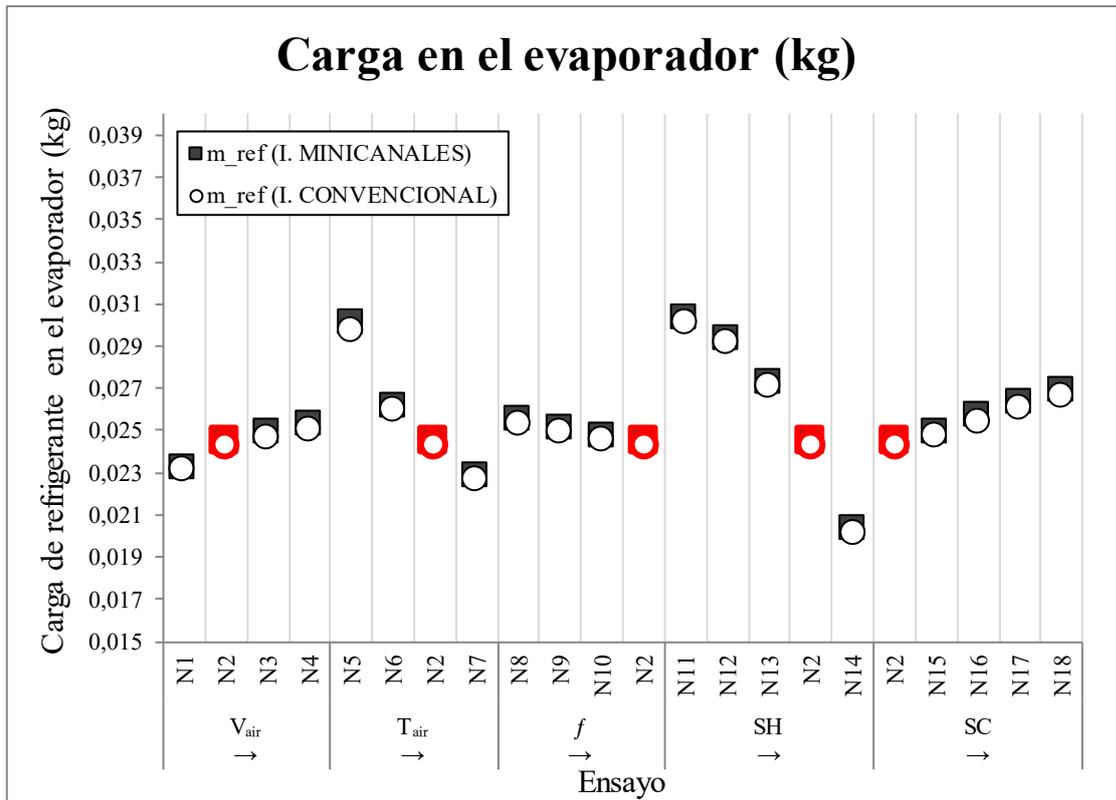


Figura V.13: Carga de refrigerante contenida en el evaporador para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

La carga de refrigerante en el evaporador, **Figura V.13**, está condicionada por la proporción en la que distribuye su volumen interior entre la región bifásica y la monofásica, y en menor medida por la densidad del refrigerante. Esta distribución depende del gasto másico, de la presión de evaporación y del sobrecalentamiento. Al aumentar este último aumenta la región monofásica y se reduce la carga de refrigerante. Con el resto de los parámetros analizados, donde el sobrecalentamiento se mantiene constante, las variaciones de la presión de evaporación y el gasto másico determinan el comportamiento de la carga de refrigerante. En el caso de la temperatura del aire a la entrada del condensador, tanto el aumento de la presión de evaporación como la disminución del gasto másico favorecen la disminución de la carga de refrigerante, mientras que con la velocidad del aire se observan comportamientos opuestos por lo que la carga aumenta. En el caso del subenfriamiento la disminución de la presión de evaporación influye más que la disminución del gasto másico con lo que la carga aumenta. En el caso de la frecuencia del compresor destaca el hecho de que la carga de refrigerante disminuya a pesar del aumento del gasto másico y la disminución de la presión de evaporación, ya que esta última provoca una disminución de la densidad del refrigerante que en este caso resulta más influyente que los otros dos parámetros.

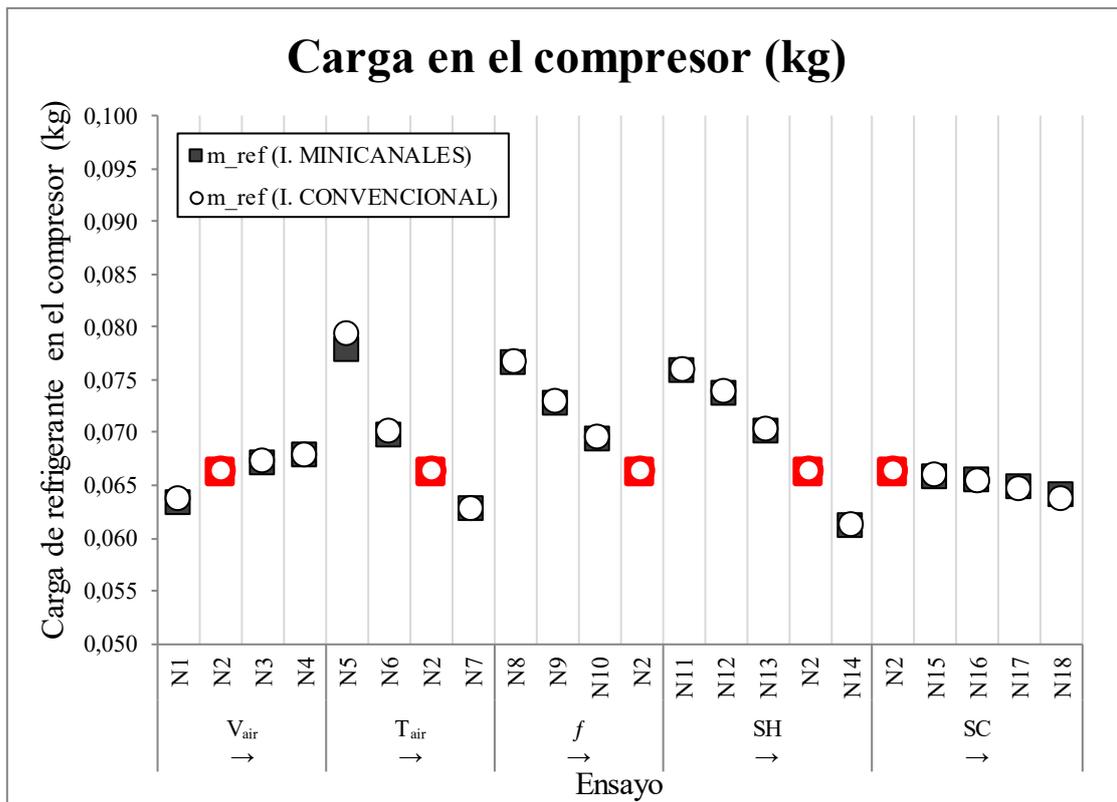


Figura V.14: Carga de refrigerante contenida en el compresor para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

En el compresor, la carga de refrigerante se ve afectada principalmente por las condiciones de evaporación, **Figura V.14**. La presión de evaporación, su temperatura y el sobrecalentamiento afectan al volumen específico en la succión del compresor y a la solubilidad del refrigerante en el aceite lubricante del compresor, que son los dos factores que determinan la cantidad de refrigerante en este equipo. En general, la solubilidad aumenta al aumentar la presión en el cárter del compresor – presión de evaporación – y disminuye al aumentar la temperatura de succión. Por tanto, aquellos efectos que tienden a disminuir la presión de evaporación – gasto másico, sobrecalentamiento y subenfriamiento – provocan una disminución de la carga. Con el aumento de la temperatura del aire disminuye la eficiencia volumétrica por el aumento de la relación de compresión, esto hace que la carga de refrigerante disminuya en el compresor a pesar del aumento de la solubilidad. En cuanto a la velocidad del aire, esta provoca un aumento de la solubilidad lo que hace aumentar la carga de refrigerante en el compresor.

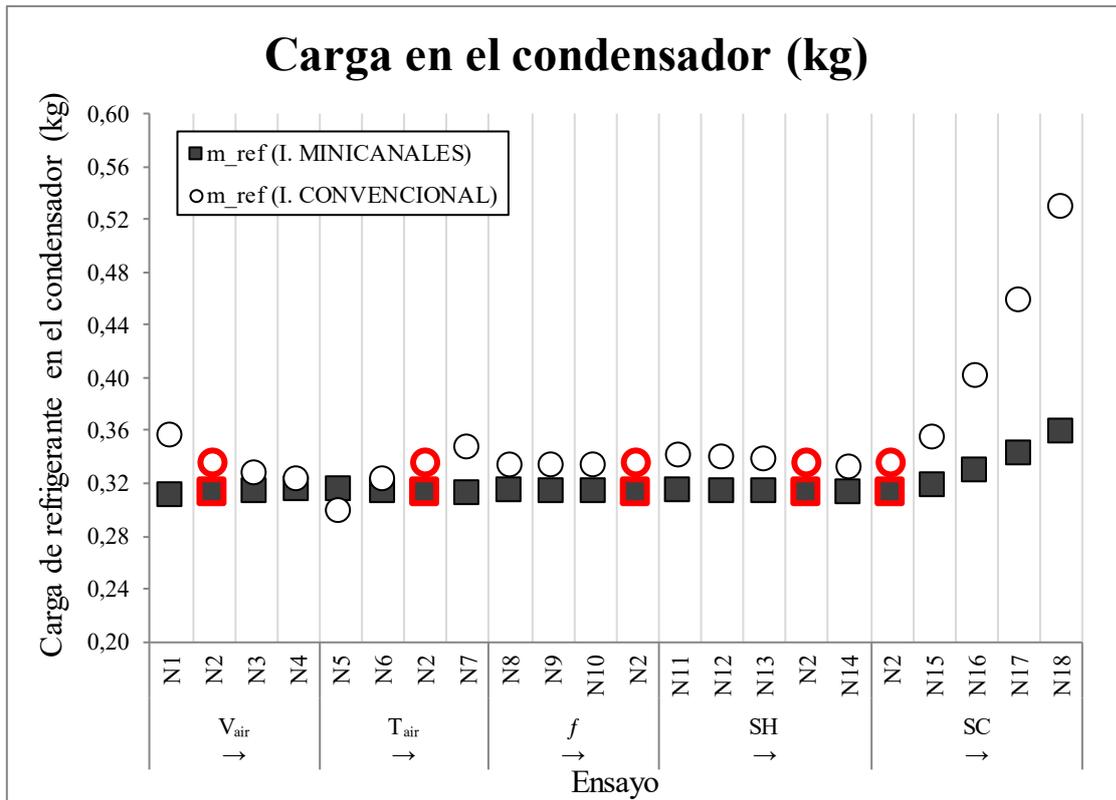


Figura V.15: Carga de refrigerante contenida en el condensador para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

Con las variaciones de la velocidad y la temperatura del aire a la entrada del condensador, la carga de refrigerante en el condensador se comporta de manera opuesta utilizando un intercambiador convencional y uno de minicanales, mientras que, con el gasto másico, el sobrecalentamiento y el subenfriamiento, el comportamiento es similar, **Figura V.15**. El gasto másico y el sobrecalentamiento apenas afectan a la cantidad de refrigerante al tener estos más incidencia en el evaporador, por el contrario, la velocidad y la temperatura del aire, así como el subenfriamiento tienen una incidencia directa sobre el condensador afectando de forma notable a la carga de refrigerante, especialmente este último. Por su parte, las variaciones en la frecuencia apenas tienen influencia en la carga de refrigerante en el condensador.

En el condensador se pueden distinguir tres regiones, una monofásica de vapor sobrecalentado en la que se reduce la temperatura de refrigerante, una bifásica en la que se produce la condensación y una monofásica de líquido en la que se produce el subenfriamiento. La región bifásica es la que ocupa un mayor parte del condensador que está mayoritariamente ocupado por refrigerante en fase líquida. Como ya se comentó en el **Capítulo IV. Resultados en modo calefacción**, la superficie interior de intercambio de calor del intercambiador de minicanales es prácticamente el doble que la del intercambiador convencional, pero su superficie exterior es casi

una cuarta parte, con lo que cuando porcentaje de superficie de intercambio dedicada al subenfriamiento aumente, ese aumento será mucho más importante en el intercambiador convencional que en el intercambiador de minicanales.

Como ya se ha visto al analizar la **Figura V.7**, el aumento de la velocidad del aire mejora el coeficiente convectivo exterior del condensador, lo que mejora la capacidad de intercambio térmico de forma que al tener tres regiones interiores con coeficientes convectivos distintos se llega a un nuevo equilibrio en el condensador. Si el subenfriamiento se mantiene constante, el incremento del intercambio térmico en la región de líquido subenfriado tiene que verse compensado con una reducción de la extensión de esta región, por lo que la región bifásica de vería incrementada. Por su parte, la región de desrecalentamiento prácticamente se mantiene constante de acuerdo con las simulaciones numéricas.

Se produce también una disminución de la presión de condensación, lo que haría aumentar la densidad de la fase líquida y disminuir la de la fase vapor.

En el caso del intercambiador de minicanales, el acortamiento de la región de líquido subenfriado es poco importante, por lo que el efecto del aumento de la densidad domina sobre ese acortamiento y globalmente la masa de refrigerante aumenta. En el intercambiador convencional ocurre lo contrario y la masa de refrigerante tiende a disminuir.

Como se comentó al analizar el efecto de la temperatura del aire a la entrada del condensador, **Figura V.8**, un aumento de esta tiene un efecto opuesto a un aumento en la velocidad del aire. En el caso del condensador de minicanales, la carga de refrigerante contenida en el cabezal de entrada no se puede reducir por lo que hay una temperatura del aire por debajo de la cual el condensador convencional presenta una menor carga de refrigerante ya que este no tiene cabezales.

Al aumentar el sobrecalentamiento el condensador apenas se ve afectado ya que la distribución de las tres regiones apenas varía. El efecto del aumento de presión de condensación y disminución del gasto másico se ven compensados con la mayor temperatura a la entrada del condensador debido al sobrecalentamiento en el evaporador lo que aumenta la región de vapor sobrecalentado y reduce ligeramente las otras dos, con lo que la carga de refrigerante en el condensador disminuye.

Al aumentar el subenfriamiento, aumenta de forma considerable la región monofásica de líquido mientras que disminuyen las otras dos lo que hace aumentar la cantidad de refrigerante en el condensador, especialmente en el convencional con un elevado volumen interno.

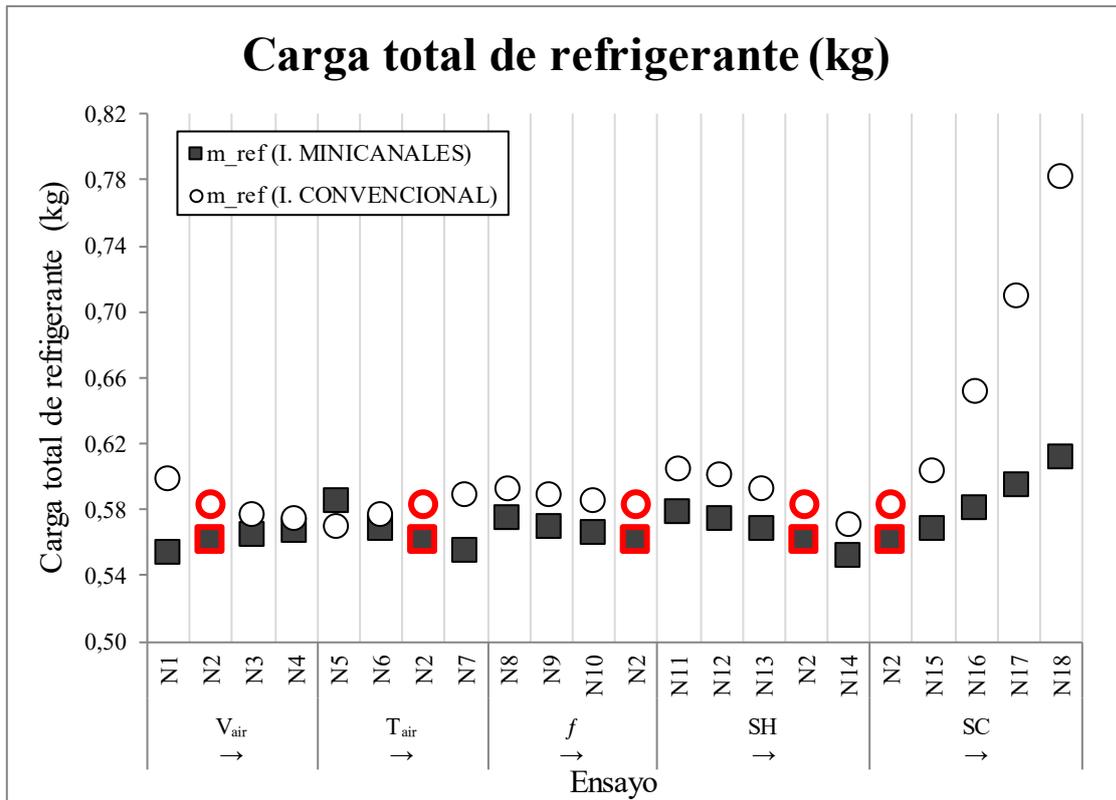


Figura V.16: Carga de refrigerante contenida en el sistema para cada una de las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

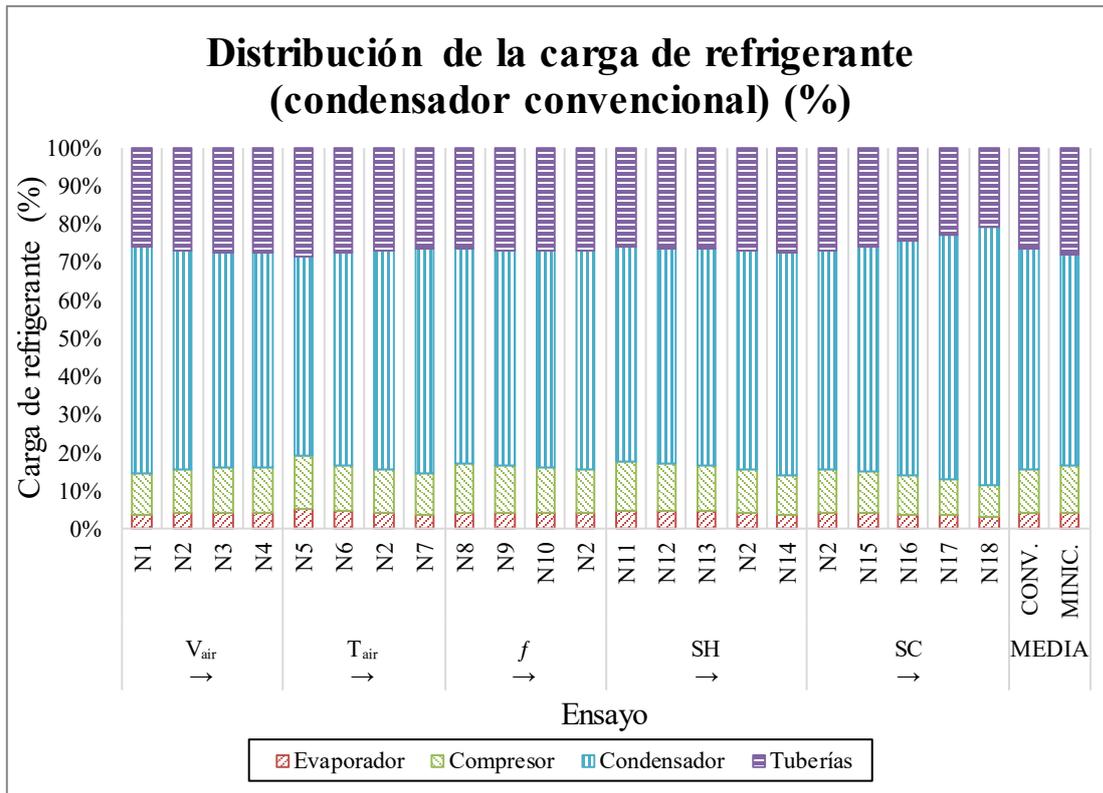
El comportamiento del sistema en lo que a la carga de refrigerante se refiere es un reflejo de lo que ocurre en el condensador, dado que este contiene de media en las dieciocho simulaciones numéricas el 58,24 % de la carga de refrigerante del sistema con el condensador convencional y el 55,77 % con el de minicanales. La carga global se ve influenciada por todos los parámetros, siendo el gasto másico el que menos le afecta y el subenfriamiento el que más. Las variaciones más significativas en la carga global de refrigerante son debidas casi exclusivamente a las variaciones de carga en el condensador, **Figura V.15**, y el compresor, **Figura V.14**. Ambos elementos se ven fuertemente influenciados por las variaciones en la presión de condensación que en el caso del condensador inciden en la cantidad de refrigerante en estado líquido necesario para mantener el subenfriamiento en el valor fijado para cada ensayo.

A modo resumen, la **Figura V.17** muestra la distribución de la carga de refrigerante en cada una de las simulaciones numéricas con ambos tipos de condensador. Se aprecia como la mayor cantidad de refrigerante se encuentra alojado en el condensador en todos los ensayos, a diferencia de los ensayos de modo calefacción donde este se alojaba principalmente en las tuberías, que en este caso son el segundo elemento con mayor cantidad de refrigerante. Por el contrario, el

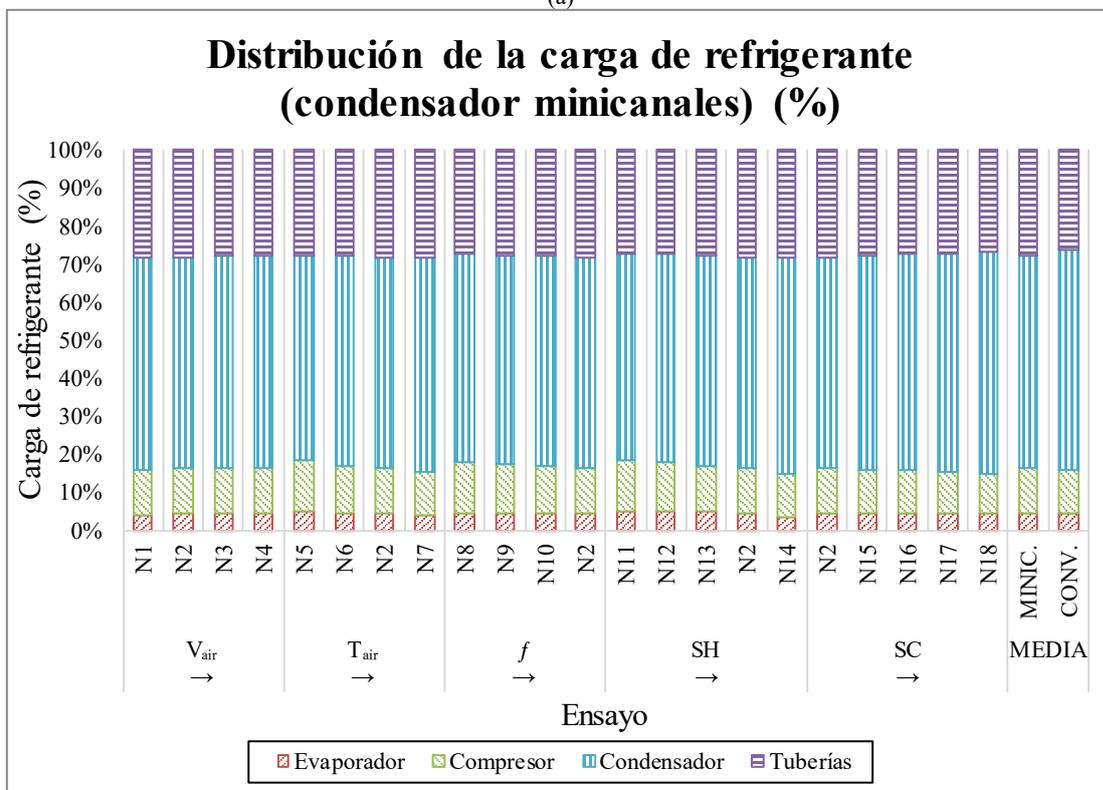
evaporador contiene siempre una cantidad de refrigerante inferior al 5,3 % del total, lo que hace que las variaciones de carga en el mismo influyan muy poco en la carga global.

En la **Tabla V.4** se resumen los principales resultados obtenidos en los ensayos en modo refrigeración, siendo estos la carga de refrigerante en el sistema, la potencia frigorífica y el EER_{AI} . Para todos ellos se muestra la variación que se produce al cambiar el condensador convencional por uno de minicanales, tomándose el primero como referencia. Se aprecia cómo mientras la carga de refrigerante disminuye la potencia frigorífica y el EER_{AI} aumentan.

Los resultados numéricos parecen confirmar que las mejores prestaciones observadas con el intercambiador convencional en los resultados experimentales se deben a la diferencia de sobrecalentamientos durante los ensayos para la instalación funcionando con ambos tipos de condensador.



(a)



(b)

Figura V.17: Distribución de la carga de refrigerante en los distintos componentes de la instalación cuando se utiliza como condensador un intercambiador convencional (a) y uno de minicanales (b) en las simulaciones numéricas en modo refrigeración.

Tabla V.4:
Resumen de los resultados numéricos para el estudio de condensadores, modo refrigeración.

		m_{ref} (kg)			EER _{AI}			\dot{Q}_{evap} (kW)		
		Mini	Conv	% Var	Mini	Conv	% Var	Mini	Conv	% Var
$v_{a,i}$ (m·s ⁻¹)	1,5	0,554	0,599	-7,5	2,15	2,15	0,2	2,14	2,13	0,1
	2,5	0,561	0,583	-3,7	2,31	2,27	2,0	2,23	2,22	0,5
	3,2	0,564	0,577	-2,2	2,36	2,28	3,7	2,27	2,25	0,6
	4,0	0,567	0,574	-1,3	2,37	2,23	6,3	2,29	2,28	0,8
$T_{a,i}$ (°C)	20	0,585	0,569	2,7	3,10	3,07	1,1	2,59	2,57	0,4
	30	0,568	0,577	-1,5	2,55	2,51	1,8	2,36	2,35	0,4
	35	0,561	0,583	-3,7	2,31	2,27	2,0	2,23	2,22	0,5
	40	0,554	0,589	-5,8	2,09	2,05	2,1	2,11	2,09	0,6
f (Hz)	35	0,575	0,593	-3,1	2,55	2,49	2,6	1,76	1,75	0,5
	40	0,570	0,589	-3,3	2,47	2,41	2,4	1,93	1,92	0,5
	45	0,565	0,586	-3,5	2,39	2,34	2,2	2,09	2,08	0,5
	50	0,561	0,583	-3,7	2,31	2,27	2,0	2,23	2,22	0,5
SH (K)	1,0	0,578	0,605	-4,5	2,32	2,28	1,7	2,29	2,28	0,4
	2,5	0,575	0,600	-4,3	2,32	2,28	1,8	2,28	2,27	0,4
	5,0	0,568	0,592	-4,0	2,32	2,28	1,9	2,27	2,26	0,4
	7,5	0,561	0,583	-3,7	2,31	2,27	2,0	2,23	2,22	0,5
	10,0	0,552	0,571	-3,3	2,29	2,24	2,1	2,15	2,14	0,6
SC (K)	1,0	0,561	0,583	-3,7	2,31	2,27	2,0	2,23	2,22	0,5
	2,5	0,568	0,604	-5,9	2,34	2,29	2,1	2,26	2,25	0,5
	5,0	0,580	0,651	-10,9	2,37	2,32	2,3	2,30	2,28	0,6
	7,5	0,595	0,710	-16,2	2,40	2,34	2,6	2,33	2,31	0,8
	10,0	0,612	0,782	-21,8	2,41	2,34	2,9	2,36	2,34	0,9

Mini: Instalación funcionando con un condensador de minicanales.

Conv: Instalación funcionando con un condensador convencional.

% Var: porcentaje de variación del parámetro entre el intercambiador de minicanales y el convencional, tomando el convencional como el de referencia.



CAPÍTULO VI.

CONCLUSIONES

VI.1. Introducción

Con este capítulo concluye la presente tesis doctoral. En él se analizarán los resultados obtenidos en cuanto a la validación de IMST-ART[®], la reducción de la carga de refrigerante y la potencial sustitución de intercambiadores convencionales por otros de minicanales, presentando las conclusiones alcanzadas.

Así mismo, se referenciarán las publicaciones realizadas y se darán a conocer posibles líneas de investigación para el futuro.

VI.2. Conclusiones

En esta tesis se ha diseñado y construido una instalación para la caracterización del comportamiento de bombas de calor aire/agua reversibles y de forma más específica se ha estudiado el comportamiento de una bomba de calor de este tipo con R134a como fluido refrigerante en los modos calefacción y refrigeración, utilizando un intercambiador de tubo aleteado convencional comparando su comportamiento cuando se reemplaza este por uno de minicanales.

En la etapa de diseño y construcción se ha dotado a la instalación de todos los sensores necesarios para dar cumplimiento a la normativa de aplicación y se han solventado de acuerdo con las mismas cuantas dificultades técnicas han surgido. Además, se han montado los sistemas auxiliares necesarios para poder realizar análisis paramétricos de ciertos parámetros de funcionamiento.

Para la caracterización experimental de la bomba de calor se han diseñado una serie de experimentos que han dado lugar a dos matrices de ensayos, una para cada modo de funcionamiento, que permiten analizar la influencia en el comportamiento del sistema de ciertos parámetros –velocidad del aire, gasto másico de refrigerante mediante la modificación de la frecuencia de alimentación eléctrica del compresor, subenfriamiento y sobrecalentamiento–. En modo calefacción se ha analizado también la influencia de la humedad relativa y en modo refrigeración el de la temperatura del aire.

Una vez realizados los ensayos experimentales y debido a la dificultad para identificar ciertas tendencias de comportamiento con los resultados experimentales, así como para parametrizar ciertas variables de funcionamiento, se ha planteado la utilización de IMST-ART[®] para la realización de diversos estudios paramétricos que han permitido analizar en profundidad el

comportamiento del sistema y la carga de refrigerante de este. Para ello, en primer lugar, se ha realizado una validación del modelo desarrollado con este programa.

VI.2.1. Validación numérico-experimental

Con los resultados experimentales se ha llevado a cabo la validación del modelado de la instalación en IMST-ART[®] con el fin de poder determinar la carga de refrigerante en el sistema y analizar el comportamiento de la instalación al modificar ciertos parámetros de funcionamiento de forma mucho más parametrizada que en la práctica. Tal como se ha justificado en el **Capítulo IV. Resultados en modo calefacción** y en el **Capítulo V. Resultados en modo refrigeración**, el modelo puede considerarse validado en la simulación de los diferentes modos de funcionamiento, **Tabla VI.1.**

En modo calefacción, al comparar los resultados experimentales con los numéricos el MARD es siempre inferior al 15 %. En el caso de la potencia calorífica, la potencia frigorífica y el gasto másico es inferior al 5 %. Destaca además que para la presión de condensación es inferior al 1 %. Los valores más elevados se encuentran para la potencia del compresor, la presión de evaporación – especialmente con el intercambiador de minicanales –, en el COP y en el EER, estos dos últimos consecuencia de estar calculados a partir de la potencia del compresor.

En modo refrigeración en general se obtienen valores del MARD inferiores a los encontrados en modo calefacción, estando siempre por debajo del 11 %, esto se justifica por el hecho de la mayor dificultad para mantener la cámara climática en condiciones estables durante los ensayos de calefacción al trabajar con humedades elevadas cerca del punto de saturación lo que propicia la formación de escarcha en el evaporador. Destaca el hecho de que en este caso la potencia frigorífica, el gasto másico y la presión de condensación tengan valores algo superiores, mientras que la potencia consumida por el compresor mejora.

Tabla VI.1:
MARD para diferentes parámetros de funcionamiento de la instalación en ambos modos de funcionamiento.

Parámetro	Tipo de evaporador (Modo calefacción)		Tipo de condensador (Modo refrigeración)	
	Convencional	Minicanales	Convencional	Minicanales
Potencia frigorífica	3,23 %	1,96 %	7,62 %	4,68 %
Potencia calorífica	4,42 %	2,39 %	2,90 %	1,87 %
Potencia compresor	12,48 %	9,62 %	6,66 %	8,86 %
COP (MC) - EER (MR)	8,97 %	9,05 %	9,81 %	10,57 %
Gasto másico	2,29 %	1,71 %	8,68 %	5,73 %
Presión de evaporación	5,22 %	14,28 %	2,82 %	1,64 %
Presión de condensación	0,48 %	0,63 %	3,57 %	1,62 %

IMST-ART[®] puede utilizarse también para predecir el comportamiento de la instalación ante la modificación de los parámetros de funcionamiento.

Cuando la instalación funciona en modo calefacción, en general coincide el comportamiento de todas las variables con ambos tipos de intercambiador. Las tendencias observadas experimentalmente coinciden con las obtenidas numéricamente, aunque se observan ligeras discrepancias que se pueden justificar por la incertidumbre asociada a los procesos de medición o de cálculo de estas variables. Para las potencias calorífica y frigorífica también se observan buenas predicciones en todos los parámetros estudiados, así como para la temperatura de evaporación y la presión de evaporación.

La presión de condensación únicamente presenta problemas para predecir su tendencia cuando se analiza la influencia de la humedad relativa en el caso del evaporador convencional. En este caso los resultados numéricos muestran variaciones en el rango analizado de menos de 1,3 kPa mientras que en los ensayos experimentales la variación se da de 3,7 kPa, cuando la precisión de los instrumentos de medida es $\pm 14,55$ kPa. Algo similar ocurre con la presión de evaporación con el evaporador de minicanales, que al analizarse el efecto de la humedad relativa varía menos de 8,9 kPa según los resultados experimentales y menos de 5,7 kPa según las simulaciones numéricas. Con el evaporador convencional, la variación del gasto másico mediante la modificación de la frecuencia en el rango analizado haría variar la presión de evaporación menos de 2,8 kPa según las simulaciones numéricas lo que hace que tampoco se prediga con exactitud su tendencia.

El gasto másico de refrigerante también presenta problemas para predecir su tendencia en las simulaciones cuando se analiza el comportamiento con el evaporador de minicanales cuando se varía la humedad relativa y el subenfriamiento. Nuevamente se puede justificar este hecho por el escaso margen de las variaciones durante los ensayos experimentales, $0,00021 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ con la humedad relativa y $0,00014 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ con el subenfriamiento, comparado con la incertidumbre de esta medición, $\pm 0,00014 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Las tendencias en la potencia consumida por el compresor también parecen predecirse con bastante exactitud salvo al analizar el efecto de la velocidad del aire para el intercambiador de minicanales, donde la variación que se produce en este parámetro es inferior a 0,030 kW según la simulación numérica, mientras que la incertidumbre está en $\pm 0,0271$ kW, lo que hace que en la tendencia experimental parezca que el consumo se mantiene estable cuando en realidad se está incrementando.

Por su parte la potencia calorífica tan solo presenta problemas para predecir su tendencia cuando se analiza el comportamiento de la instalación con el evaporador de minicanales ante las

variaciones de la humedad relativa dado que esta varía en el rango analizado 0,017 kW según los ensayos experimentales, siendo la incertidumbre de la medición muy superior a este valor.

En general, los mayores problemas en la correcta predicción de las tendencias se observan cuando se estudian los efectos de la humedad relativa, hecho que se justifica con la dificultad que entraña estudiar los efectos de esta tal como se ha descrito en el **Capítulo IV. Resultados en modo calefacción.**

Cuando la instalación funciona en modo refrigeración, el comportamiento de todas las variables parece coincidir con ambos tipos de intercambiador aire-refrigerante. En lo que al análisis de estos comportamientos se refiere, las tendencias encontradas en los ensayos experimentales coinciden con las que se obtienen en las simulaciones numéricas en la potencia calorífica, la potencia frigorífica, el EER, la potencia del compresor, la temperatura de condensación y la presión de condensación, para todas las variables estudiadas.

En cuanto a la temperatura y la presión de evaporación, las tendencias coinciden cuando se analizan la temperatura del aire y el gasto másico. Sin embargo, al analizar el efecto de la velocidad del aire la presión de evaporación varía menos de un 0,51 kPa con el condensador convencional y menos de 4,2 kPa con el de minicanales entre los extremos del rango analizado, mientras que al analizar el subenfriamiento lo hace menos de 2,7 kPa y 0,7 kPa respectivamente. Estos valores están muy por debajo de la incertidumbre máxima asociada a los sensores de presión absoluta, $\pm 14,55$ kPa, lo que justifica la dificultad a la hora de predecir su tendencia. Cuando se estudia la influencia de la temperatura del aire también parecen coincidir las tendencias, si bien en los ensayos experimentales cuesta más distinguir cual es el patrón de comportamiento de estas variables. Al calcularse la temperatura de evaporación a partir de esta presión, se encuentra para esta el mismo problema.

Lo mismo ocurre al analizar la variación del gasto másico de refrigerante con el subenfriamiento, donde las variaciones entre los valores extremos son tan pequeñas, inferiores a $0,15 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ con ambos tipos de condensador, que quedan englobadas por la incertidumbre máxima de la medición asociada a este parámetro.

Teniendo en cuenta que en la mayoría de los casos IMST-ART[®] predice con exactitud las tendencias observadas en los ensayos experimentales, se puede considerar validado para este tipo de estudios el modelo desarrollado con este programa, especialmente cuando la instalación funciona en modo refrigeración.

VI.2.2. Reducción de la carga de refrigerante

A continuación, se discutirá la reducción de la carga de refrigerante en el sistema respecto de la de diseño dependiendo del tipo de intercambiador aire-refrigerante utilizado sin atender al resto de variables, como la eficiencia del sistema – COP_{AI} o EER_{AI} – y la potencia útil del sistema, entendiéndose como tal aquella que se emplea para los fines para los cuales se utiliza el equipo – potencia calorífica en modo calefacción y potencia frigorífica en modo refrigeración –. Estos aspectos se valorarán en conjunto en el apartado **VI.2.3 Potencial sustitución de intercambiadores convencionales por minicanales**.

En modo calefacción, para la totalidad de los ensayos realizados se logra una disminución de la carga de refrigerante en el sistema al utilizar el evaporador de minicanales. Esta disminución es más o menos acentuada dependiendo de los parámetros de funcionamiento del sistema.

En este modo de operación, la presión de condensación apenas se ve afectada por el cambio de tipo de intercambiador. Por tanto, los elementos cuya carga de refrigerante se ve influenciada principalmente por esta variable apenas sufren variaciones en la cantidad de refrigerante que albergan. Por ello, la masa de refrigerante en las tuberías es similar con ambos tipos de intercambiador con disminuciones de entre un 0,03 % y un 0,16 % y que en ningún caso superan los 0,25 g, mientras que en el condensador se dan incrementos que van del 0,37 % al 1,71 % y que en masa suponen menos de 3,20 g, al mantenerse en ambos elementos la proporción líquido-vapor prácticamente constante y en unas condiciones muy similares en todos los ensayos.

En cambio, aquellos elementos en los que la presión de evaporación tiene influencia las diferencias en la carga de refrigerante al utilizar un intercambiador u otro son muy notables. El compresor se ve influenciado por la presión de evaporación que condiciona la presión de succión, encontrándose disminuciones de entre un 3 % y un 12 %, pero que a nivel de masa se reflejan en menos de 7 g. El evaporador por su parte presenta disminuciones en la cantidad de refrigerante que van del 2,13 % al 41,37 %, que en masa suponen entre 1,22 g y 44,52 g.

Considerando esto, la carga total de refrigerante es un reflejo de lo que ocurre en el evaporador, teniendo el resto de los elementos del sistema una influencia más limitada. Las reducciones que se consiguen van del 0,64 % al 11,69 %, que en masa pueden llegar a suponer una disminución de 50,71 g.

A nivel práctico, un correcto ajuste en los parámetros de funcionamiento del sistema puede llevar a reducciones significativas en la carga de refrigerante.

Al disminuir el gasto másico de diseño la carga de refrigerante aumenta con ambos tipos de evaporadores, aunque con más intensidad en el caso de utilizar el intercambiador de minicanales, lo que lleva a que poco a poco la carga se vaya igualando y para los gastos más bajos – correspondientes a las simulaciones realizadas a 35 Hz – solo se logre una reducción del 2,70 %, 10,73 g.

Al incrementarse la humedad relativa de diseño aumenta la carga de refrigerante al utilizar el intercambiador de minicanales, pero disminuye con el intercambiador convencional, tal como se ha justificado en el **Capítulo IV. Resultados en modo calefacción**, y por tanto la disminución en la carga de refrigerante es cada vez menor. Este efecto no es demasiado acentuado y entre el 50 % y el 86,7 % de humedad la carga de refrigerante disminuye entre un 5,97 % y un 8,88 %, 23,46 g y 35,4 g respectivamente. No obstante, al tener un control limitado sobre la humedad ambiente, este parámetro puede utilizarse solo durante la fase de diseño para tener en cuenta que a humedades altas es posible que un intercambiador de minicanales no logre la disminución esperada en la carga de refrigerante.

Al bajar la velocidad del aire de diseño la carga de refrigerante disminuye cuando se utiliza el evaporador de minicanales mientras que aumenta si se monta el convencional. Esto hace que la reducción de la carga con el evaporador de minicanales sea mayor, llegando al 8,31 %, 33,05 g, para velocidades de $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

El factor con un mayor impacto en la disminución de la carga de refrigerante conseguida al utilizar el intercambiador de minicanales es el sobrecalentamiento. Cuando este es de solo 2 K la reducción de la carga de refrigerante es de un 11,69 %, 50,71 g, al utilizar el evaporador de minicanales. Sin embargo, con un sobrecalentamiento de 10 K la carga es prácticamente la misma debido a que el evaporador casi no contiene ya refrigerante en fase líquida, lográndose una disminución del 0,64 %, 2,35 g.

El subenfriamiento es el parámetro que tiene una mayor influencia en la carga global de refrigerante, al afectar de forma muy notable a la cantidad de líquido en el condensador. Sin embargo, el evaporador apenas ve modificadas sus condiciones de trabajo por las variaciones en el subenfriamiento de diseño por lo que el tipo de evaporador utilizado apenas tiene influencia en este caso y la diferencia en la carga de refrigerante del sistema a nivel absoluto se mantiene prácticamente constante. Al aumentar el subenfriamiento de 0 K a 8 K la carga global de refrigerante se incrementa en 123,67 g cuando se utiliza el intercambiador convencional y en 129,09 g cuando se emplea el de minicanales. La disminución en la carga de refrigerante pasa del 6,33 % al 3,69 %, lo que a nivel de masa supone pasar de 23,99 g a 18,57 g.

Teniendo en cuenta todo lo expuesto, el uso de evaporadores de minicanales con el objetivo de reducir la cantidad de refrigerante en una instalación está justificado cuando esta funciona dentro de los rangos analizados para las diferentes variables, salvo en el caso de utilizar sobrecalentamientos superiores a 8 K al no obtenerse prácticamente ninguna ventaja en este aspecto. Además, si el sobrecalentamiento está en torno a esos 8 K el utilizar velocidades del aire superiores a los $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ o gastos máxicos para frecuencias de alimentación eléctrica del compresor de 35 Hz o inferiores puede hacer que no resulte recomendable el uso de los intercambiadores de minicanales. No obstante, si el sobrecalentamiento se mantiene bajo, 5 K o menos, la velocidad de aire y la frecuencia del compresor pueden sobrepasar los límites indicados y seguir siendo ventajosa la sustitución del evaporador convencional por uno de minicanales.

En modo refrigeración, al utilizar un condensador de minicanales la carga de refrigerante es inferior a cuando se utiliza uno convencional, salvo para temperaturas del aire bajas dentro del rango analizado. Esta disminución es más o menos acentuada dependiendo de los parámetros de funcionamiento del sistema.

En este modo de operación la presión de evaporación apenas se ve afectada por el cambio de tipo de intercambiador. Por tanto, los elementos cuya carga de refrigerante se ve influenciada principalmente por esta variable sufren variaciones muy pequeñas en la cantidad de refrigerante que albergan. Al igual que ocurría en modo calefacción, la masa de refrigerante en las tuberías es similar con ambos tipos de intercambiador con incrementos de entre un 0,16 % y un 0,40 % y que en ningún caso superan los 0,65 g. En el evaporador se dan incrementos que van del 0,31 % al 1,32 % y que en masa suponen menos de 0,36 g, mientras que en el compresor se consiguen reducciones del 1,74 %, 1,38 g, pero también en determinadas circunstancias la carga aumenta hasta en un 0,43 %, 0,27 g.

En cambio, el condensador llega a presentar disminuciones en la cantidad de refrigerante de hasta el 32,31 %, 171,18 g, pero cuando la temperatura del aire es de 20 °C experimenta un aumento en la cantidad de refrigerante del 5,35 %, 16,01 g.

Considerando esto, la diferencia en la carga global de refrigerante al utilizar un intercambiador u otro refleja lo que ocurre en el condensador. Las reducciones que se consiguen llegan hasta el 21,77 %, pero también pueden darse incrementos del 2,74 %, que en masa representan 170,19 g y 15,62 g respectivamente.

El gasto máxico es en este caso el parámetro que menos influencia tiene en la reducción carga global de refrigerante, afectando por igual a la instalación con ambos tipos de condensador. La carga global se ve reducida entre un 3,07 % y un 3,69 %, que expresado en unidades de masa

supone entre 18,19 g y 21,49 g respectivamente. Al aumentar el gasto másico se consigue un mayor ahorro, aunque en este caso no es tanta la diferencia como en el modo calefacción.

Algo similar ocurre con el sobrecalentamiento, que en esta ocasión al producirse en el intercambiador de placas afecta por igual a la instalación con ambos tipos de condensador. A mayor sobrecalentamiento menor es la carga de refrigerante en el sistema, pero la disminución lograda con el intercambiador de minicanales se va reduciendo paulatinamente, pasando de un 4,48 %, 27,08 g, con 1 K a un 3,32 %, 18,97 g, con 10 K.

Con la velocidad del aire se produce el mismo efecto que en el modo calefacción, al bajar la velocidad respecto de la de diseño la carga de refrigerante disminuye cuando se utiliza el condensador de minicanales mientras que aumenta si se monta el convencional. Esto hace que la reducción de la carga con el condensador de minicanales sea mayor, llegando al 7,49 %, 44,89 g, para velocidades de $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Al aumentar la temperatura del aire de diseño, la cantidad de refrigerante necesario va aumentando en el caso del condensador convencional, mientras disminuye con el de minicanales llegándose a un 5,81 %, 34,21 g, de disminución de la carga a $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Sin embargo, al bajar la temperatura la carga de refrigerante con el intercambiador de minicanales es un 2,74 %, 15,62 g, superior a cuando se utiliza un intercambiador convencional.

Finalmente, el subenfriamiento es nuevamente el parámetro con un mayor impacto en la carga global de refrigerante y, además, en el modo refrigeración es también el que tiene una mayor influencia en la reducción de la carga de refrigerante necesaria. Para subenfriamientos bajos, se logra una disminución de la carga del 3,69 %, 21,49 g. Al ir aumentando, el condensador se va inundando de refrigerante en estado líquido lo que hace que con el intercambiador convencional la carga de refrigerante aumente de forma mucho más notable que con el de minicanales, llegándose a una diferencia del 21,77 %, 170,19 g, al alcanzar los 10 K, lo que otorga una gran ventaja a los intercambiadores de minicanales.

Teniendo en cuenta la influencia de estos cinco parámetros, el uso de condensadores de minicanales con el objetivo de reducir la cantidad de refrigerante en una instalación está justificado cuando esta funciona dentro de los rangos analizados para las diferentes variables, a excepción de temperaturas del aire cercanas a los $20 \text{ }^\circ\text{C}$, siendo desaconsejable en ese caso. Además, si el subenfriamiento está en torno a 1 K el utilizar velocidades del aire superiores a los $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ puede hacer que no resulte recomendable el uso de los intercambiadores de minicanales. No obstante, si el subenfriamiento se mantiene alto, 5 K o más, la velocidad de aire puede sobrepasar el límite

indicado e incluso tenerse temperaturas del aire de 20 °C y seguir siendo ventajosa la sustitución del condensador convencional por uno de minicanales.

Si se tienen en cuenta ambos modos de funcionamiento, los minicanales ofrecen una reducción significativa de la cantidad de refrigerante. La instalación experimental tiene el inconveniente de tener unas tuberías largas por cuestiones de *layout*, lo cual desvirtúa en cierta medida los porcentajes de ahorro conseguidos haciendo que estos sean ligeramente más bajos. En vista de los resultados obtenidos, en el caso de equipos aire/aire la utilización de dos intercambiadores de minicanales, evaporador y condensador, llevaría a una disminución de la cantidad de refrigerante necesaria aún mayor.

Un correcto ajuste de los parámetros de funcionamiento podría reducir aún más las necesidades de refrigerante. Atendiendo a la **Figura VI.1** y la **Figura VI.2**, puesto que el sistema de refrigeración debería de poder funcionar en ambos modos de funcionamiento los esfuerzos en la reducción de la carga de refrigerante necesaria deberían de centrarse en el modo refrigeración. Si se entiende que la temperatura del aire y su humedad no se pueden controlar al ser condiciones ambientales, cuando el sistema funcione en modo refrigeración para reducir la cantidad de refrigerante se podría configurar el equipo para funcionar con sobrecalentamientos de 10 K y con velocidades del aire de 1,5 m·s⁻¹. En el caso de sistemas que se utilicen en exclusiva en modo calefacción, para reducir la carga de refrigerante se debe configurar el equipo para funcionar con velocidades del aire de 1,5 m·s⁻¹ y subenfriamientos de 0 K, en este caso además ayudaría el tener sobrecalentamientos altos, pero si se utiliza un evaporador de minicanales esta medida no tiene tanta repercusión como si se utilizase uno convencional. No obstante, estas medidas tienen que ir siempre acompañadas de un análisis de las prestaciones del equipo en esas condiciones para poder tomar una decisión acertada de forma que se optimice la carga de refrigerante teniendo en cuenta las necesidades de potencias calorífica o frigorífica y parámetros como el TEWI del sistema (“*Total equivalent warming impact*”).

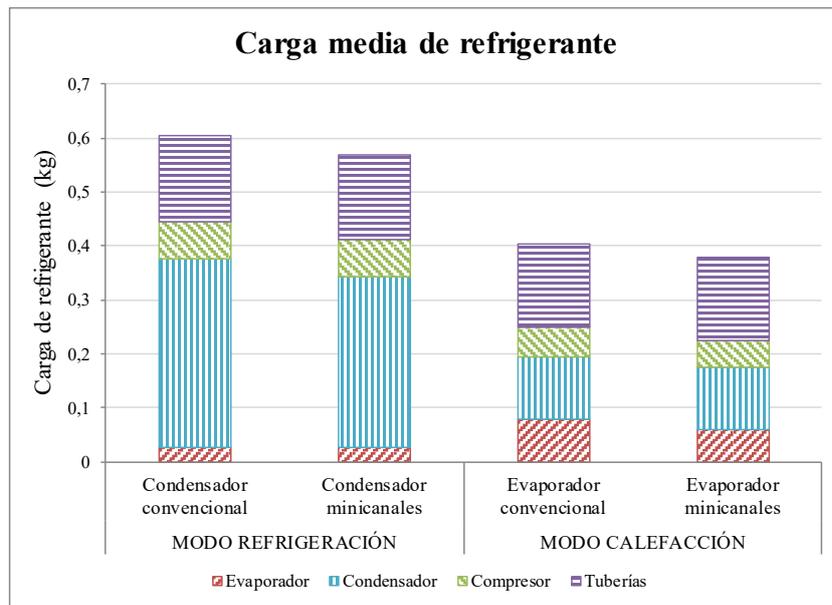


Figura VI.1: Comparativa de la carga media de refrigerante necesaria en la instalación con ambos tipos de intercambiador de tubo aleteado para ambos modos de funcionamiento.

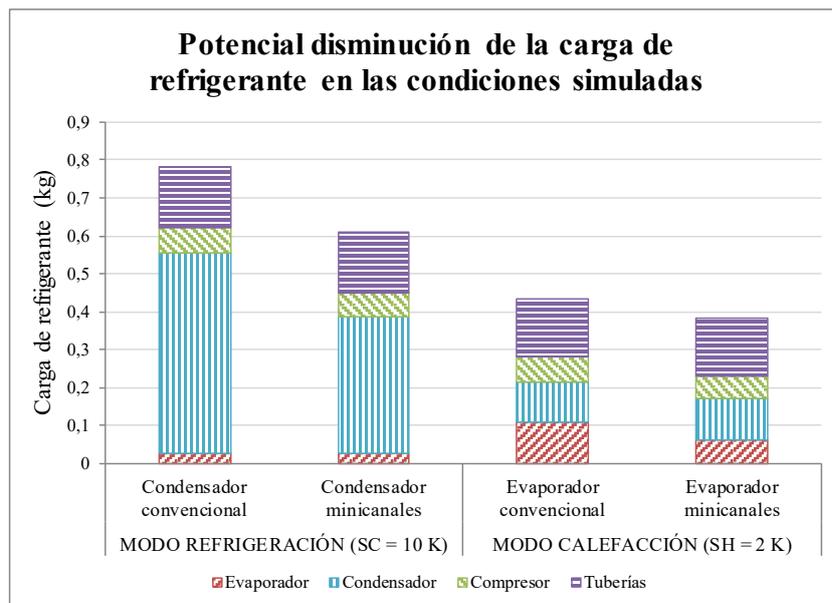


Figura VI.2: Potencial ahorro de refrigerante máximo en la instalación con ambos tipos de intercambiador de tubo aleteado para ambos modos de funcionamiento.

Atendiendo a estudios de otros autores (Colasson et al., 2001; Corberán et al., 2008) se podría ajustar la carga de refrigerante para que esta sea inferior a la óptima en las condiciones de operación que requieran una mayor cantidad de carga de refrigerante, sin que la eficiencia del sistema varíe de forma significativa. Algunos autores han constatado que una reducción del 20 % en la carga de refrigerante por debajo de la que optimiza el COP apenas tiene efectos sobre el rendimiento del sistema, si bien este valor puede variar de un refrigerante a otro (Goswami et al.,

2001; Poggi et al., 2008; Vaitkus, 2011). De esta forma lo que se garantiza es reducir al mínimo el subenfriamiento, lo que como se ha visto tiene un gran impacto en la carga global de refrigerante.

VI.2.3. Potencial sustitución de intercambiadores convencionales por minicanales

Al dimensionar una bomba de calor durante su diseño o en la selección de un equipo comercial se comparan entre sí diferentes tecnologías o equipos de varios fabricantes. Resulta útil para la toma de decisiones poder comparar la eficiencia de estos equipos siempre que cumplan con las prestaciones requeridas. El primer paso debería ser definir el concepto de eficiencia desde el punto de vista de los criterios para la selección de un equipo. Si lo que se busca es tener un reducido consumo energético para lograr una potencia calorífica o frigorífica determinada, la potencia consumida por el compresor y los equipos auxiliares sería la variable a comparar. Si el criterio fuese maximizar la eficiencia global del sistema, lo serían el COP_{AI} y el EER_{AI} , aunque esto podría llevar paradójicamente a una ineficiencia en el uso del equipo ya que se podría seleccionar uno altamente eficiente, pero en el que la potencia útil del sistema fuese superior a la necesaria llegando a desperdiciarse parte de esta. Si el criterio es la reducción de la carga de refrigerante se podría optar por la carga propiamente dicha, pero si se compara el cociente entre la potencia calorífica o frigorífica y la carga de refrigerante se tiene una visión más profunda de los equipos. Esta misma acción podría realizarse utilizando la potencia consumida por el compresor y los sistemas auxiliares conociéndose en este caso cuanta potencia consumen los equipos con relación a la masa de refrigerante que contienen. Igualmente puede hacerse esto con el COP_{AI} y el EER_{AI} .

En este apartado se valorará la idoneidad de la utilización de los intercambiadores de minicanales en lugar de los convencionales, teniendo en cuenta la reducción de la carga de refrigerante, la eficiencia del sistema y la potencia útil del sistema. Para ello se utilizarán la potencia específica útil del sistema – cociente entre la potencia calorífica o frigorífica según el modo de funcionamiento y la carga global del sistema –, la potencia específica consumida por el sistema – cociente entre la potencia consumida por el compresor y los sistemas auxiliares y carga global del sistema – y la eficiencia por unidad de masa – cociente entre el COP_{AI} o el EER_{AI} , en función del modo de funcionamiento, y la carga global del sistema –. Para evitar la distorsión que causaría en este análisis la cantidad de refrigerante en las tuberías del sistema, las cuales como se ha comentado son muy largas debido al *layout* de la instalación, se ha restado esta cantidad de la carga global.

Para el modo calefacción, en prácticamente todas las condiciones de funcionamiento simuladas la potencia calorífica que se logra obtener por unidad de masa de refrigerante es superior

utilizando un intercambiador de minicanales como evaporador, **Figura VI.3**. Únicamente con subenfriamientos altos, 8 K, y sobrecalentamientos altos, 10 K, se comporta ligeramente mejor en este sentido la instalación con el evaporador convencional. En este caso los sobrecalentamientos bajos favorecen mucho el uso de intercambiadores de minicanales.

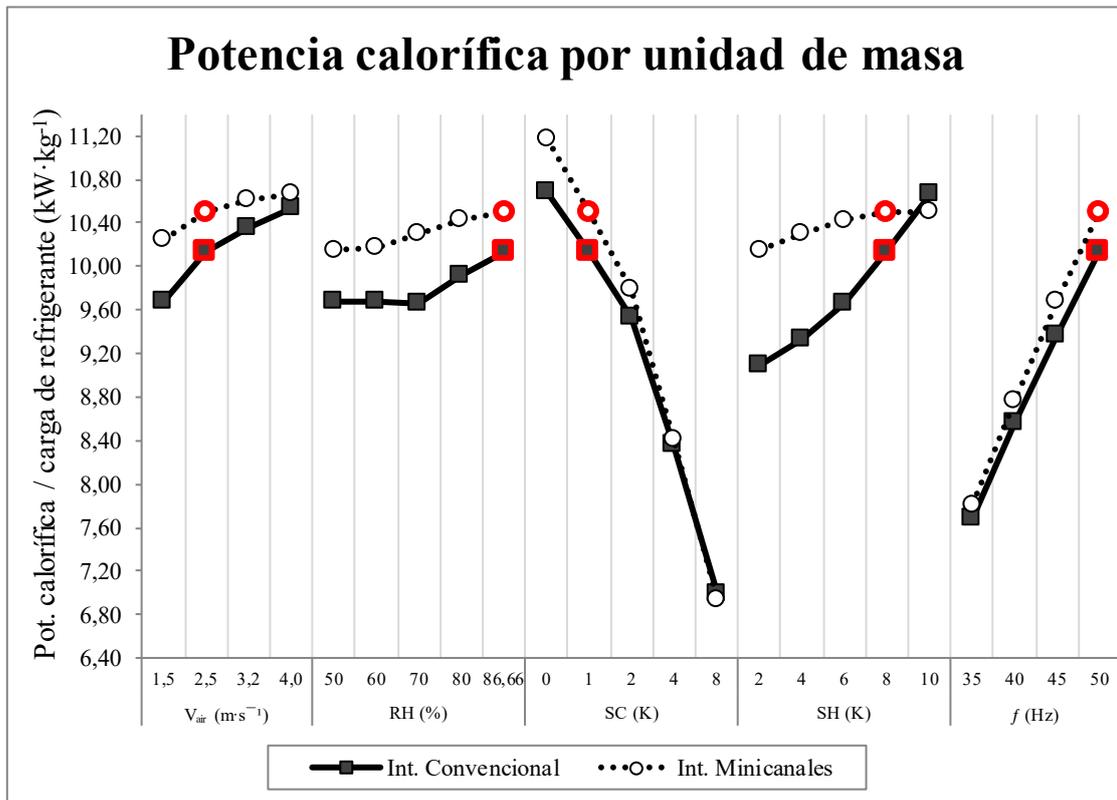


Figura VI.3: Potencia calorífica dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo calefacción.

Atendiendo a la potencia que consume la instalación, **Figura VI.4**, al utilizar el evaporador de minicanales esta se comporta mejor salvo para velocidades del aire superiores a 3 m s⁻¹ y gastos máxicos para frecuencias de alimentación eléctrica del compresor por debajo de los 40 Hz, así como para subenfriamientos inferiores a 8 K y sobrecalentamientos de menos de 10 K. Nuevamente los sobrecalentamientos bajos favorecen a los intercambiadores de minicanales, así como humedades relativas y las velocidades del aire bajas.

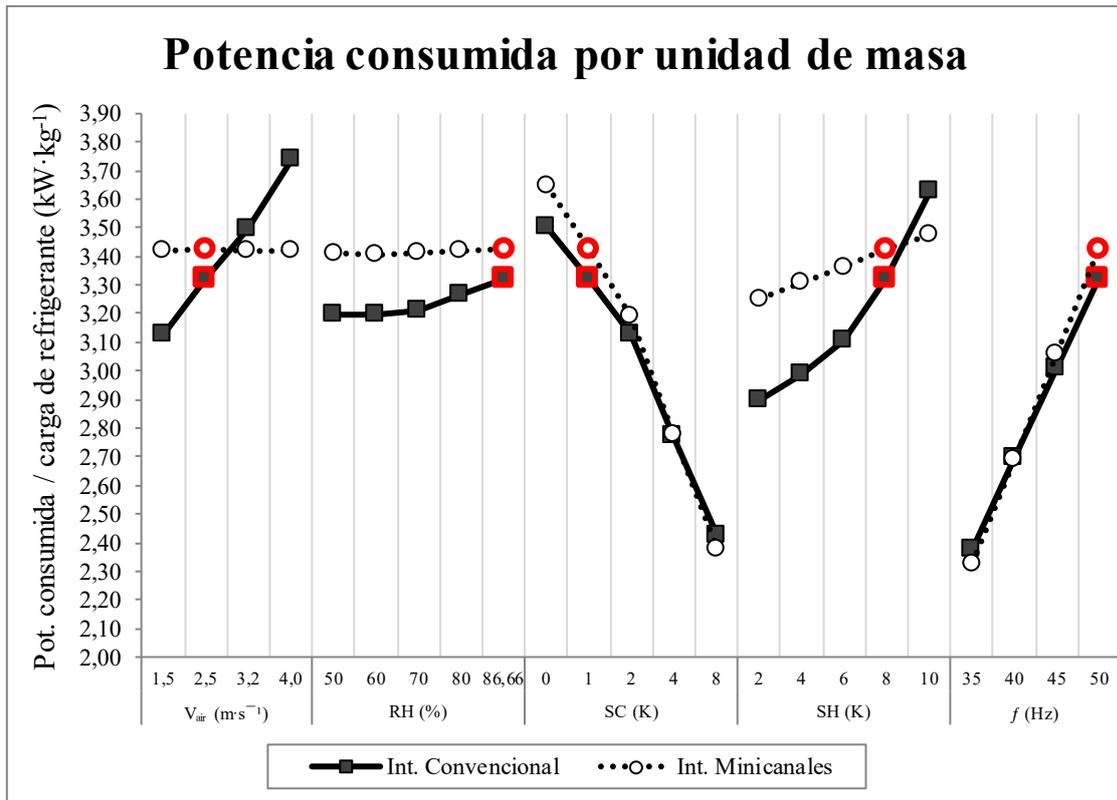


Figura VI.4: Potencia consumida en la instalación dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo calefacción.

En cuanto a la eficiencia que presenta la instalación, esta es superior en el caso de utilizar un evaporador convencional para todos los rangos de las variables que han sido ensayados y simulados, **Figura VI.5**. No obstante, si se divide la eficiencia por la carga de refrigerante que tiene la instalación, **Figura VI.6**, al utilizar el evaporador de minicanales se obtienen mejores resultados en la totalidad de las simulaciones realizadas, siendo especialmente interesante la mejora obtenida para valores bajos de sobrecalentamiento, humedad relativa y velocidad del aire.

Al lograrse una reducción de la carga de refrigerante, pero a la vez una pérdida de eficiencia, la ventaja al sustituir el evaporador de tubo aleteado convencional por uno de minicanales podría ser discutible a pesar de los resultados expuestos. La decisión final dependerá de variables como el TEWI de la instalación o la longitud de las tuberías de refrigerante.

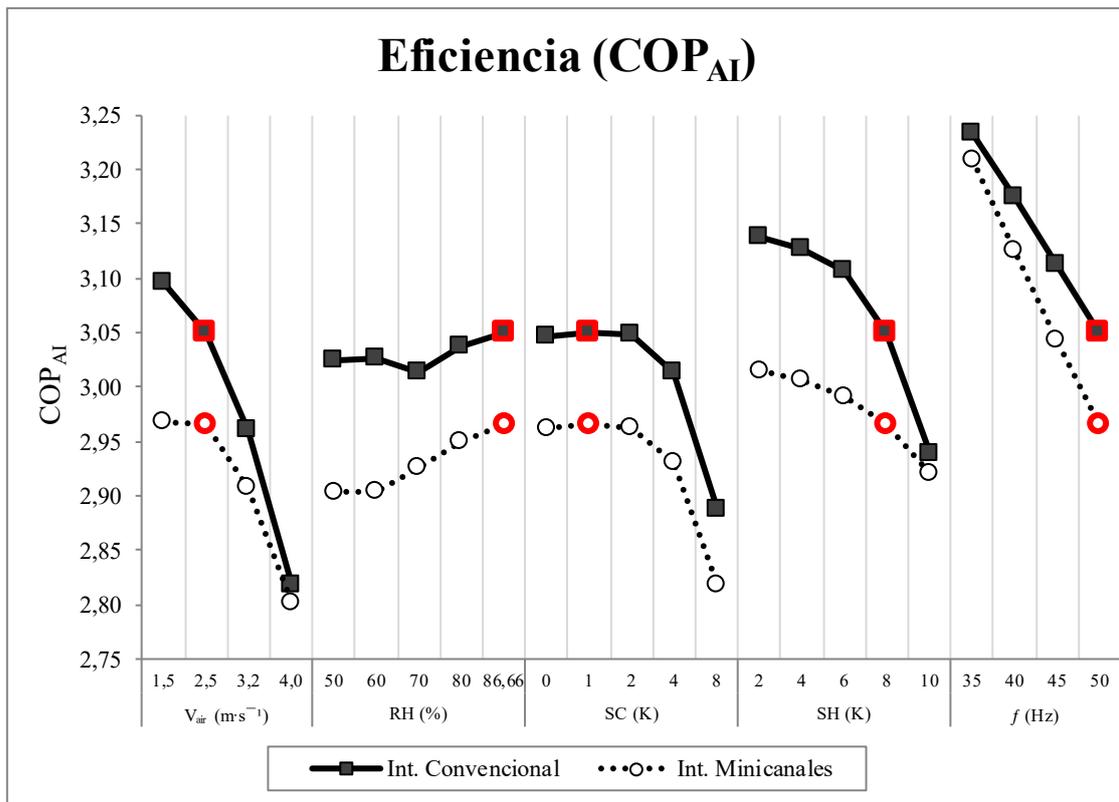


Figura VI.5: COP_{AI} en modo calefacción.

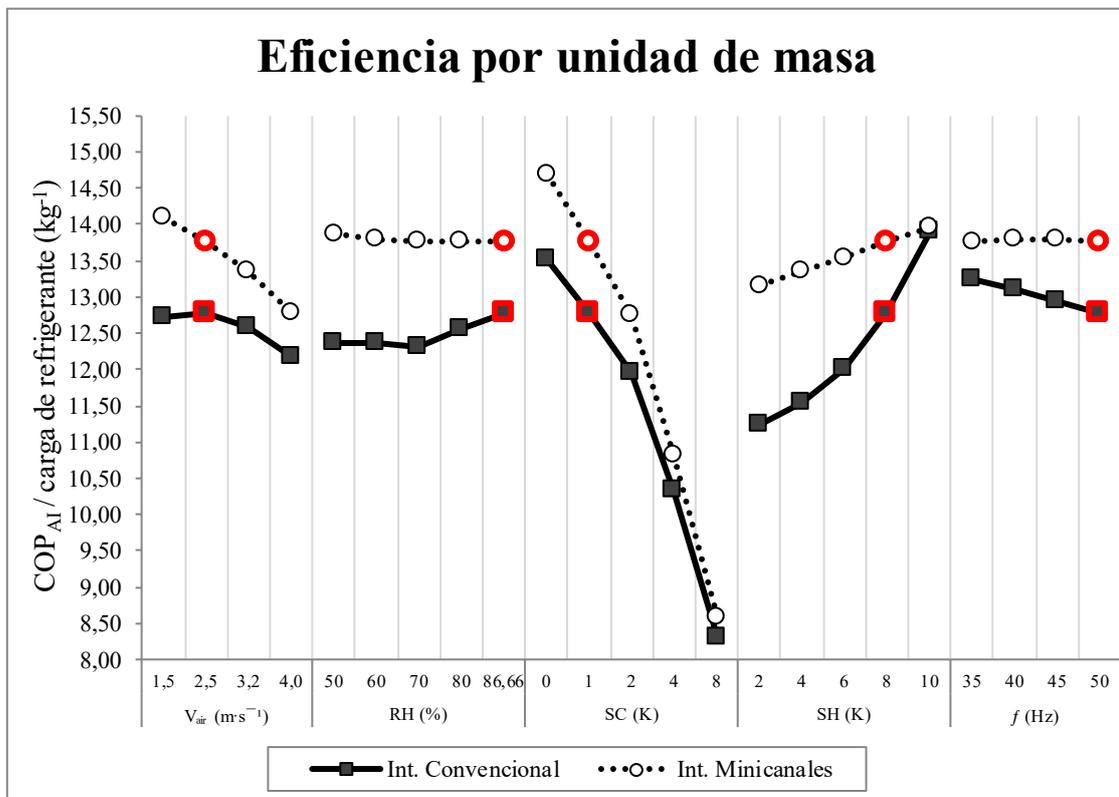


Figura VI.6: COP_{AI} por unidad de masa (excluidas las tuberías) en modo calefacción.

Por su parte, en modo refrigeración la potencia frigorífica que se logra obtener por unidad de masa de refrigerante es superior utilizando un intercambiador de minicanales como condensador, **Figura VI.7**, en todas las condiciones simuladas salvo cuando la temperatura del aire es de 20 °C. Con subenfriamientos altos se consigue la mayor diferencia en prestaciones respecto del intercambiador de tubo aleteado convencional.

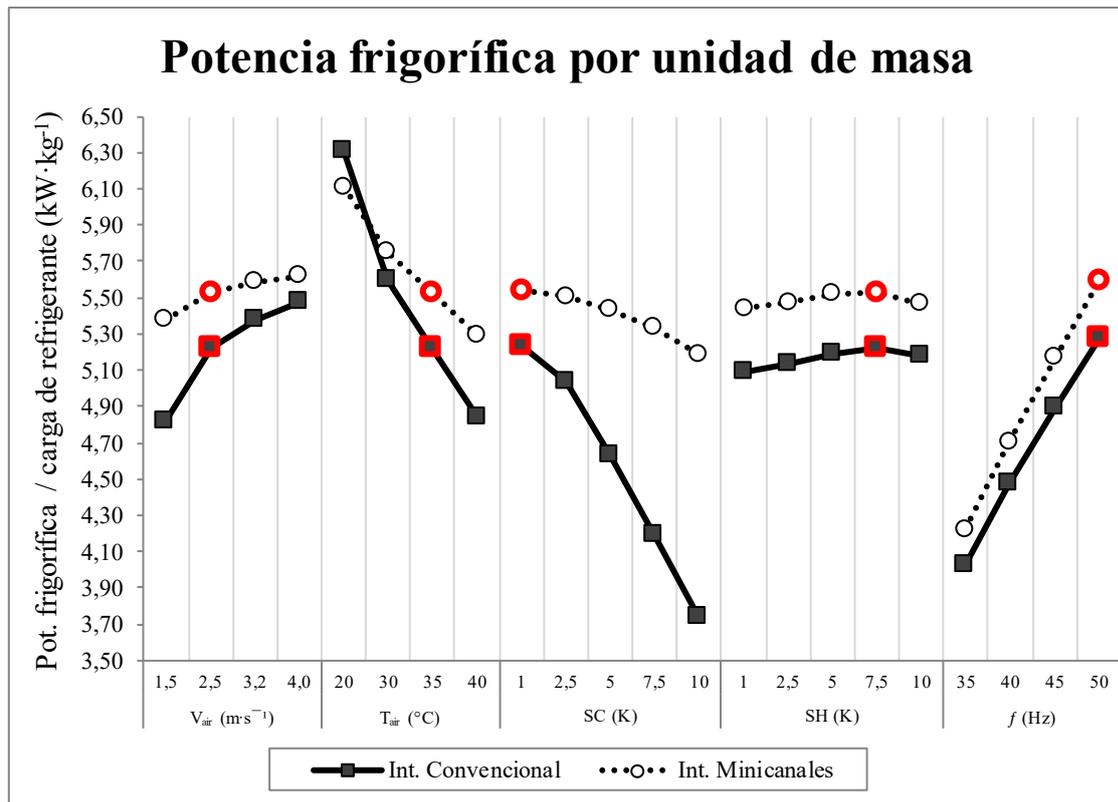


Figura VI.7: Potencia frigorífica dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.

Si se analiza la potencia consumida por el sistema por unidad de masa de refrigerante, los resultados obtenidos con un condensador de minicanales son mejores a los obtenidos con uno convencional, salvo para temperaturas del aire de 20 °C y velocidades de este de 4 m·s⁻¹, **Figura VI.8**. Una vez más, los subenfriamientos altos son los que propician una mayor ventaja de la instalación con el intercambiador de minicanales frente al uso del convencional.

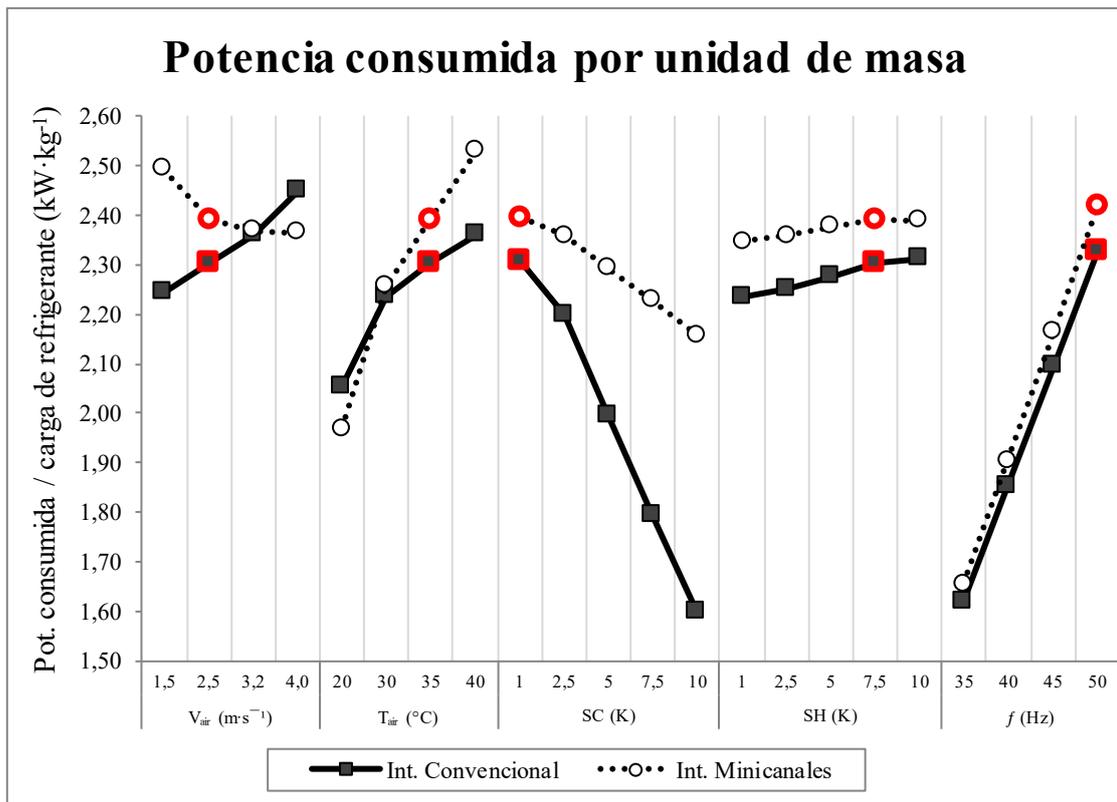


Figura VI.8: Potencia consumida en la instalación dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.

En lo que a la eficiencia del sistema se refiere, esta es siempre superior si se utiliza el condensador de minicanales, **Figura VI.9**, aunque si se divide esta por la carga de refrigerante del sistema este se comporta mejor con un condensador convencional para temperaturas del aire de 20 °C, **Figura VI.10**. Nuevamente son los subenfriamientos altos los que favorecen más el uso del intercambiador de minicanales, aunque cabe destacar que en lo que a velocidad del aire, sobrecalentamiento y gasto másico se refiere, la diferencia entre un intercambiador y otro se mantiene prácticamente constante en términos absolutos, siendo esta muy similar en las tres variables mencionadas.

Durante los ensayos experimentales, la instalación parece comportarse ligeramente peor con el intercambiador de minicanales, lo cual puede justificarse por los valores de sobrecalentamiento más altos que los logrados en los ensayos con el intercambiador convencional. Este hecho se confirma cuando se realizan las simulaciones numéricas en las que los parámetros de funcionamiento pueden ajustarse para que coincidan con ambos tipos de intercambiador.

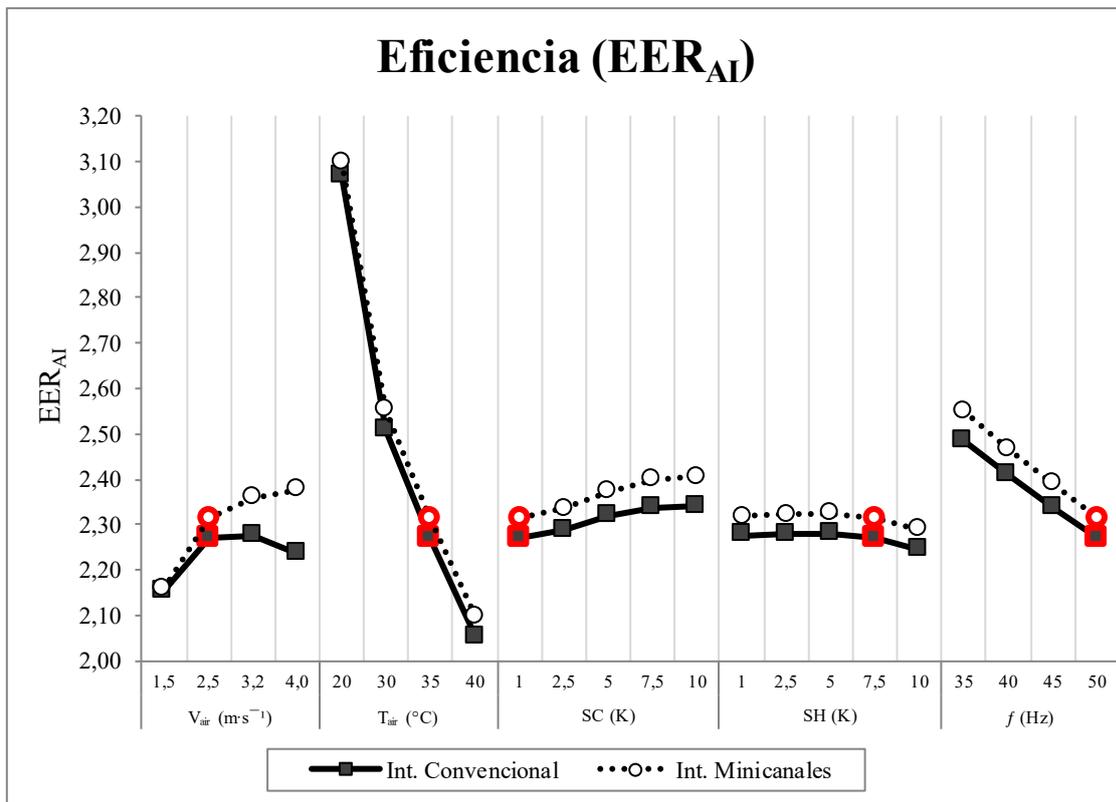


Figura VI.9: EER_{AI} en modo refrigeración.

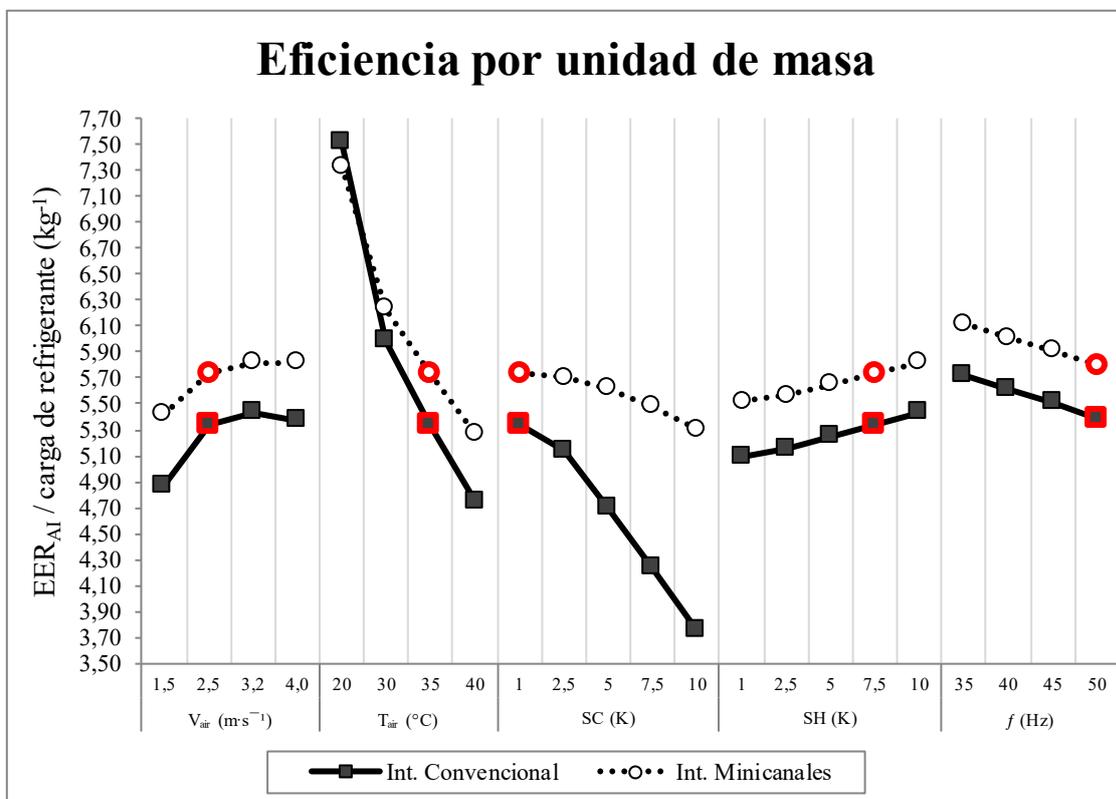


Figura VI.10: EER_{AI} dividida por la carga de refrigerante (excluidas las tuberías) en modo refrigeración.

Con estos resultados, la sustitución del intercambiador de tubo aleteado convencional por uno de minicanales analizando de forma conjunta potencias útiles, consumo energético, eficiencia y carga de refrigerante necesaria resulta adecuada siempre que se pueda asegurar que en modo calefacción se trabaje con subenfriamientos y sobrecalentamientos bajos o moderados y que en modo refrigeración la temperatura del aire será superior a 20 °C.

Al haberse excluido la carga de refrigerante de las tuberías de este análisis el resultado variaría por lo que para dar validez a las conclusiones obtenidas es necesario diseñar los equipos minimizando la longitud de las tuberías de refrigerante, especialmente las de líquido.

VI.3. Publicaciones realizadas

A fecha de la presentación de esta tesis doctoral, por orden cronológico se han realizado las siguientes publicaciones relacionadas con la misma:

- Pisano, A., Martínez-Ballester, S., Corberán, J. M., Hidalgo-Mompeán, F., Illán-Gómez, F., y García-Cascales, J. R. (2015). A discussion about the methodology for validating a model of a finned-tube condenser considering different correlations for the heat transfer coefficients and pressure drop. *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 21(5), 585-594.
DOI: 10.1080/23744731.2015.1040341.
- Illán-Gómez, F., García-Cascales, J. R., Hidalgo-Mompeán, y López-Belchí, A. (2017). Experimental assessment of the replacement of a conventional fin-and-tube condenser by a minichannel heat exchanger in an air/water chiller for residential air conditioning. *Energy and Buildings*, 144, 104-116.
DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.03.041.
- García-Cascales, J. R., Illán-Gómez, F., Hidalgo-Mompeán, F., Ramírez-Rivera, F. A., y Ramírez-Basalo, M. A. (2017). Performance comparison of an air/water heat pump using a minichannel coil as evaporator in replacement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 74, 558–573.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.018.

Además, por orden cronológico se ha participado en los siguientes congresos y jornadas:

- Actas del “II Encuentro del área de Máquinas y Motores Térmicos del Sureste de España. El libro de texto frente a las TIC como recurso educativo en la materia de Tecnologías en Educación Secundaria Obligatoria en la Región de Murcia”, mayor de 2012 (ISBN: 978-84-15429-70-8, Depósito Legal: MU-520-2012).

- “II Encuentro del área de Máquinas y Motores Térmicos del Sureste de España”, Universidad de Murcia, mayo de 2012.
- “Jornadas de introducción a la investigación 2013”, Asociación de Jóvenes Investigadores de Cartagena, Número 6, abril de 2013 (ISSN (1888-8356), Depósito Legal: Mu-1618-2008).
- “8º Congreso Nacional de Termodinámica”, Universidad de Burgos, junio de 2013.
- Actas del “VII Congreso Ibérico de Ciencias y Técnicas del frío, V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas de Frío”, Tarragona, España, junio de 2014.
- “15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue”, West Lafayette, Indiana, Estados Unidos, julio de 2014.
- “ICR 2015-24th IIR International Congress of Refrigeration”, Yokohama, Japón, agosto de 2015.
- Actas del “VIII Congreso Ibérico de Ciencias y Técnicas del frío, VI Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas de Frío”, Coimbra, Portugal, mayo 2016.
- “16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue”, West Lafayette, Indiana, Estados Unidos, julio de 2016.

Relacionadas con la instalación, por orden cronológico se han realizado los siguientes trabajos final de grado y final de máster:

- Hidalgo-Mompeán, F. (2010). Diseño de una instalación para el ensayo de bombas de calor. Trabajo Final de Máster. Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, España.
- Martínez-Carreño, J. (2013). Diseño, construcción, monitorización y puesta a punto de una instalación para el estudio de una bomba de calor R744. Proyecto Final de carrera. Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, España.
- Ramírez-Basalo, M. A. (2014). Caracterización experimental de una bomba de calor reversible aire-agua basada en tecnología de minicanales. Trabajo Final de Máster. Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, España.

VI.4. Trabajos futuros

A partir de esta tesis se abren otras vías para continuar analizando la potencial sustitución de los intercambiadores convencionales por otros de minicanales en aras de la reducción de la carga de refrigerante manteniendo las prestaciones ofrecidas por los sistemas de refrigeración.

Realizando ligeras modificaciones en la instalación actual se podrían ensayar otros refrigerantes, como por ejemplo algunos sustitutos potenciales del R134a como el R1234yf o el R513a. De esta forma se podrían confirmar no solo los comportamientos observados en la instalación sino el modelado de esta con IMST-ART[®].

Por otra parte, se podrían ensayar intercambiadores de placas con minicanales para poder tener resultados con otro tipo de intercambiador y fluido secundario lo cual permitiría ahondar en el estudio de bombas de calor agua/agua para la generación de ACS. Además, dada la dificultad para medir las propiedades del aire, al realizar este análisis sobre el agua se podrían obtener resultados más precisos que ayuden a analizar en mayor profundidad algunos parámetros como las presiones de evaporación en los ensayos en modo refrigeración.

El analizar intercambiadores de placas con minicanales permitiría además avanzar hacia el estudio de una bomba de calor agua/agua con dos intercambiadores de este tipo. En esta instalación, la carga global de refrigerante sería muy reducida y se deberían ampliar los ensayos a realizar incluyendo la instalación funcionando a distintos niveles de carga para determinar cómo afecta esta al comportamiento del sistema, contrastando las averiguaciones que se hagan con los resultados publicados por otros autores.

VI.5. Agradecimientos

La instalación experimental utilizada para la realización de esta tesis doctoral ha sido realizada como parte de un Proyecto de Investigación financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (DPI2011-26771-CO2-O2) y otro proyecto financiado por la Fundación Séneca de la Región de Murcia (19501/PI/14). En ambos casos, esta financiación se ha realizado con el apoyo del Fondo Europeo de Desarrollo Regional (FEDER).



BIBLIOGRAFÍA

-
- [1] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. *Standard method for temperature measurement*. 41.1-1986 (RA 2001). Atlanta, USA: ANSI/ASHRAE, 2001.
- [2] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. *Standard methods for laboratory airflow measurement*. 41.2-1987 (RA 92). Atlanta, USA: ANSI/ASHRAE, 2001.
- [3] Arimoto, H., Yamada, Y., Tsuchiya, T., y Shibamura, T. (2011). Environmentally friendly low GWP refrigerants for stationary AC&R applications. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.
- [4] Asociación Española de Normalización y Certificación. *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales*. UNE-EN 14511. Madrid: AENOR, 2008.
- [5] Asociación Española de Normalización y Certificación. *Intercambiadores de calor. Aerocondensadores de convección forzada. Procedimiento de ensayo para determinar sus prestaciones*. UNE-EN 327:2003. Madrid: AENOR, 2001.
- [6] Asociación Española de Normalización y Certificación. *Intercambiadores de calor. Procedimiento de ensayo para determinar las prestaciones de los enfriadores por aire de convección forzada*. UNE-EN 328:2003. Madrid: AENOR, 2000.
- [7] Benabdelmoumene, D., Hantz, N., y Bensafi, A. (2009). Use of microchannel heat exchangers in heat pump and air conditioning applications. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [8] Blanco-Castro, J., Urchueguía, J. F., Corberán, J. M., y González, J. (2005). Optimized design of a heat exchanger for an air-to-water reversible heat pump working with propane (R290) as refrigerant: Modelling analysis and experimental observations. *Applied Thermal Engineering*, 25(14-15), 2450–2462.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.12.009.
- [9] Bobbo, S., Zilio, C., Scattolini, M., y Fedele L. (2014). R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in two commercial PAG oils. *International Journal of Refrigeration*, 40, 302-308.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.08.002.
- [10] Brohan, P., Kennedy, J. J., Harris, I., Tett, S. F. B., y Jones, P. D. (2006). Uncertainty estimates in regional and global observed temperature changes: a new dataset from 1850. *Journal of Geophysical Research* 111, D12106.
DOI: 10.1029/2005JD006548.



- [11] Brown, J. S., Zilio, C., y Cavallini, A. (2009). The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1412-1422.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.03.002.
- [12] Brown, J. S., Zilio, C., y Cavallini, A. (2010). Thermodynamic properties of eight fluorinated olefins. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 235–241.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.04.005.
- [13] Burhenne, N., y Chasserot, M. (2011). Natural refrigerants in the HVAC & R industry – a global study of market and policy trends. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.
- [14] Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123–1133.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
- [15] Cavallini, A., Da Riva, E., y Del Col, D. (2010). Performance of a large capacity propane heat pump with low charge heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 242–250.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.10.010.
- [16] Cavallini, A., Del Col, D., y Rossetto, L. (2013). Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels (low charge equipment). *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 287–300.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.005.
- [17] Cecchinato, L., Corradi, M., y Minetto S. (2012). Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems working with natural refrigerants. *Applied Thermal Engineering* 48, 378-391.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.04.049.
- [18] Centro Español de Metrología. *Evaluación de datos de medición. Guía para la expresión de la incertidumbre de medida*. JCGM 100:2008 (GUM 1995 con ligeras correcciones). 3ª edición. Madrid: CEM, 2009. Versión en inglés: JCGM 100:2008, GUM 1995 with minor corrections. Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement.
- [19] Choi, J. M., y Kim, Y. C. (2002). The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube. *Energy*, 27(4), 391–404.
DOI: 10.1016/S0360-5442(01)00093-7.

- [20] Colasson, S., Mercier, P., y Lebouche, M. (2001). Effect of the R-407C charge on the behaviour of a liquid chiller with plate heat exchangers. *Commissions B1, B2 with E1, E2. IIF-IIR. 11 pp. (conférence RQO-18)*. Dubrwnik, Croatie.
- [21] Coleman, H. W., y Steele, W. G. (2009). *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers*, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [22] Corberán, J. M., Fernández-de-Córdoba, P., González, J., y Alias, F. (2001). Semiexplicit method for wall temperature linked equations (SEWTLE): a general finite-volume technique for the calculation of complex heat exchangers. *Numerical Heat Transfer: Part B: Fundamentals*, 40(1), 37-59.
DOI: 10.1080/104077901300233596.
- [23] Corberán, J. M., Martínez, I. O., y González, J. (2008). Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 716–726.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.011.
- [24] Corberán, J. M., Martínez-Galván, I., Martínez-Ballester, S., González-Maciá, J., y Royo-Pastor, R. (2011). Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 881-892.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.009.
- [25] Da Riva, E., Del Col, D., y Cavalli, A. (2010). Modelling of performance and charge in minichannel heat exchangers. *2nd IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2010)*. Stockholm, Sweden.
- [26] Del Col, D., Torresin, D., y Cavallini, A. (2010). Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, 33(7), 1307–1318.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.020.
- [27] Deutscher Kalibrierdienst. *Calibration of climatic chambers*. DKD-R 5-7. Braunschweig, Germany: DKD, 2004.
- [28] Fernando, P., Palm, B., Granryd, E., y Andersson, K. (2003). Mini-channel aluminium heat exchangers with small inside volumes. *21st IIR International Congress of Refrigeration*. Washington DC, USA.

- [29] Fernando, P., Palm, B., Lundqvist, P., y Granryd, E. (2004). Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests. *International Journal of Refrigeration*, 27(7), 761–773.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.06.012.
- [30] García-Cascales, J. R., Vera-García, F., Corberán-Salvador, J. M., González-Maciá, J., y Fuentes-Díaz, D. (2007A). Assessment of boiling heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1004-1017.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.006.
- [31] García-Cascales, J. R., Vera-García, F., Corberán-Salvador, J. M., y González-Maciá, J. (2007B). Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1029–1041.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.004.
- [32] García-Cascales, J. R., Vera-García, F., González-Maciá, J., Corberán-Salvador, J. M., Johnson, M. W., y Kohler, G. T. (2010). Compact heat exchanger modeling: Condensation. *International Journal of Refrigeration*, 33(1), 135–147.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.08.013.
- [33] García-Cascales, J. R., Illán-Gómez, F., Hidalgo-Mompeán, F., Ramírez-Rivera, F. A., y Ramírez-Basalo, M. A. (2017). Performance comparison of an air/water heat pump using a minichannel coil as evaporator in replacement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 74, 558–573.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.018.
- [34] Goswami, D. Y., Ek, G., Leung, M., Jotshi, C. K., Sherif, S., y Colacino, F. (2001). Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems. *International Journal of Energy Research*, 25(8), 741–750.
DOI: 10.1002/er.719.
- [35] Grace, I. N., Datta, D., y Tassou, S. A. (2005). Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection. *Applied Thermal Engineering*, 25(4), 557–566.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.07.008.
- [36] Han, Y., Liu, Y., Li, M. y Huang J. (2012). A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system. *2nd International Conference on Advances in Energy Engineering (ICAEE2011)*. *Energy Procedia* 14, 148 – 153.
DOI: 10.1016/j.egypro.2011.12.910.

- [37] Hidalgo-Mompeán, F. (2010). Diseño de una instalación para el ensayo de bombas de calor (Trabajo final de máster). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Spain.
- [38] Hrnjak, P. (2009). Refrigerant charge reduction: strategies and experience. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [39] Hrnjak, P., y Litch, A. D. (2008). Microchannel heat exchangers for charge minimization in air-cooled ammonia condensers and chillers. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 658–668.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.012.
- [40] Illán-Gómez, F., García-Cascales, J. R., Hidalgo-Mompeán, y López-Belchí, A. (2017). Experimental assessment of the replacement of a conventional fin-and-tube condenser by a minichannel heat exchanger in an air/water chiller for residential air conditioning. *Energy and Buildings*, 144, 104-116.
DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.03.041.
- [41] IMST-ART [software]. (2010) Simulation Tool to Assist the Selection, Design and Optimization of Refrigeration Equipment and Components, Universitat Politècnica de València, Instituto de Ingeniería Energética, Spain, <http://www.imst-art.com>.
- [42] Jung, D., Kim, C. B., Song, K., y Park, B. (2000). Testing of propane / isobutane mixture in domestic refrigerators. *International Journal of refrigeration*, 23(7), 517-527.
DOI: 10.1016/S0140-7007(99)00084-5.
- [43] Kandlikar, S. G. (2003). Microchannels and minichannels – History, terminology, classification and current research needs. *First International Conference on Microchannels and Minichannels*. Rochester, New York, USA.
- [44] Kandlikar, S. G., y Grande, W. J. (2003). Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat Transfer Engineering*, 24(1), 3–17.
DOI: 10.1080/01457630304040.
- [45] Kandlikar, S. G. (2007). A Roadmap for implementing minichannels in refrigeration and air-conditioning systems - Current status and future directions. *Heat Transfer Engineering*, 28(12), 973–985.
DOI: 10.1080/01457630701483497.
- [46] Kauffeld, M. (2011). Minichannel heat exchangers. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.

- [47] Kew, P. A., y Cornwell, K. (1997). Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8-10), 705–715.
DOI: 10.1016/S1359-4311(96)00071-3.
- [48] Kheiri, A., Feidt, M., Costea, M., Popescu, T., Bucuresti, U. P., y Independentei, S. (2009). New tendencies in the thermodynamics of compact heat exchangers. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [49] Kheiri, A., Feidt, M., Boussehain, R., Costea, M., y Popescu, T. (2011). Refrigerant charge reduction: On a new design optimization criterion for compact heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 34(6), 1462–1470.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.04.010.
- [50] Kim, W., y Braun, J. E. (2012). Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. *International Journal of Refrigeration*, 35(7), 1805-1814.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.06.007.
- [51] Koronaki, I. P., Cowan, D., Maidment, G., Beerman, K., Schreurs, M., Kaar, K., Chaer, I., Gontarz, G., Christodoulaki, R. I., y Cazauran, X. (2012). Refrigerant emissions and leakage prevention across Europe – Results from the RealSkillsEurope project. *Energy*, 45(1), 71-80.
DOI: 10.1016/j.energy.2012.05.040.
- [52] Lee, Y. S., y Su, C. C. (2002). Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 22(5), 507-519.
DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00106-5.
- [53] Li, W., y Wu, Z. (2010A). A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(9-10), 1778-1787.
DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.01.012.
- [54] Li, W., y Wu, Z. (2010B). A general criterion for evaporative heat transfer in micro/mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(9-10), 1967-1976.
DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.059.
- [55] Liu, D., Weng, X., y Xu, X. (2011). Experimental study on the heat transfer coefficient of water flow boiling in mini/microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35(7), 1392–1397.
DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2011.05.007.

- [56] Macchi, H., Guilpart, J., y Mahungu, A., (1999). Reduction de charge: comparaison entre détente directe, recirculation et réfrigération indirecte. Journée Française du Froid. *Interclima*, 47-63.
- [57] Martínez-Ballester, S., Kadam, A., Padalkar, A., y González-Maciá, J. (2012). Numerical assessment of efficiency improvement by implementation of a control technique in transcritical CO₂ air conditioning systems. *10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Delft, The Netherlands.
- [58] Martínez-Carreño, J. (2013). Diseño, construcción, monitorización y puesta a punto de una instalación para el estudio de una bomba de calor R744 (Proyecto final de carrera). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Spain.
- [59] Mastrullo, R., Mauro, A. W., Menna, L., y Vanoli, G. P. (2012). Experimental analysis of a standard and a low refrigerant charge solution with propane to replace R404A in light commercial air-to-air refrigerating applications. *3rd IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction in Refrigerating Systems (RCR 2012)*. Valencia, Spain.
- [60] MATLAB (R2010a) [software]. (2010) The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States., www.mathworks.com.
- [61] Messineo, A., y Panno, G. (2011). Thermodynamic analysis of cascade refrigeration systems working with synthetic and natural refrigerants. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.
- [62] Mohiuddin-Mala, G., Li, D., y Dale, J. D. (1997). Heat transfer and fluid flow in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(13), 3079–3088.
DOI: 10.1016/S0017-9310(96)00356-0.
- [63] Mota-Babiloni, A., Makhnatch, P., y Khodabandeh, R. (2017A). Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. *International Journal of Refrigeration*, 82, 288-301.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.06.026.
- [64] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Makhnatch, P., y Molés, F. (2017B). Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 80, 1031–1042.
DOI: 10.1016/j.rser.2017.05.216.
- [65] Mugabi, A., Boone, J., Uchibori, N., y Kawamura, K. (2009). Refrigerant charge reduction in ammonia refrigeration systems. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.

- [66] Palm, B. (2007). Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1693–1701.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.017.
- [67] Palm, B. (2008). Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 552–563.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.016.
- [68] Palm, B. (2009). Summarizing a decade of experience on charge reduction for small hydrocarbon, ammonia and HFC systems. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [69] Palmiter, L., Kim, J. H., Larson, B., Francisco, P. W., Groll, E. A., y Braun, J. E. (2011). Measured effect of airflow and refrigerant charge on the seasonal performance of an air-source heat pump using R-410A. *Energy and Buildings*, 43(7), 1802–1810.
DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.03.026.
- [70] Park, C. Y., y Hrnjak, P. (2008). Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 31(5), 822–831.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.10.007.
- [71] Park, K. J., Seo, T., y Jung, D. (2007). Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. *Applied Energy*, 84(10), 985–991.
DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.05.002.
- [72] Pavlu, J. (2011A). Crossflow compact heat exchanger calculation scheme. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.
- [73] Pavlu, J. (2011B). Minichannel heat exchanger calculation model. *23rd IIR International Congress of Refrigeration. Refrigeration for Sustainable development*. Prague, Czech Republic.
- [74] Pinazo-Ojer, J. M. (1997). *Manual de climatización. Tomo I: Transformaciones sicrométricas*, Valencia, España: Servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [75] Pisano, A., Martínez-Ballester, S., Corberán, J. M., Hidalgo-Mompeán, F., Illán-Gómez, F., y García-Cascales, J. R. (2015). Experimental study on the influence of the air maldistribution on the performance of a finned tube condenser. *24rd IIR International Congress of Refrigeration. Improving quality of life, preserving the Earth*. Yokohama, Japan.

- [76] Pisano, A., Martínez-Ballester, S., Corberán, J. M., Hidalgo-Mompeán, F., Illán-Gómez, F., y García-Cascales, J. R. (2015). A discussion about the methodology for validating a model of a finned-tube condenser considering different correlations for the heat transfer coefficients and pressure drop. *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 21(5), 585-594. DOI: 10.1080/23744731.2015.1040341.
- [77] Poggi, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D., y Bontemps, A. (2008). Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 353–370. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014.
- [78] Poggi, F., Bontemps, A., Marechal, A., Macchi-Tejeda H., y Leducq, D. (2009). Experimental and numerical study of the distribution of a single-phase flow in a small channel heat exchanger. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [79] Qi, Z., Chen, J., y Radermacher, R. (2009). Investigating performance of new mini-channel evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 29(17-18), 3561–3567. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.06.011.
- [80] Qu, W., y Mudawar, I. (2004). Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(10-11), 2045-2059. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.12.006.
- [81] Ramírez-Basalo, M. A. (2014). Caracterización experimental de una bomba de calor reversible aire-agua basada en tecnología de minicanales (Trabajo final de máster). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, Spain.
- [82] Rasti, M., Hatamipour, M. S., Aghamiri, S. F., y Tavakoli, M. (2012). Enhancement of domestic refrigerator's energy efficiency index using a hydrocarbon mixture refrigerant. *Measurement*, 45(7), 1807–1813. DOI: 10.1016/j.measurement.2012.04.002.
- [83] Rayner, N. A., Brohan, P., Parker, D. E., Folland, C. K., Kennedy, J. J., Vanicek, M., Ansell, T. J., Tett, S. F. B. (2006). Improved analyses of changes and uncertainties in marine temperature measured in situ since the mid-nineteenth century: the HadSST2 dataset. *Journal of Climate* 19, 446–469. DOI: 10.1175/JCLI3637.1.
- [84] REFPROP (8.0) [software]. (2007) NIST, National Institute of Standard and Technology, Boulder, Colorado.

- [85] Riffat, S. B., Afonso, C. F., Oliveira, A. C., y Reay, D. A. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17(1), 33-42.
DOI: 10.1016/1359-4311(96)00030-0.
- [86] Rozhentsev, A. (2008). Refrigerating machine operating characteristics under various mixed refrigerant mass charges. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1145-1155.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.03.001.
- [87] Chien, N. B., Oh, J. T., Saito, K., Jeong, J. S., y Oh, H. K. (2012). Heat transfer coefficient and pressure drop during evaporation of R1234yf, R134a and R22 in horizontal circular small tubes. *3rd IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction in Refrigerating Systems (RCR 2012)*. Valencia, Spain.
- [88] Sakamatapan, K., Kaew-On, J., Dalkilic A. S., Mahian, O., y Wongwises, S. (2013). Condensation heat transfer characteristics of R-134a flowing inside the multiport minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 64, 976-985.
DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.020.
- [89] Salama, A. I. A. (2008). Heat exchanger network synthesis based on minimum rule variations. *Applied Thermal Engineering*, 28(10), 1234-1249.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.06.035.
- [90] Salama, A. I. A. (2012). Optimization techniques for heat exchanger networks using the minimum rule (MR). *Applied Thermal Engineering*, 45-46, 108-117.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.018.
- [91] Tamaro, M., Montagud, C., Corberán, J. M., Mauro, A. W., y Mastrullo, R. (2017). Seasonal performance assessment of sanitary hot water production systems using propane and CO2 heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 74, 224-239.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.026.
- [92] Vaitkus, L. (2011). Low Charge Transport Refrigerator (I). Refrigerant charge and strategies of charge reduction. *Mechanika*, 17(6), 665-673.
DOI: 10.5755/j01.mech.17.6.1012.
- [93] Vera-García, F., García-Cascales, J. R., Corberán-Salvador, J. M., González-Maciá, J., y Fuentes-Díaz, D. (2007). Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1018-1028.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.005.

-
- [94] Vestergaard, B., y Mader, G. (2009). Micro channel heat exchangers - the solution to reduce refrigerant charge. *1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction (RCR 2009)*. Antony, France.
- [95] Vjacheslav, N., Rozhentsev, A., y Wang, C. C. (2001). Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines. *Energy Conversion and Management*, 42(18), 2083–2095.
DOI: 10.1016/S0196-8904(00)00164-3.
- [96] Wang, C. C., Hafner, A., Kuo, C. S., y Hsieh, W. D. (2012). An overview of the effect of lubricant on the heat transfer performance on conventional refrigerants and natural refrigerant R-744. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(7), 5071–5086.
DOI: 10.1016/j.rser.2012.04.054.
- [97] Wang, K., Eisele, M., Hwang, Y., y Radermacher, R. (2010). Review of secondary loop refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 212–234.
DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.018.
- [98] Xu, Y.-C., y Chen, Q. (2012). Minimization of mass for heat exchanger networks in spacecrafts based on the entransy dissipation theory. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(19-20), 5148–5156.
DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.015.
- [99] Yarin, L. P., Mosyak, A., y Hetsroni, G. (2009). *Fluid flow, heat transfer and boiling in micro-channels*, Berlin, Alemania: Springer Verlag.
- [100] Zhang, S., Wang, H., y Guo, T. (2010). Evaluation of non-azeotropic mixtures containing HFOs as potential refrigerants in refrigeration and high-temperature heat pump systems. *Science China Technological Sciences*, 53(7), 1855–1861.
DOI: 10.1007/s11431-010-4008-2.