



***ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL  
REFRIGERANTE R744 EN PROCESOS DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR REALIZADOS EN  
INTERCAMBIADORES DE PLACAS MONTADOS  
EN UNA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN***

Trabajo Final de Grado en Tecnologías Industriales

Autora: BELLIDO RIBES, ALBA

Directores: CABELLO LÓPEZ, RAMÓN  
SANCHEZ GARCÍA-VACAS, DANIEL

Abril 2016



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

*“Todos los triunfos nacen cuando nos atrevemos a comenzar”*

*(Eugene Ware)*



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

---

MEMORIA

MEMORIA

<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>8</b>
1.1. JUSTIFICACIÓN .....	8
1.2. OBJETIVO.....	9
1.3. NORMATIVA APLICABLE.....	10
1.4. CICLOS DE FRÍO SUPERCRÍTICOS CON CO <sub>2</sub> .....	11
1.4.1. Ciclos de Frío.....	11
1.4.2. Propiedades del CO <sub>2</sub> como refrigerante.....	13
1.4.2.1. Características del CO <sub>2</sub> .....	13
1.4.2.2. Comparativa con otros refrigerantes.....	15
1.4.2.3. Compatibilidad de materiales.....	17
1.4.3. Ciclos supercríticos.....	19
1.4.4. Temperatura pseudocrítica.....	20
1.5. INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	23
1.5.1. Intercambiadores de placas.....	23
1.5.2. Características intercambiadores empleados.....	25
<b>2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....</b>	<b>33</b>
2.1. CICLO TERMODINÁMICO.....	33
2.2. MODIFICACIONES REALIZADAS.....	37
2.3. ELEMENTOS PRINCIPALES BANCO DE ENSAYOS.....	44
2.3.1. Compresor.....	44
2.3.2. Condensador/Gas cooler.....	46
2.3.3. Back-Pressure.....	47
2.3.4. Electroválvula de expansión termostática.....	48
2.3.5. Evaporador.....	49
2.3.6. Depósito de acumulación.....	49

---

MEMORIA

2.3.7.	<i>Tuberías:</i> .....	50
2.4.	ELEMENTOS SECUNDARIOS.....	52
2.4.1.	<i>Sistema de adquisición de datos.</i> .....	52
2.4.2.	<i>Elementos de medida.</i> .....	53
2.5.	CIRCUITOS SECUNDARIOS DE REGULACIÓN. ....	58
<b>3.</b>	<b>METODOLOGÍA DE ENSAYOS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>61</b>
3.1.	METODOLOGÍA ENSAYOS, PARA LA OBTENCIÓN DE VALORES EXPERIMENTALES. ....	61
3.2.	METODOLOGIA PARA LA OBTENCIÓN DE VALORES TEÓRICOS. ....	64
3.2.1.	<i>Introducción a las correlaciones.</i> .....	64
3.2.2.	<i>Tratamiento y ajuste de datos.</i> .....	65
3.2.3.	<i>Pautas para la determinación del coeficiente de transferencia de calor del CO<sub>2</sub>.</i> .....	67
3.2.4.	<i>Correlaciones aplicadas.</i> .....	74
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>85</b>
4.1.	TEMPERATURA PSEUDOCRÍTICA .....	85
4.2.	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL EXPERIMENTAL. ....	88
4.3.	CORRELACIONES ZONA TRANSCRÍTICA. ....	89
4.4.	CORRELACIONES ZONA BIFÁSICA, CONDENSACIÓN.....	93
<b>5.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>99</b>
5.1.	COEFICIENTE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL .....	99
5.2.	CORRELACIONES ZONA TRANSCRÍTICA. ....	99
5.3.	CORRELACIONES ZONA BIFÁSICA. ....	100
5.4.	ANÁLISIS FINAL .....	101
<b>6.</b>	<b>NOMENCLATURA .....</b>	<b>103</b>
<b>7.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>105</b>

---

MEMORIA

<b>ANEXOS .....</b>	<b>109</b>
<b>A1. ANEXO 1: CÁLCULOS.....</b>	<b>109</b>
<b>A2. ANEXO 2: CALIBRACIÓN DE SONDAS.....</b>	<b>117</b>
<b>8. PLIEGO DE CONDICIONES .....</b>	<b>120</b>
<b>P1. CARACTERÍSTICAS Y CALIDAD DE MATERIALES Y EQUIPOS .....</b>	<b>120</b>
1.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EQUIPOS FRIGORÍFICOS .....	120
1.2. REFRIGERANTES. ....	120
1.3. RECIPIENTES DE REFRIGERANTE LÍQUIDO. ....	120
1.4. TUBERÍAS.....	121
1.5. COMPRESORES.....	121
1.6. CONDENSADORES. ....	121
<b>P2. ELEMENTOS DE CONTROL, PROTECCIÓN Y SEGURIDAD.....</b>	<b>122</b>
2.1. VÁLVULAS DE SECCIONAMIENTO.....	122
2.2. VÁLVULAS DE SEGURIDAD.....	122
<b>P3. APARATOS INDICADORES Y DE MEDIDA. ....</b>	<b>122</b>
3.1. MANÓMETROS PARA FLUIDOS FRIGORÍGENOS. ....	122
3.2. INDICADORES DE NIVEL DE REFRIGERANTE.....	123
<b>P4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y MONTAJE.....</b>	<b>123</b>
4.1. SALA DE MÁQUINAS.....	123
4.2. MAQUINARIA FRIGORÍFICA.....	123
4.3. TUBERÍAS Y CONEXIONES. ....	124

---

MEMORIA

<b>P5.</b>	<b>PROTECCIÓN CONTRA SOBREPRESIONES.</b> .....	<b>125</b>
5.1.	VÁLVULAS DE SEGURIDAD.....	125
5.2.	LIMITADORES DE PRESIÓN (PRESOSTATOS).....	125
<b>P6.</b>	<b>CARGA DE REFRIGERANTE EN LA INSTALACIÓN.</b> .....	<b>126</b>
6.1.	ALMACENAMIENTO DEL REFRIGERANTE.....	126
<b>P7.</b>	<b>PRUEBAS Y VERIFICACIONES.</b> .....	<b>126</b>
7.1.	PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD.....	126
7.2.	VERIFICACIONES.....	128
<b>PRESUPUESTO</b> .....		<b>130</b>
<b>PLANOS</b> .....		<b>132</b>



## MEMORIA

### 1. INTRODUCCIÓN

#### 1.1. JUSTIFICACIÓN

El uso del CO<sub>2</sub> como refrigerante alternativo a los gases fluorados, se ha extendido en los últimos años con motivo de la entrada en vigor del Reglamento UE 517/2014 sobre gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento CE 842/2006. Dicho reglamento, establece una hoja de ruta hacia una economía hipocarbónica competitiva en 2050, o lo que es lo mismo, reducción del impacto sobre el efecto invernadero en los procesos de generación de frío mediante la minimización de las emisiones de gases fluorados. Dichos gases presentan un elevado poder de calentamiento atmosférico, PCA, aunque también se encuentra en la bibliografía con las siglas GWP, de su denominación en inglés *Global Warming Potential*.

Con motivo de limitar y penalizar el uso de refrigerantes con elevado PCA, en 2013 se publicó en España, la Ley 16/2013 que se desarrolla en el Real Decreto RD 1042/2013, por el que se aprueba el Reglamento del Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero. En dicha Ley, se establecen gravámenes económicos sobre los refrigerantes, destinados al mercado nacional, cuyo potencial de calentamiento atmosférico supere los 150 kg CO<sub>2</sub> equivalentes. El tipo impositivo para 2016 sería el resultado de aplicar el coeficiente 0,020 al potencial de calentamiento atmosférico para cada gas fluorado, con un máximo de 100 €/kg.

REFRIGERANTE	Kg <sub>equivalentes_CO2</sub>	Impuesto (€/kg <sub>refrigerante</sub> )
R134a	1300,0	26,00
R404A	3784,0	75,70
R507A	3850,0	77,00

---

MEMORIA

R410A	1690,0	33,80
R407C	1652,5	33,10
R600a	20,0	0,00
R290	20,0	0,00
R717 (NH <sub>3</sub> )	1,0	0,00
R744 (CO <sub>2</sub> )	1,0	0,00

Tabla 1-1. Gravamen sobre refrigerantes según su PCA

Es por ello, que el sector de la refrigeración industrial se ha visto obligado a reconvertir sus sistemas frigoríficos hacia otros más complejos que permitan el uso de fluidos con bajo PCA. Ésta ha sido la razón de que en los últimos años, haya incrementado considerablemente el número de estudios centrados en la mejora de instalaciones con empleo de refrigerantes naturales, en especial el CO<sub>2</sub>, la mayoría de los cuales han sido enfocados en la mejora de la eficiencia energética, y estudio termodinámico del sistema. El diseño de los intercambiadores, especialmente el *gas-cooler*/condensador, es un apartado indispensable para conseguir tal eficiencia, desde el punto de vista energético.

El siguiente estudio, pretende hacer un análisis sobre las diferentes correlaciones planteadas por diversos autores, referentes a intercambiadores de placas, realizando un análisis tanto teórico como práctico, para evaluar su idoneidad.

## 1.2. OBJETIVO.

El objetivo del presente trabajo es, determinar de forma experimental el coeficiente de película del refrigerante R744, en un intercambiador de placas funcionando como *gas cooler*/condensador para posteriormente compararlo con correlaciones semiempíricas determinadas por diversos autores.

---

## MEMORIA

Para ello, se ha analizado en primer lugar las características del fluido circulante, su compatibilidad con otros materiales y comportamiento en diferentes circunstancias. A continuación, se han evaluado las características necesarias de la instalación para poder llevar a cabo los ensayos, definido una metodología de ensayos y determinado las correlaciones oportunas según las condiciones de trabajo. Finalmente, se han comparado los valores experimentales con los valores obtenidos teóricamente mediante las correlaciones propuestas, con el fin de obtener unas conclusiones adecuadas.

### 1.3. NORMATIVA APLICABLE.

- R.D. 138/2011 por el que se aprueba el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.
- RD 769/1999, disposiciones de aplicación de la Directiva del Parlamento Europeo y del Consejo, 97/23/CE, relativa a los equipos de presión y se modifica el R.D. 1244/1979, que aprobó el Reglamento de aparatos a presión. (Vigente hasta el 19 de Julio de 2016).
- Real Decreto 2060/2008, por el que se aprueba el Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias.
- Real Decreto 795/2010, por el que se regula la comercialización y manipulación de gases fluorados y equipos basados en los mismos, así como la certificación de los profesionales que los utilizan.
- Reglamento CE 1005/2009 de Parlamento Europeo y del Consejo, sobre las sustancias que agotan la capa de ozono.
- Real Decreto 1042/2013, por el que se aprueba el Reglamento del Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero

## 1.4. CICLOS DE FRÍO SUPERCRÍTICOS CON CO<sub>2</sub>.

### 1.4.1. Ciclos de Frío.

El ciclo de frío o también conocido como ciclo de Carnot inverso es un proceso a través del cual se obtiene un fluido lo suficientemente frío que es capaz de absorber el calor de un foco caliente.

Fundamentalmente el ciclo frigorífico se compone de 4 procesos observables en la *Figura 1-1* y descritos a continuación:

- **Compresión:** El refrigerante se comprime aumentando presión y temperatura. En un ciclo ideal la entropía se mantendría constante.
- **Condensación:** Cesión del calor acumulado en el refrigerante hacia otro fluido secundario. Puede tratarse de circuitos cerrados o abiertos, este último se trataría de sistemas en cuyo intercambio la circulación del fluido secundario no se encuentra limitada por ningún elemento; es el caso de intercambio con el aire o agua de río, entre otros.
- **Expansión:** Tras enfriarse el fluido refrigerante, éste pasa a través de una válvula que reduce su presión y a su vez disminuye la temperatura. Al igual que en el proceso de compresión, en sistemas ideales la entropía no varía.
- **Evaporación:** El refrigerante, procedente de la expansión, absorbe calor del foco cálido, manteniéndose la presión constante.

MEMORIA

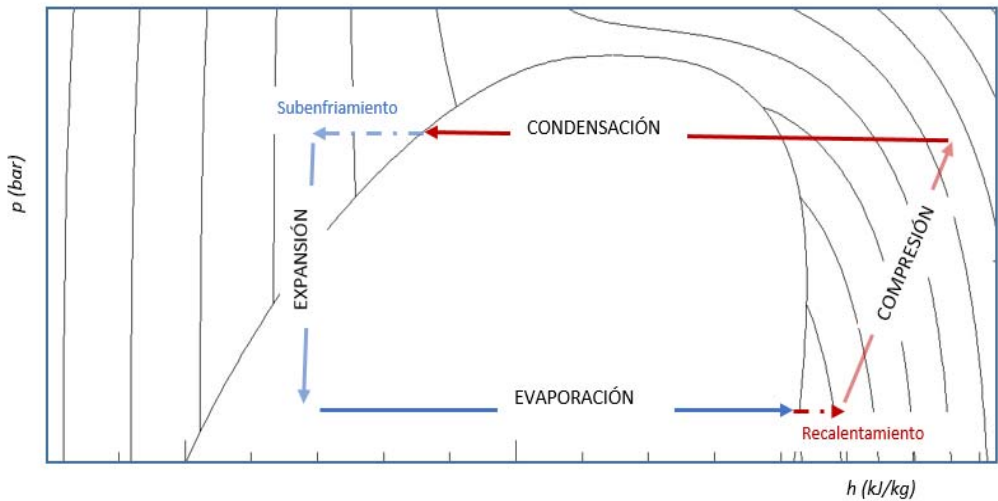


Figura 1-1, Ciclo de compresión simple

La entrada del refrigerante en el compresor debe realizarse en condiciones de gas saturado, para evitar que éste se dañe. Es por ello, que tras la evaporación se aplica un recalentamiento al fluido asegurando de este modo que el fluido entrante es totalmente compresible.

Con el objetivo de diseñar instalaciones que se adapten a las condiciones de trabajo específicas y buscando la eficiencia del sistema, la combinación de los procesos anteriormente expuestos genera instalaciones que pueden llegar a ser muchísimo más complejas. Esto es instalaciones con varias expansiones y/o compresiones, o incluso con intercambiadores intermedios. Ejemplo dichas instalaciones para  $\text{CO}_2$  pueden encontrarse en las tesis doctorales de Sánchez [3] y Patiño [4].

---

## MEMORIA

### 1.4.2. Propiedades del CO<sub>2</sub> como refrigerante.

#### 1.4.2.1. Características del CO<sub>2</sub>

El dióxido de carbono o también conocido como anhídrido carbónico es un gas incoloro e inodoro que está presente en la atmósfera en una concentración del 0,04%. Está compuesto por un átomo de carbono unido por enlaces covalentes dobles a dos átomos de oxígeno que conforman una molécula apolar debido a su geometría lineal y simétrica. En refrigeración es conocido como R744, se trata de una sustancia pura en la que no existe deslizamiento durante el cambio de fase.

Para temperaturas superiores a -56,6 °C a presión atmosférica se encuentra en estado sólido, y conforma una sustancia sólida blanca similar a la nieve, comúnmente denominada “hielo seco”, ya que al sublimarse no deja residuo húmedo.

El uso de este refrigerante, se encuentra condicionado por el punto crítico, (31,06 °C; 74,06 bar) a partir del que no hay cambio de fase sin poderse distinguir entre gas o líquido; y el punto triple (-56,57 °C; 5,19 bar) donde coexisten las tres fases e implica tener fracciones sólidas en el sistema, lo cual hay que evitar.

Trabajar por encima del punto crítico suele ser común cuando la temperatura del foco frío es superior a 25 °C, además operar con CO<sub>2</sub> implica trabajar con elevadas presiones que condicionan los elementos de la instalación a realizar, debiendo seleccionar equipos robustos y resistentes.

A nivel medioambiental, el dióxido de carbono posee efecto invernadero prácticamente nulo y nulo potencial de destrucción de la capa de ozono. No se trata de una sustancia tóxica ni inflamable como ocurre con otro tipo de refrigerantes como el amoníaco. Sin embargo, en grandes concentraciones es asfixiante y al ser más pesado que el aire tiende a caer al suelo, pudiendo desplazar el oxígeno; es por

## MEMORIA

ello, que debe prestarse atención a la detección de fugas e instalación de sistemas de ventilación de emergencia.

- **Ventajas y desventajas del dióxido de carbono.**

- Es inocuo para el medio ambiente. ODP = 0
- Potencial de calentamiento global muy reducido en comparación a otros refrigerantes. GWP=1.
- Alto rendimiento volumétrico: 3-12 veces el rendimiento del NH<sub>3</sub>.
- Compresores, tuberías y elementos auxiliares de tamaño reducido: 3-12 veces más pequeños. Reducción en el uso de aislamiento.
- Alto COP a bajas temperaturas en ciclos subcríticos.
- Alto coeficiente de transferencia de calor.
- Baja pérdida de presión.
- En sistemas de circuito cerrado no es químicamente activo ni inflamable.
- Presión de diseño de los equipos muy elevada en comparación con otros refrigerantes lo cual exige: componentes especiales, mayores medidas de seguridad, mayor espesor de pared de tuberías, personal especializado y mayor inversión inicial.
- Más pesado que el aire, en caso de escape desplaza el oxígeno pudiendo alcanzar concentraciones perjudiciales para la salud.
- Inodoro, en caso de escape no hay advertencia basada en el olor.

MEMORIA

**1.4.2.2. Comparativa con otros refrigerantes**

Respecto a los refrigerantes más utilizados actualmente, las principales diferencias entre ellos son:

	R-744 (CO <sub>2</sub> )	R-134a	R-407C	R-410a	R-717 (Amoniaco)	R-290 (Propano)
<b>Tipo</b>	Natural inorgánico	HFC (puro)	HFC (mezcla)	HFC (mezcla)	Natural inorgánico	Natural orgánico
<b>ODP/GWP</b>	0/1	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3
<b>Inflamable/Tóxico</b>	No/ No	No/ No	No/ No	No/ No	Si/Si	Si/No
<b>Masa molecular (kg/kmol)</b>	44,0	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1
<b>Punto Ebullición (°C)</b>	-78,4	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-45,1
<b>Presión Crítica (bar)</b>	73,85	40,7	46,4	47,9	114,2	42,5
<b>Temperatura Crítica (°C)</b>	31,1	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7
<b>Calor específico (0°C y 1 bar) (kJ/kg·K)</b>	0,82672	0,81542	0,80504	0,79452	2,1778	1,5837
<b>Capacidad volum. refrigeración (kJ/m<sup>3</sup>)</b>	22.545	2.868	4.029	6.763	4.382	3.902

Tabla 1-2 Comparativa de propiedades CO<sub>2</sub> con otros refrigerantes

El dióxido de carbono posee una temperatura de ebullición baja, reduciéndose el peligro de congelación; sin embargo la temperatura del punto crítico no es demasiado elevada, lo que obliga a trabajar en condiciones supercríticas en gran número de casos.

Tal y como refleja la Figura 1-2, correspondiente con el estudio de Junlan [15], la capacidad volumétrica de refrigeración del dióxido de carbono aumenta con la temperatura hasta aproximadamente los 22°C, a partir de la cual desciende bruscamente. Esta característica unida al aumento de densidad, hace que el caudal



---

MEMORIA

másico de refrigerante dentro de la instalación deba ser inferior, permitiendo definir equipos más compactos.

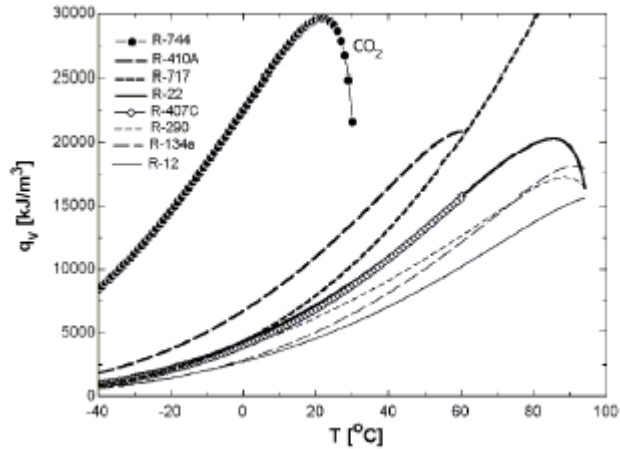


Figura 1-2 Capacidad volumétrica de refrigeración para distintos refrigerantes

La tensión superficial, que disminuye con la temperatura, es mucho menor al resto de refrigerantes Figura 1-3, favoreciendo la transferencia de calor al reducir el sobrecalentamiento necesario para la nucleación y crecimiento de las burbujas de vapor.

## MEMORIA

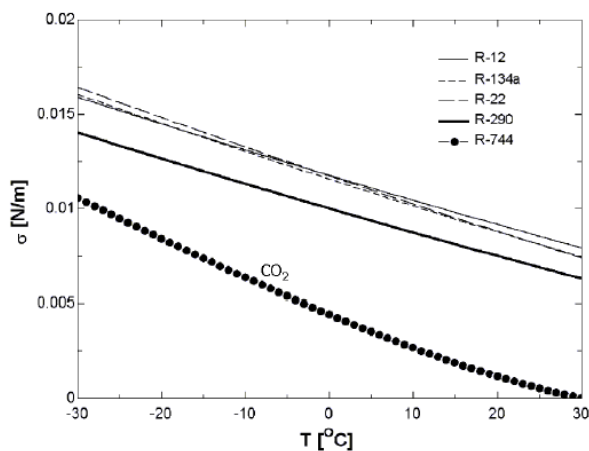


Figura 1-3 Tensión superficial para distintos refrigerantes

### 1.4.2.3. Compatibilidad de materiales

A continuación, se describe la compatibilidad del CO<sub>2</sub> con diferentes materiales, con el fin de determinar qué productos usar para un sistema de gas, la información detallada a continuación procede de Air Liquide [22].

- **METALES**

- Aluminio: Satisfactoria.
- Bronce: Satisfactoria.
- Cobre: Satisfactoria.
- Aceros inoxidables: Satisfactoria.
- Aceros ferríticos, por ejemplo aceros al carbono: Satisfactoria, existe riesgo de corrosión con presencia de humedad y CO. Fragilidad a bajas temperaturas.

- **PLÁSTICOS**

## MEMORIA

- Polipropileno (PP): Satisfactoria.
- Poliamida: Satisfactoria.
- Polifloruro de Vinilideno (PVDF): Satisfactoria.
- Policlorotrifluoroetileno (PCTFE): Satisfactoria.

### • ELASTÓMEROS

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

Las compatibilidades descritas no cubren todas las condiciones de concentración, temperatura, humedad, impurezas y aireación. Dichas compatibilidades conciernen principalmente a aplicaciones con elevadas presiones a temperatura ambiente, priorizando el aspecto de seguridad material más que el de calidad.

---

MEMORIA

### 1.4.3. Ciclos supercríticos.

En fluidos como el dióxido de carbono, debe tenerse en cuenta el punto crítico, por encima del cual las características térmicas del refrigerante, pierden su linealidad. En gran número de ocasiones el CO<sub>2</sub> debe trabajar por encima de dicho punto, ya que las condiciones de presión y temperatura así lo imponen.

Las instalaciones trabajarán en régimen supercrítico siempre que la temperatura mínima del foco caliente sea superior a la temperatura crítica ( $T_{CO_2\_out}^a > T_{crítica}^a$ ) y la presión de trabajo sea superior a la  $p_{crítica}$ . Esto quiere decir, que cuando el refrigerante se encuentre con presiones superiores a 73,77 bar, el proceso de disipación de calor no experimentará cambio de estado por lo que no se producirá condensación sino un enfriamiento tal como se observa en el Gráfico 1-1. En dichas condiciones no existen isotermas que determinen el enfriamiento del refrigerante, siendo necesario controlar la presión del lado de alta, mediante una válvula de expansión presostática. Estos elementos serán desarrollados con mayor detenimiento en el apartado 2.2.

## MEMORIA

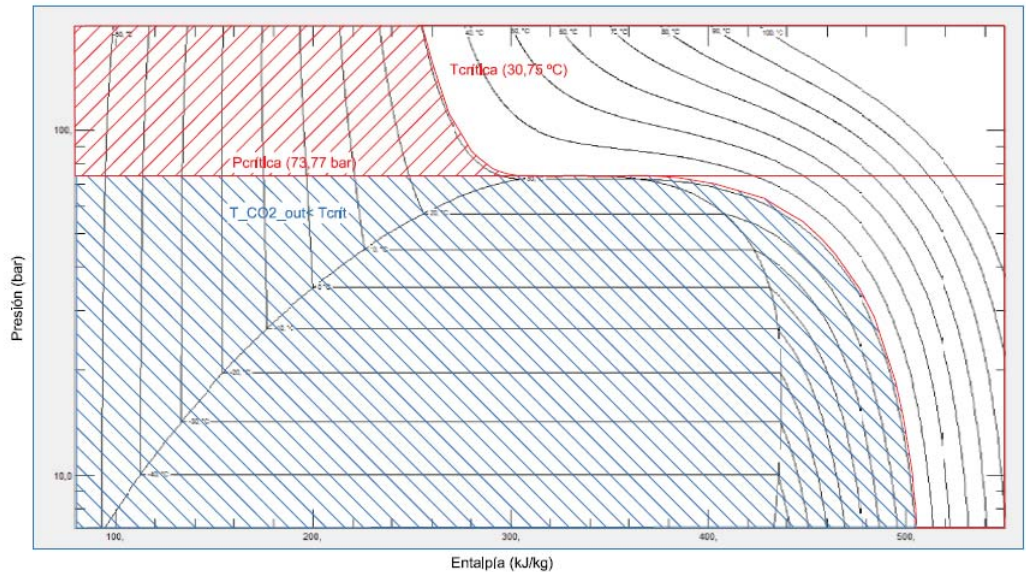


Gráfico 1-1 Regiones de trabajo del CO2

### 1.4.4. Temperatura pseudocrítica.

En torno al punto crítico, el calor específico del fluido aumenta conforme lo hace la temperatura, alcanzando un máximo conocido como punto pseudocrítico para un rango de temperaturas y una presión constante. De este modo, se define como temperatura pseudocrítica a aquella temperatura para la cual el calor específico a presión constante, presenta un máximo.

Es interesante pues, analizar la temperatura pseudocrítica para las condiciones de trabajo ya que las propiedades termofísicas del refrigerante, calor específico, conductividad, densidad, etc. experimentarán variaciones representativas que influirán en el estudio realizado. Para ello, se ha empleado la ecuación planteada por Junlan Y. [15], mostrada en la *Ecuación 1-1.*; para la que además, se establece

MEMORIA

una región superior e inferior en la que las propiedades del fluido podrían estimarse pseudocríticas.

$$T_{pc} = -31,40 + 12,15p - 0,627p^2 + 0,0361p^3 - 0,0007521p^4 \quad \text{Ecuación 1-1}$$

$$0,7T_{pc} \leq T \leq 1,3T_{pc} \quad \text{Ecuación 1-2}$$

Tal como se observa en el gráfico realizado por Junlan Y. Figura 1-4, conforme la presión se aproxima al valor crítico (73,77 bar) y temperatura a 31°C, el calor específico tiende a infinito. Al distanciarse de dicho punto crítico, los máximos del calor específico disminuyen rápidamente.

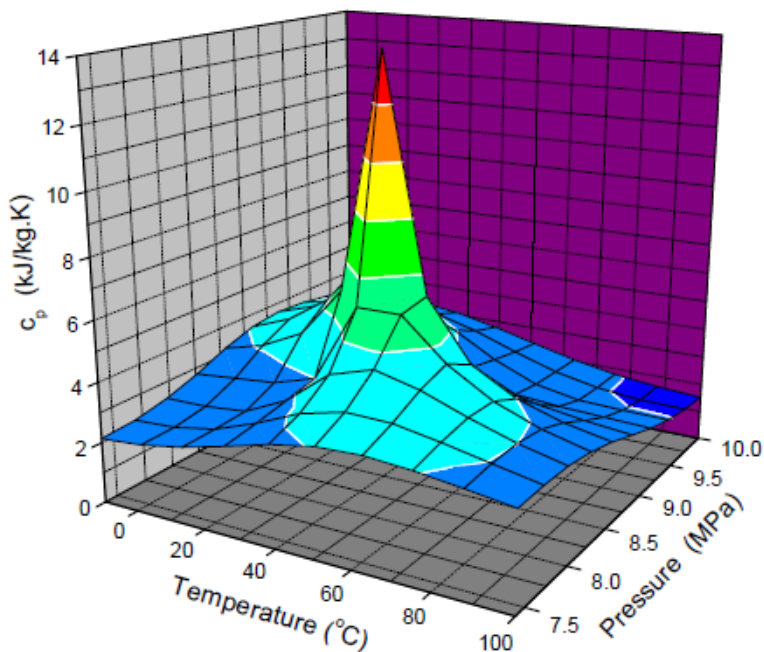


Figura 1-4 Gráfico de variación del calor específico del CO2 frente a temperatura y presión

## MEMORIA

Comparando el comportamiento del resto de propiedades termofísicas, en torno a dicho punto, Figura 1-5 a Figura 1-8, se observa:

- Abrupto cambio en la densidad para zonas cercanas al punto crítico, teniendo en cuenta la evolución de ésta con la temperatura para varios niveles de presiones.
- Comparando el comportamiento del calor específico a presión constante del dióxido de carbono con otros refrigerantes, trabajando todos ellos a la misma presión, se aprecia claramente cómo éste tiende a infinito entorno al punto pseudocrítico, mejorando la transferencia de calor en dichas zonas.
- El resto de variables termofísicas como conductividad y viscosidad también sufren un descenso en la zona pseudocrítica, aunque menor que el producido en el calor específico.

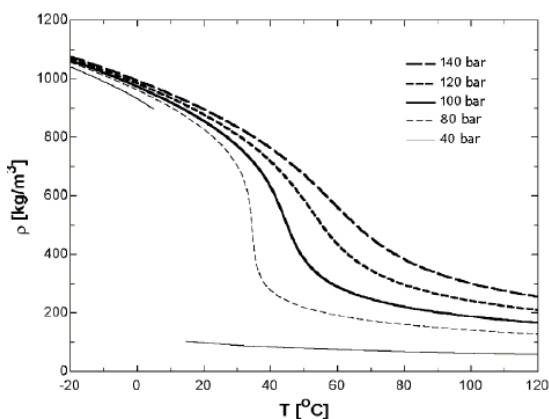


Figura 1-5 Densidad del CO2 frente a temperatura y presión.

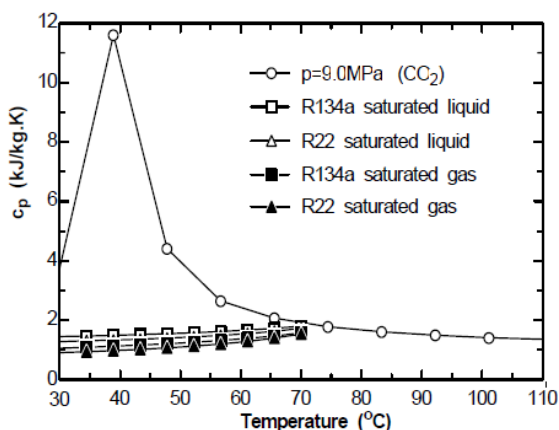


Figura 1-6 Calor específico del CO2 supercrítico y otros refrigerantes.

MEMORIA

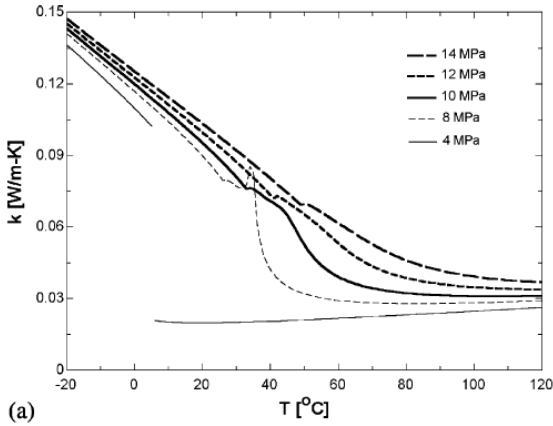


Figura 1-7 Conductividad del CO<sub>2</sub> frente a temperatura y presión

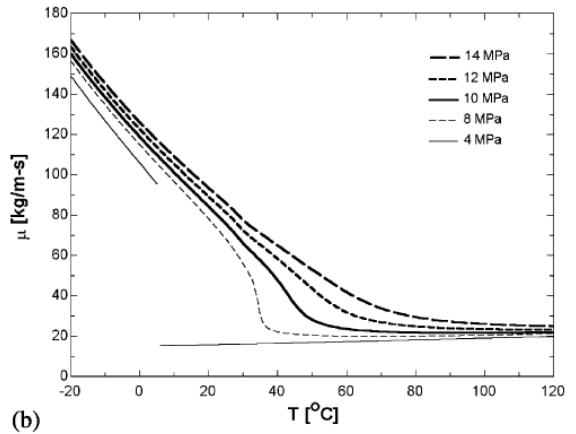


Figura 1-8 Viscosidad del CO<sub>2</sub> supercrítico y otros refrigerantes.

## 1.5. INTERCAMBIADORES DE CALOR

### 1.5.1. Intercambiadores de placas

Uno de los aspectos más importantes en el diseño de un ciclo frigorífico es la elección de las unidades encargadas de la transferencia de calor (condensador y evaporador), ya que son un elemento importante en la eficiencia del ciclo, desde el punto de vista energético.

Actualmente, existen diferentes tipos de intercambiadores cuyo diseño y características térmicas distan muchísimo de unos a otros. El uso de los intercambiadores de placas (*PHEs*, *Plate Heat Exchangers*), ha aumentado en los últimos años, debido a las múltiples ventajas que ofrecen frente a otro tipo de intercambiadores. Los *PHEs* son elementos compactos, es decir, precisan de pequeño volumen de espacio y favorecen el desarrollo de elevadas turbulencias en su interior, evitando de este modo la deposición de suciedad.



## MEMORIA

El primer intercambiador de placas comercializado satisfactoriamente apareció en 1923, siendo diseñado por el Dr. Richard Seligman, aunque hasta 1960 no alcanzó su madurez tecnológica, gracias al desarrollo de geometrías más eficientes y materiales más resistentes. A partir de entonces, las variaciones e infinidad de características que cada fabricante ha ido otorgándoles, ha hecho de este tipo de intercambiadores un elemento competitivo, capaz de proporcionar resultados gratamente satisfactorios ante condiciones de temperatura y presión elevadas, como podrían ser el uso de CO<sub>2</sub> como refrigerante. Es por ello, que el *Queensland Geothermal Energy Centre of Excellence* [1] los ha clasificado como el mejor candidato para ser usados en ciclos que trabajan con fluidos en condiciones transcíticas.

Inicialmente, este tipo de intercambiadores contaban con juntas realizadas con materiales elastómeros, que limitaban su aplicabilidad para altas presiones. En los años 70 la marca comercial *Alfa Laval* desarrolló el primer prototipo de intercambiadores de placas con juntas termosoldadas, que permitía trabajar con presiones de hasta 30 o 40 bar y un amplio rango de temperaturas -160°C hasta 150°C. El desarrollo de estos equipos en los últimos años los ha convertido en una opción altamente competitiva dentro del mundo de intercambiadores de calor.

Las principales ventajas que ofrecen estos intercambiadores son:

- Gran superficie de intercambio en respecto al espacio que ocupan.
- Posibilidad de trabajar con elevadas temperaturas y presiones.
- Se consiguen coeficientes de transferencia de calor elevados para Reynolds bajos ( $Re > 10$ ).
- Diferencia media entre los fluidos en torno a 1°C.
- Gran ligereza.

## MEMORIA

### 1.5.2. Características intercambiadores empleados.

#### 1.5.2.1. Características generales

Tal como se ha mencionado anteriormente, el diseño de los *PTHEs* es muy diferente de unos a otros fabricantes, puesto que las características geométricas de las placas influyen considerablemente en su eficiencia al propiciar el desarrollo de turbulencias y aumentar la superficie de contacto. Aun así, las características generales de este tipo de intercambiadores son:

- Conjunto de placas corrugadas y con diversas geometrías según fabricante, colocadas como si fueran dispuestas dentro de un bastidor y con las juntas soldadas, que otorgan estanqueidad al conjunto, permitiendo trabajar con presiones elevadas.
- Las placas en contacto con el exterior, tienen diferente espesor a las del cuerpo central, para evitar el intercambio térmico con el ambiente. En la placa frontal hay cuatro orificios que sirven de puerto de conexión de entrada y salida de los fluidos de trabajo. Por otra parte, cada una de las placas cuenta también con orificios de paso para los fluidos.

MEMORIA

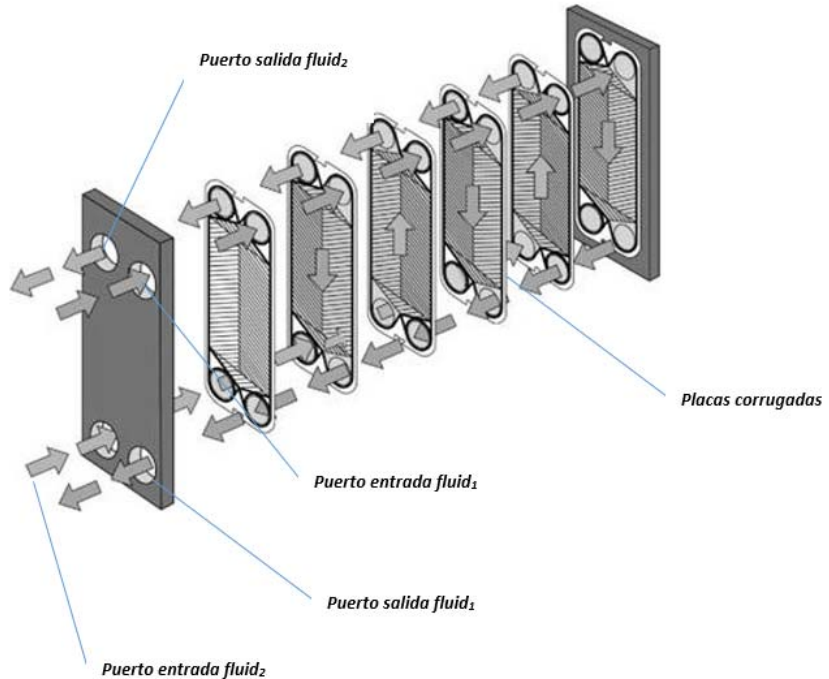


Figura 1-9 Esquema intercambiadores de placas (PHE).

La corrugación otorgada a las placas proporciona varios puntos de contacto entre las adyacentes, mejorando el mezclado de las corrientes y aumentando la turbulencia. Las turbulencias generadas en el interior del intercambiador además de mejorar el coeficiente de transferencia de acuerdo a la fórmula de Nusselt, *Ecuación 1-3*, y de Reynolds, *Ecuación 1-5* también aumentan la superficie de intercambio efectiva, y reducen el factor de ensuciamiento.

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_h}{k_f}$$

Ecuación 1-3

---

MEMORIA

$$Nu = f(Re, Pr) \quad \text{Ecuación 1-4}$$

$$Re = \frac{\rho_f \cdot v_f \cdot D}{\mu_f} \quad \text{Ecuación 1-5}$$

### 1.5.2.2. Circulación de los fluidos

La circulación de los fluidos en el interior de las placas puede ser contracorriente o paralela. En el primer caso cada uno de los fluidos entra por un extremo opuesto al otro y fluyen en direcciones también opuestas; para la circulación paralela los fluidos circulan en la misma dirección entrando y saliendo por conductos contiguos.

Por otra parte, el paso, referido al grupo de canales por los que cada uno de los fluidos se encuentra en la misma dirección puede cambiar en función de la configuración que tenga, tal como se observa en la Figura 1-10. En único paso el fluido se desplaza a lo largo del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido. En el caso de multipaso, el fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa al otro fluido.

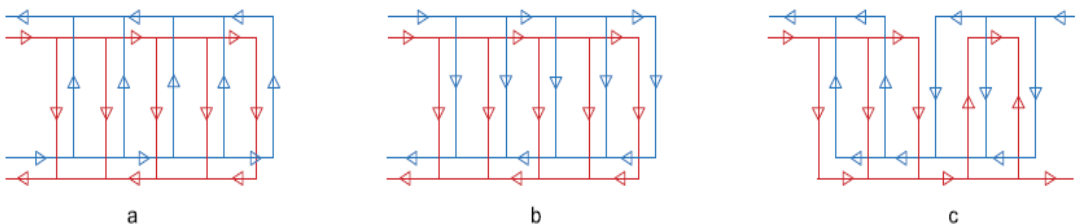


Figura 1-10 Esquema circulación: a) contracorriente; b) paralelo; c) multipaso

MEMORIA

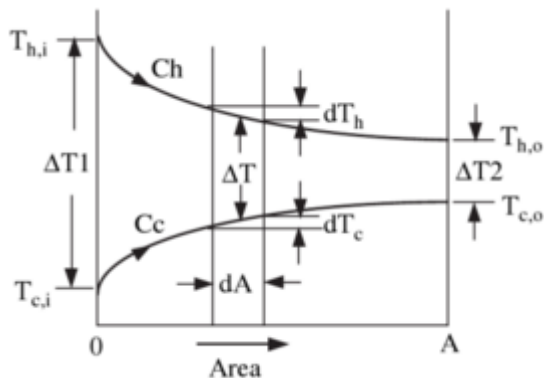


Figura 1-11 Distribución de temperaturas flujo paralelo.

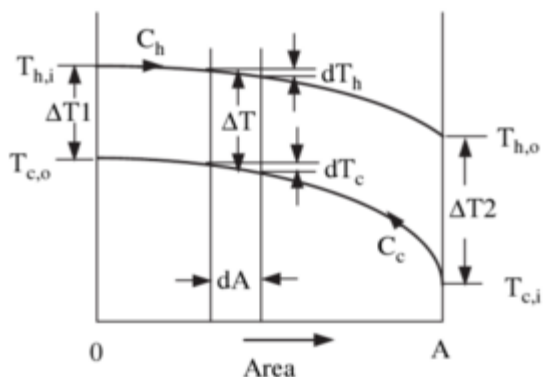


Figura 1-12 Distribución temperaturas flujo contracorriente

La principal diferencia observable entre el flujo paralelo o contracorriente es, que la temperatura final del fluido frío es siempre inferior a la de la salida del caliente, para la situación equicorriente; sin embargo, para el caso en el que los fluidos circulan con direcciones opuestas, la temperatura a la salida del fluido frío es muy próxima a la de entrada del fluido caliente. De este modo, se requiere menor superficie de intercambio en circulación contracorriente que paralela, para conseguir la misma potencia.

---

MEMORIA

### 1.5.2.3. Geometría intercambiador.

La geometría que cada uno de los fabricantes otorga a las placas es un secreto guardado con recelo, únicamente averiguable desmontando el elemento. La razón de ello es, porque esta característica en cuestión es la que favorece la formación de turbulencias entre los canales de intercambio, aumentando la superficie de transferencia y por lo tanto influyendo en el coeficiente de transferencia de calor. Las geometrías que pueden encontrarse en el mercado son distintas, tal como se aprecia en la *Figura 1-13* siendo los platos con geometría *Chevron* los más empleados en la actualidad.

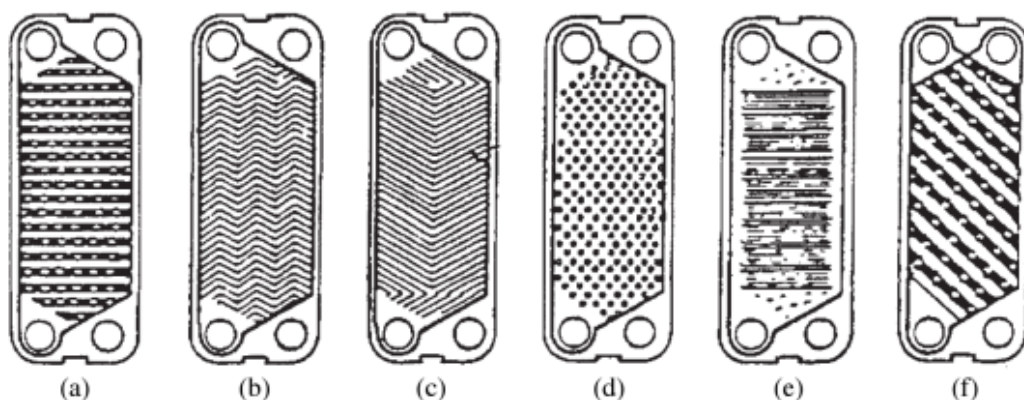


Figura 1-13 Características geométricas de diferentes placa: a) washboard; b) Herringbone o zig-zag; c) chevron; d) salientes y depresiones; e) washboard con corrugado secundario; f) washboard oblicuo.

Para el intercambiador de placas empleado en el análisis, la *Figura 1-14* y la *Tabla 1-3*, recogen las principales dimensiones geométricas con las que se ha trabajado a lo largo de este documento.

MEMORIA

$$A_{proyectada} = L_p \cdot L_w \quad \text{Ecuación 1-6}$$

$$A_{trans\_tot} = A_{trans\_placa} \cdot (Nt - 2) \quad \text{Ecuación 1-7}$$

$$\phi = \frac{A_{trans\_placa}}{A_{proyectada}} \quad \text{Ecuación 1-8}$$

$$b = p - s \quad \text{Ecuación 1-9}$$

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad \text{Ecuación 1-10}$$

$$D_e = 2 \cdot b \quad \text{Ecuación 1-11}$$

Características geométricas de las placas			
<b>S</b>	m	0,3	Espesor de las placas
<b><math>\beta</math></b>	°	25-30	Ángulo de inclinación de Chevron
<b>Nt</b>		50	Número de placas
<b>D</b>	mm	14	Diámetro conexión tubería
<b>Lt</b>	mm	189,9	Altura de placa total
<b>Lv<sub>eff</sub></b>	mm	154	Longitud efectiva de paso
<b>Lw</b>	mm	67	Anchura de las placas
<b>Lh</b>	mm	40	Distancia entre eje puertos
<b>Lp</b>	mm	140	Longitud eficaz de intercambio
<b>A<sub>trans_tot</sub></b>	m <sup>2</sup>	0,576	Área de transferencia intercambiador
<b>A<sub>trans_placa</sub></b>	m <sup>2</sup>	0,012	Área de transferencia de cada placa
<b>A<sub>proyectada</sub></b>	m <sup>2</sup>	0,0094	Área proyectada
<b><math>\Phi</math></b>		1,28	Coefficiente de mayoración
<b>p</b>	mm	1,25	Altura de corrugado
<b>b</b>	mm	0,95	Altura interna de corrugado
<b>Pc</b>	mm	5	Longitud de onda de corrugado
<b>Dh</b>	mm	1,48	Diámetro hidráulico
<b>De</b>	mm	1,9	Diámetro equivalente
<b>Np</b>		1	Número de pasos
<b>Ncp</b>		25/24	Número de canales por cada fluido
<b>k<sub>placas</sub></b>	W/m·K	16,3	AINSI 316 a 23°C

Tabla 1-3 Características geométricas de las placas.

MEMORIA

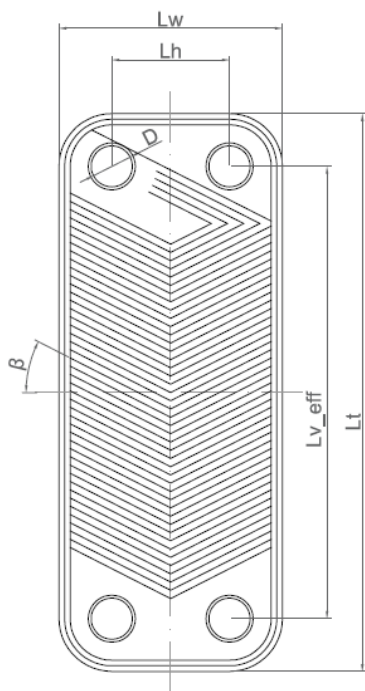


Figura 1-14 Detalle placas tipo chevron

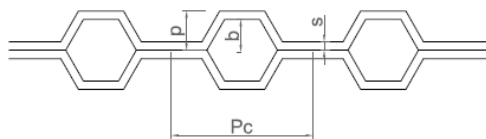


Figura 1-15 Detalle paso entre placas

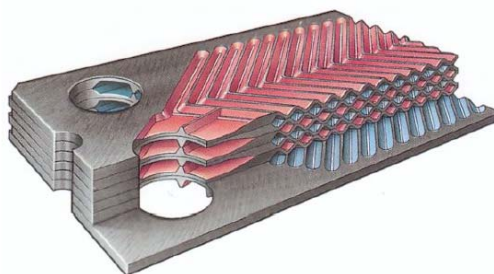


Figura 1-16 Detalle sección intercambiador de placas tipo chevron

Normalmente todas las placas de un mismo intercambiador tienen un patrón idéntico, pero se rotan alternativamente  $180^\circ$ , de forma que el patrón de dos placas adyacentes apunta a sentidos diferentes, tal como se observa en la *Figura 1-16*. De este modo se forma una estructura interior en forma de celda de abeja donde cada celda se encuentra delimitada por los puntos de contacto de las placas.

El ángulo  $\beta$  de las placas se ha obtenido teniendo en cuenta el método planteado por Kuppan [7], en el que se realiza una aproximación del mismo, relacionándolo con las unidades de transferencia en el intercambiador. Según Kuppan, bajos ángulos de chevron ( $25^\circ$ - $30^\circ$ ) proporcionan elevadas transferencias de calor, ligadas



MEMORIA

a grandes pérdidas de presión; del mismo modo, ángulos en torno a 60°, proporcionan todo lo contrario.

Por lo tanto, si el valor del número de unidades de transferencia (NTU) es elevado, del orden de 3,0 el ángulo de Chevron corresponderá con valores bajos (20°-30°); por otra parte, si es bajo, NTU próximo a 0,50 la inclinación del corrugado será en torno a 60°.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{t_{min}}/C_{t_{max}}} \quad \text{Ecuación 1-12}$$

Dicho valor, se ha corroborado mediante la bibliografía estudiada para la realización del presente proyecto. Según la cual, los fabricantes de intercambiadores de placas emplean el sufijo L, M o H en la descripción del agrupamiento de placas, conjuntamente con la especificación del número de canales para cada fluido. El ángulo aproximado para cada una de dichas geometrías sería el correspondiente con la Tabla 1-4.

Tipo de geometría	L	M	H
Ángulo de Chevron	60°/60°	27°/60°	27°/27°

Plate grouping: 1\*25H/ 1\*24H

(Dato ficha técnica ALFA LAVAL)

**NTU = 7,48**

Tabla 1-4 Angulo de Chevron placas

De acuerdo a los datos expuestos, el ángulo de inclinación de las placas corresponde con valores bajos en torno a 27°(H), con un único paso.

## 2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

### 2.1. CICLO TERMODINÁMICO

La instalación utiliza un ciclo simple de vapor, empleando CO<sub>2</sub> como refrigerante y agua/Tyfoxit® como fluidos secundarios para la disipación – aporte de calor en los intercambiadores empleados como *gas-cooler* /condensador y evaporador. Se trata de una instalación existente en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos de la UJI, perteneciente al Grupo de Ingeniería Térmica (GIT), diseñada en su origen para poder trabajar con diferentes refrigerantes simplemente añadiendo pequeñas variaciones. Las modificaciones que se han realizado para ajustarla a las condiciones de trabajo están expuestas en el apartado 2.2.

Tal como se ha comentado en apartados anteriores, el punto crítico del CO<sub>2</sub> ( $T=31,06^{\circ}\text{C}$  y  $p=74,06$  bar), obliga a que para trabajar en con un ciclo inverso convencional, las temperaturas del fluido secundario en el condensador deban ser inferiores a  $31^{\circ}\text{C}$ ; además la instalación debe ser capaz de soportar presiones elevadas. En condiciones donde la temperatura del fluido secundario del lado de altas presiones (foco frío) es superior a la  $T_{\text{crítica}}$ , debe trabajarse en condiciones supercríticas, donde no se produce la condensación del refrigerante y las variables de temperatura y presión, en el dióxido de carbono, son independientes. En dicho escenario, es necesario emplear una válvula *back-pressure* (3-4), encargada de mantener la presión en los niveles deseados, puesto que en esta zona no existen isotermas y es la forma de poder controlar los parámetros para conseguir la máxima eficiencia. Dicha presión, viene determinada por la cantidad de masa de refrigerante almacenada en esta zona, por lo que la válvula deberá expandir o retener mayor masa de refrigerante en función de la presión tarada.

La segunda etapa de expansión se realiza a través de un válvula termostática (5-6) la cual controla el recalentamiento útil en el evaporador.

MEMORIA

Un depósito de acumulación colocado entre ambas etapas, permite compensar los excesos o defectos de masa de refrigerante en la instalación; a medida que la válvula termostática expande refrigerante, éste se almacena en el depósito, pudiendo ajustar el caudal másico de refrigerante para la zona de bajas presiones, a la demanda de la instalación regulada por las electroválvulas.

Teniendo en cuenta el funcionamiento del dióxido de carbono en condiciones transcriticals, el esquema frigorífico empleado para el estudio realizado ha sido el que se muestra en la *Figura 2-1* y *Figura 2-3* circuito frigorífico de compresión simple con expansión dividida en dos etapas.

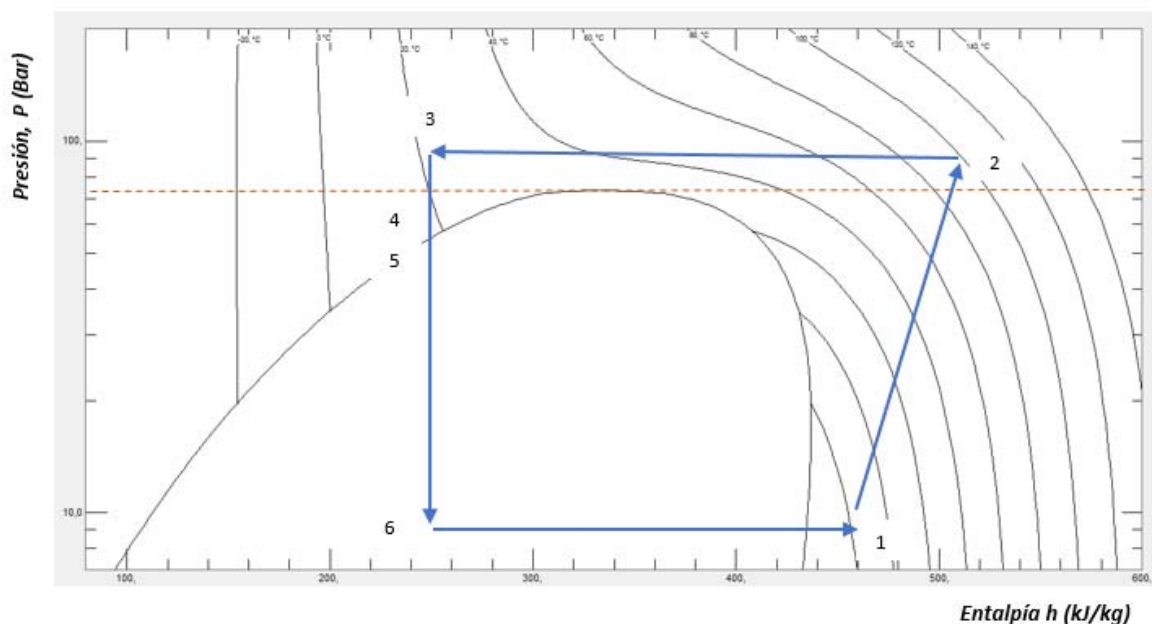


Figura 2-1 Ciclo de doble expansión del CO2 en condiciones transcriticals y acumulador intermedio

1 – 2

Compresión refrigerante

---

MEMORIA

2-3	Enfriamiento a través del gas-cooler
3-4	Expansión intermedia con válvula Back-pressure
4-5	Expansión en depósito hasta condiciones de saturación
5-6	Expansión con válvulas expansión presostática
6-1	Evaporación refrigerante

Tabla 2-1 Etapas ciclo de doble expansión con acumulación intermedia



Figura 2-2 Banco de ensayos.

MEMORIA

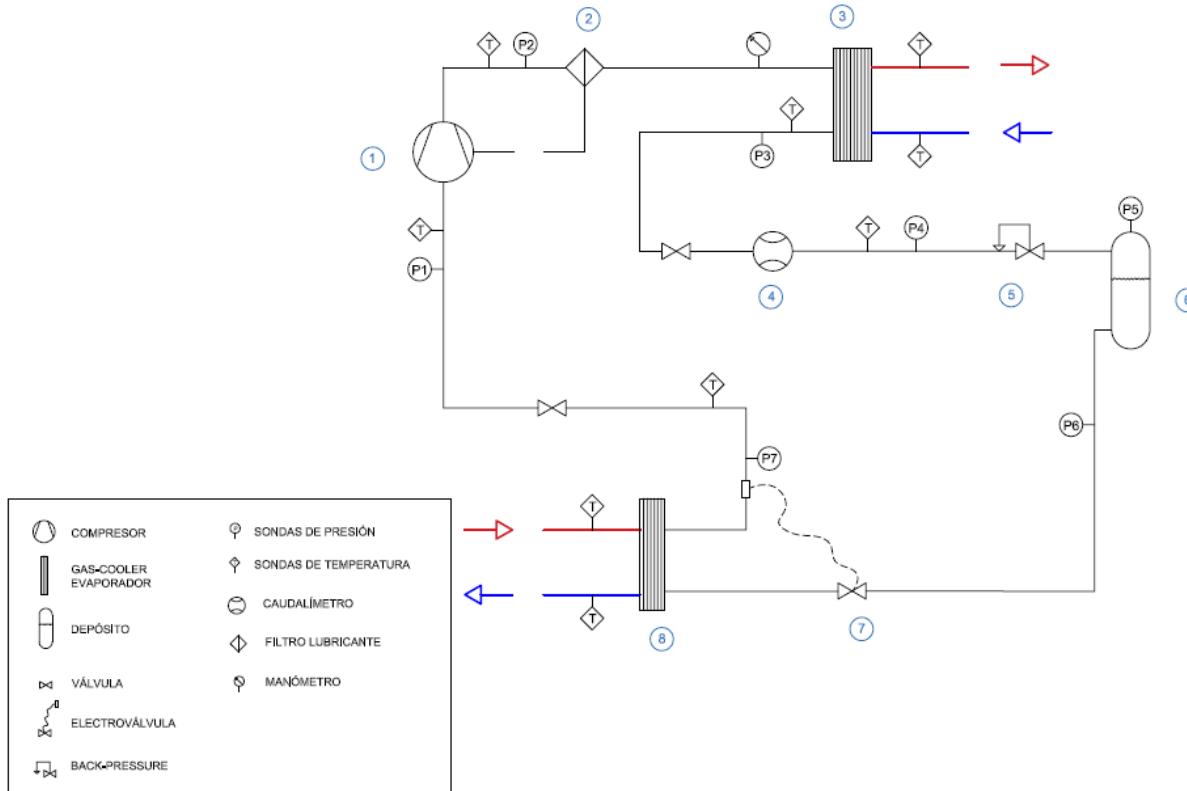


Figura 2-3 Esquema de la instalación frigorífica. Compresión simple con doble expansión.

Número	Elemento
1	COMPRESOR
2	FILTRO SEPARADOR ACEITE
3	CONDENSADOR/GAS COOLER
4	CAUDALÍMETRO
5	BACK- PRESSURE
6	DEPÓSITO
7	ELECTROVÁLVULA TERMOSTÁTICA
8	EVAPORADOR

---

MEMORIA

Tabla 2-2 Componentes instalación.

**2.2. MODIFICACIONES REALIZADAS.**

Para poder adaptar la instalación a las nuevas condiciones de medida se han realizado las siguientes modificaciones:

- **Sustitución del compresor existente por uno hermético, apto para CO<sub>2</sub>:**

Debido a que las presiones e trabajo en el compresor, se ha sustituido el compresor existente, por uno adecuado para el trabajo con CO<sub>2</sub>,

El instalar una nueva unidad de compresión ha implicado la modificación de la instalación para ajustar las conexiones de aspiración, descarga y retorno del refrigerante Figura 2-5. Además, se ha instalado un ventilador para disipar el calor acumulado en la culata y evitar temperaturas de descarga excesivas.



Figura 2-4 sustitución compresor



Figura 2-5 Ajuste conexiones para nuevo compresor

## MEMORIA

- **Reemplazo de la unidad de evaporación por mal funcionamiento:**

Al conectar la instalación para revisar el funcionamiento, se comprobó que el evaporador no tenía un funcionamiento adecuado, ya que no intercambiaba calor correctamente.

Es por ello, que se ha debido reemplazar la unidad por otro evaporador de superficie algo mayor y detallado en el apartado 2.3 capaz de ajustarse al ciclo establecido. Su sustitución ha supuesto aislar el equipo totalmente, para evitar pérdidas hacia el ambiente y realizar las conexiones oportunas con el circuito principal y el secundario del lado de bajas presiones. Se ha debido prestar especial atención a la hora de realizar las correspondientes soldaduras, para que un aumento de temperatura excesivo no dañase el evaporador.

- **Modificación en el trazado de tuberías para mejora de la eficiencia energética.**

Con el propósito de reducir las pérdidas hacia el ambiente ambiente, se ha simplificado el trazado de la línea la línea de bajas presiones, reduciendo la longitud de tuberías que por características de estudios anteriores era demasiado largo. El cálculo de la mejora producida por esta modificación no ha sido necesario, puesto que éste no es el objeto del estudio.

Además, se han retirado las abrazaderas en exceso, y en las restantes se han sujetado a la tubería ya aislada y no en contacto con el cobre, como anteriormente estaba., reduciéndose este modo el número de puentes térmicos.

- **Instalación de nueva electroválvula termostática.**

## MEMORIA

La electroválvula de expansión termostática existente era demasiado grande para la potencia a intercambiar en el evaporador; sin permitir que se alcanzasen las consignas deseadas. El comportamiento del fluido en la zona de evaporación era oscilante sin lograr alcanzar las temperaturas de recalentamiento útil deseadas ni la estacionalidad de los resultados.

Conociendo el caudal másico de refrigerante circulante en la instalación, y las características de trabajo, se ha seleccionado la válvula E<sup>2</sup>V05 de Carel. Por otra parte, se ha debido ajustar el microcontrolador incorporado (EVD) para conseguir los parámetros de ensayo deseados.

Tevap. -10°C	$\Delta P_v$ [bar]						
	8	10	12	14	17	20	25
E2V05	1.1	1.2	1.3	1.5	1.6	1.7	1.9
E2V09	1.7	1.9	2.1	2.2	2.5	2.7	2.9
E2V11	3.0	3.3	3.7	4.0	4.4	4.7	5.2
E2V14	4.6	5.1	5.6	6.1	6.7	7.2	7.9
E2V18	6.5	7.3	8.0	8.6	9.5	10.3	11.3
E2V24	12.9	14.5	15.9	17.1	18.9	20.5	22.4
E2V30	20.5	23.0	25.2	27.2	29.9	32.5	35.6
E2V35	26.1	29.2	31.9	34.5	38.0	41.2	45.2
E3V45	45.0	51.0	56.0	60.0	66.0	72.0	79.0
E3V55	66.0	73.0	80.0	87.0	96.0	104	114
E3V65	93.0	104	113	123	135	146	160
E4V85	128	144	157	170	187	203	222
E4V95	179	200	219	236	260	282	309
E5V	373	416	456	493	543	589	645
E6V	737	825	903	976	1075	1166	1277
E7V	1185	1325	1452	1568	1728	1874	2053

Figura 2-6 Selección válvula de expansión

- **Instalación y calibración de válvulas de presión.**

El estudio realizado ha precisado de un registro de datos adecuado que proporcionase valores con los que poder trabajar. Para ello, se ha debido realizar el recalibrado de sondas de presión, ajustando las rectas e intentando reducir el error registrado al mínimo. El procedimiento de calibrado de sondas de presión se describe en el Anexo A2.



---

MEMORIA

- **Ejecución de una thermal controller bag capaz de regular las características térmicas del fluido secundario en el lado de altas presiones.**

En el circuito de disipación que evacúa el calor procedente del condensador/*gas-cooler*, el agua caliente generada pasa por un sistema de enfriamiento existente en el laboratorio, el cual, está dimensionado para potencias muy superiores a las necesitadas en la instalación. Esto provocaba que la temperatura del agua fuera demasiado bajo en la entrada del condensador y no se alcanzasen los parámetros establecidos para los ensayos.

Con el fin de poder actuar sobre la temperatura de entrada del agua en el *gas cooler*, se ha instalado un sistema de control de temperatura, *thermal controller bag*, Figura 2-7. El dispositivo tiene la función de regular la temperatura de entrada del agua en el intercambiador mediante una resistencia accionada por un relé de estado sólido; ya que de lo contrario entraría a temperatura demasiado baja. La potencia del sistema es de 2,7 kW, obtenida mediante la Ecuación 2-1.

$$Q_{res} = \dot{m}_{wat} \cdot c_{p_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot \Delta T$$

Ecuación 2-1

MEMORIA

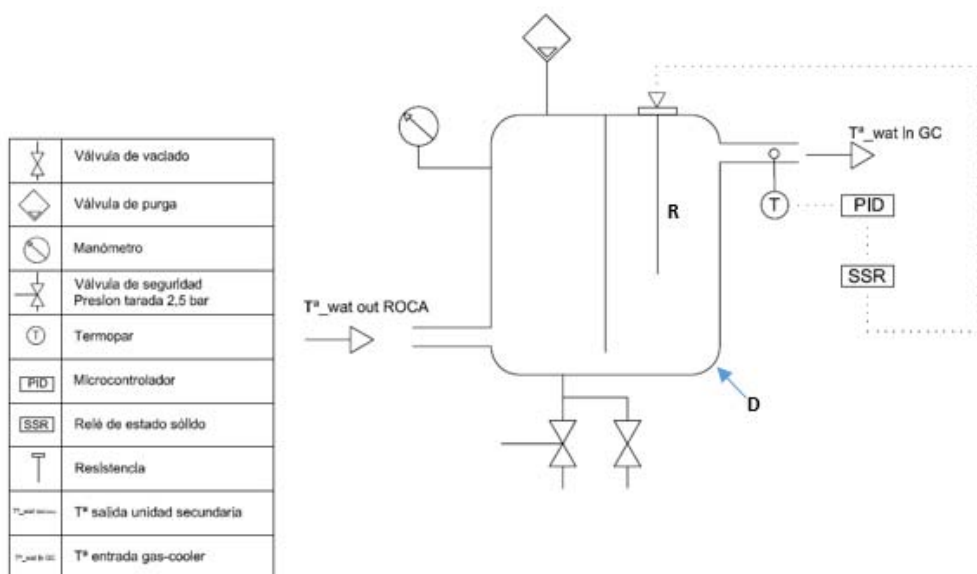


Figura 2-7 Esquema *Thermal controller bag*.

El agua, procedente del sistema de enfriamiento secundario ( $T^a_{\text{wat out ROCA}}$ ), entra en el pequeño depósito (D), que contiene una pequeña resistencia (R) de 2,7 kW, conectada a un relé de estado sólido (SSR), la cual es accionada por un controlador PID. La medida de temperatura (T), es registrada por una termoresistencia PT100 insertada en la tubería de salida del depósito, y conectada al mismo PID.

Además el dispositivo cuenta con los elementos de protección necesarios para asegurar el correcto funcionamiento. Por una parte, en el cuerpo de funcionamiento se ha instalado una válvula de presión tarada a 2,5 bar, para evitar que la presión pueda exceder de dicho valor, y un purgador para evitar la acumulación de aire. Por la parte eléctrica se ha dotado al cuadro de los elementos de protección necesarios, 1 diferencial (30mA) para proteger ante derivaciones de tensión y 1 magnetotérmico (10A) para proteger de sobretensiones, Figura 2-7.

---

## MEMORIA

Finalmente también cuenta con una válvula de vaciado para retirar todo el fluido.

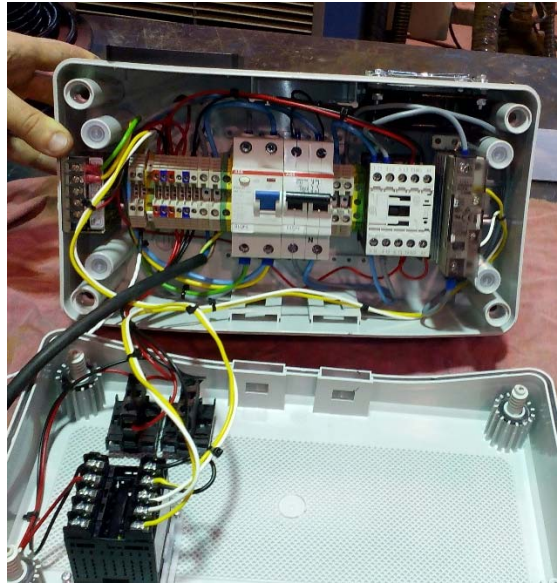


Figura 2-8 Cuadro eléctrico *Thermal Controller bag*



Figura 2-9 vista frontal *Thermal controller bag*

- **Calorifugado de la instalación.**

---

MEMORIA

El procedimiento de calorifugado ha consistido en la colocación de coquilla aislante *Armaflex* de 13 mm de espesor ( $k= 0,033 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  ( $0^\circ\text{C}$ )) Ecuación 2-2. Se han aislado los nuevos trazados, variaciones en la instalación y sustituido aquellos tramos que presentaban deterioro.

$$\begin{aligned} & \frac{T_{\text{sup\_ext}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{ext}} \cdot h_{\text{conv}}}} && \text{Ecuación 2-2} \\ & = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{2\pi r h} + \sum_{\text{capas}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{ext}} \cdot h_{\text{ext}}}} \end{aligned}$$

MEMORIA

2.3. ELEMENTOS PRINCIPALES BANCO DE ENSAYOS

2.3.1. Compresor.

COMPRESOR	
Fabricante	Embraco
Modelo comercial	EK6210CD
Capacidad de refrigeración	W 487 a 1320
Refrigerante	R-744
Rango de temperaturas de evaporación	°C -20 a 10
Máxima presión de descarga	Bar 120
Máxima temperatura en bobinas	°C 130
Desplazamiento	cm <sup>3</sup> 1,75
Diámetro	mm 13,00
Curso	mm 13,20
Lubricante	150 ml ESTER/ISO68
Tensión de alimentación	V 230



Tabla 2-3 Características Compresor

El compresor, recibe el refrigerante a la salida del evaporador con la función de incrementar la presión y consecuentemente la temperatura de éste e impulsarlo hasta el gas-cooler. La temperatura de salida debe ser mayor a la del medio enfriante, para que se produzca el intercambio térmico.

---

## MEMORIA

El refrigerante entra por la válvula de succión en vapor saturado e ingresa en el espacio entre la carcasa y motor eléctrico, refrigerando este último para pasar a continuación hasta la válvula de impulsión a través de los pistones. Al tratarse de un compresor hermético debe prestarse especial atención a la temperatura que éste alcanza en pleno funcionamiento; es por ello que debe estar suficientemente ventilado a fin de que el aire frío reemplace el caliente despedido por el motor eléctrico y la propia compresión del refrigerante. De lo contrario podrían producirse fallos eléctricos y pérdida de eficiencia energética al reducirse la capacidad frigorífica de la instalación.

El funcionamiento del compresor implica una gran cantidad de fricción entre sus componentes móviles y un considerable incremento de temperatura debido a la propia fricción. Éstos, pueden provocar el agarrotamiento de los componentes y un rápido desgaste de los mismos, mientras que el calor residual debido a la compresión puede elevar tanto la temperatura, que produzca la fusión de las piezas metálicas. En ambos casos, el efecto es la inutilización del elemento mecánico. Para mantener fricción y calor en unos valores razonables, los motores disponen de sistemas de lubricación y refrigeración.

La lubricación evita en lo posible el contacto entre dos piezas móviles, una respecto de la otra, reduciendo la fricción entre ambas; a su vez, absorbe el calor desprendido por el propio rozamiento, y evita la corrosión del circuito. El aceite sólo es útil en el compresor, fuera de éste es más perjudicial que beneficioso, ya que donde hay aceite no hay refrigerante, reduciendo de este modo la capacidad térmica del sistema.

El aceite lubricante empleado en la instalación es de tipo poliol-éster (POE) ISO68. Es un lubricante sintético miscible con el CO<sub>2</sub> y con adecuada viscosidad para las temperaturas a las que va a trabajar (68 mm<sup>2</sup>/s para 40°C y 9 mm<sup>2</sup>/s para 100°C), asegurando un eficiente retorno del lubricante y una adecuada transferencia de calor en el circuito. Es estable a elevadas temperaturas de descarga y exento de acidez para evitar la corrosión interna. Por el contrario, debe asegurarse la hermeticidad del circuito para evitar

## MEMORIA

cualquier posible entrada de humedad que podría reaccionar con el lubricante debido a su elevado poder higroscópico.

Para evitar que el aceite circule libremente por el circuito se ha instalado un filtro separador en la descarga del compresor. El aceite empapa el papel filtrante y se acumula por gravedad en un pequeño depósito dispuesto en la red de retorno al compresor, dicho retorno es de accionamiento manual abriéndose la válvula de retorno cada 10 horas aproximadamente.

### 2.3.2. Condensador/Gas cooler.

GAS-COOLER / CONDENSADOR			
Fabricante		Alfa-Laval	
Modelo comercial		AXP14-50H-F	
Área transferencia de calor	m <sup>2</sup>	0,58	
Dirección relativa de los fluidos		Contracorriente	
Largo x Ancho x alto exterior	mm	89 x 76 x 190	
Intercambio de calor	kW	30	
C.G.T..C Limpio / Servicio	W/(m <sup>2</sup> ·K)	2701/ 1041	
Temperatura máxima funcionamiento	°C	225	
Presión máxima funcionamiento	Bar	133	
Número total de placas		50	



Tabla 2-4 Características Gas cooler

En los ciclos supercríticos no se produce la condensación del refrigerante para la zona

## MEMORIA

de altas presiones, únicamente se establece un intercambio térmico entre el refrigerante y otro fluido secundario manteniéndose la presión de entrada gracias a la colocación de una válvula *back-pressure* en la salida del intercambiador. El gas-cooler alcanza niveles de eficiencia muy elevados debido a las propiedades termodinámicas del fluido supercrítico, siendo necesario por consiguiente, una menor superficie de intercambio, Kim [27].

El gas-cooler empleado, y objeto de estudio del presente trabajo, ha sido un intercambiador de placas con flujo cruzado, cuyas características principales son:

Como fluido secundario se ha empleado agua de red, con calentamiento previo hasta alcanzar las condiciones óptimas para el estudio.

### 2.3.3. Back-Pressure.

BACK-PRESSURE			
Fabricante	Swagelok		
Modelo comercial	KPB1N		
Presión máxima inlet	bar	137	
Rango de regulación	bar	0 a 137	
Coefficiente de flujo ( $C_v$ )	0,06		
Material cuerpo	Acero Inox AIS 316		
Material asiento	PEEK (polietercetona)		
Temperatura máxima funcionamiento	°C	200	



Tabla 2-5 Características *back pressure*

Tal como se ha comentado en la descripción del compresor, se ha empleado una válvula



## MEMORIA

*back-pressure* que permite regular la presión en la zona de disipación de calor. Dicha válvula presostática de regulación manual es capaz de mantener la presión tarada aguas arriba expandiendo la masa de refrigerante en exceso.

Para mantener las presiones elevadas, la válvula debe cerrarse dejando circular menor cantidad de masa de refrigerante. Por el contrario, para trabajar en condensación, la válvula debe estar completamente abierta impidiendo la acumulación de refrigerante en el intercambiador.

### 2.3.4. Electroválvula de expansión termostática.

VÁLVULA EXPANSIÓN PRESOSTÁTICA		
Fabricante		Carel
Modelo comercial		E <sup>2</sup> V05
Máxima presión de trabajo	bar	140
Máxima diferencia d presión	bar	120
Intensidad de funcionamiento	mA	450
Pasos mín / máx		50 / 480
Velocidad	Pasos/s	50
Temperatura refrigerante y ambiente	°C	-30 a 70
Modelo del controlador		EVD



Tabla 2-6 Características electroválvula termostática

Para completar el ciclo de refrigeración Figura 2-3 es necesario descender la presión alcanzada gracias al compresor, y con ello lograr la temperatura y condiciones adecuadas para la entrada en el evaporador.

## MEMORIA

El funcionamiento de la electroválvula es regulado mediante un microcontrolador, con el que se controla el recalentamiento útil a la salida del evaporador; un recalentamiento en exceso podría provocar problemas en el funcionamiento del compresor y reducir su eficiencia. Las características de apertura de la válvula se calculan a partir de los valores registrados por una sonda de presión y otra de temperatura, emplazadas a la salida del evaporador. De este modo, si el microcontrolador detecta que la temperatura registrada a la salida del evaporador es demasiado elevada, obliga a que la electroválvula abra el paso dejando pasar mayor masa de refrigerante y descendiendo así la temperatura del refrigerante.

### 2.3.5. Evaporador.

La máxima potencia frigorífica para la cual ha sido diseñada la instalación es de 1,5 kW, y se ha empleado un intercambiador de placas de las mismas características que el condensador Tabla 2-4, ya que las presiones alcanzadas por el CO<sub>2</sub> a temperatura ambiente pueden alcanzar incluso los 70 Bar. De este modo se evita posibles roturas al producirse la parada de la instalación.

### 2.3.6. Depósito de acumulación.

DEPÓSITO ANTILÍQUIDO		
Máxima presión de trabajo	bar	143
Capacidad	l.	5
Material	Acero al carbono	
Espesor de pared	mm	8
Diámetro exterior	mm.	370
Altura	mm	450



Tabla 2-7 Características depósito acumulación.

---

## MEMORIA

Colocado entre ambos sistemas de expansión, permite compensar el exceso o déficit de masa de refrigerante. Por otra parte, se consigue que la aspiración de refrigerante en la válvula termostática, sea en condiciones de líquido saturado, ya que la salida del mismo se encuentra ubicada en un lateral a una distancia de unos 10 cm de la base. Además puede inspeccionarse la cantidad de refrigerante almacenado gracias a una mirilla inferior que indica el nivel depositado, permitiendo decidir si es necesario introducir más cantidad de fluido en el circuito.

Finalmente, su utilización permite servir de almacenamiento del volumen de refrigerante de la instalación cuando ésta no se encuentre en funcionamiento, impidiendo que el refrigerante quede en las zonas de baja presión, donde las elevadas presiones al alcanzarse temperatura ambiente podrían estropear alguno de los componentes.

El volumen del depósito empleado es de 5 litros, soportando correctamente hasta 150 bar en su interior; sin embargo, en la instalación no se superarán los 120 bar gracias a la instalación de presostatos de control que disparan el cuadro eléctrico en caso de superarse la presión tarada.

### **2.3.7. Tuberías:**

Las tuberías sirven de elemento de conexión de todo el circuito, debiendo trabajar a elevadas presiones, asegurar la hermeticidad del conjunto y ser compatibles con el dióxido de carbono.

Para tal tarea se han escogido tuberías de cobre unidas por soldeo mediante soldadura oxiacetilénica y empleando elementos de unión adecuados. El diámetro de cada uno de los tramos fue calculado en su día por el GITI, teniéndose en cuenta para ello las velocidades interiores del fluido refrigerante para cada tramo y la caída de presión máxima admisible.

---

MEMORIA

Las características del conjunto de tuberías se muestran en la Tabla 2-8 de acuerdo a las condiciones de trabajo especificadas.

Línea de alta presión	(Salida del compresor - entrada back-pressure)
<ul style="list-style-type: none"><li>- Velocidad aproximada: 5,1 m/s</li><li>- Caída de presión máxima: 1 bar.</li><li>- Caída de presión: 0,021 bar/m</li><li>- Diámetro: ½ pulgadas</li></ul>	

Línea de media presión	(Salida back-pressure – entrada evaporador)
<ul style="list-style-type: none"><li>- Velocidad aproximada: 0,6 m/s</li><li>- Caída de presión admisible: 0,5 bar.</li><li>- Caída de presión: 0,026 bar/m</li><li>- Diámetro: ½ pulgadas</li></ul>	
Línea de aspiración	(Salida evaporador – entrada compresor)
<ul style="list-style-type: none"><li>- Velocidad aproximada: 6,2 m/s</li><li>- Caída de presión admisible: 1 bar.</li><li>- Caída de presión: 0,065 bar/m</li><li>- Diámetro: 3/8 pulgadas</li></ul>	

Tabla 2-8 Características red de tuberías.

MEMORIA

2.4. ELEMENTOS SECUNDARIOS.

2.4.1. Sistema de adquisición de datos.

El correcto funcionamiento de la instalación ha sido garantizado mediante un sistema de medida y adquisición de datos, diseñado por el GIT (Grupo de Investigación Térmica), empleado en instalaciones anteriores y que ha debido ajustarse para las características de ésta. Su funcionamiento, se encuentra descrito en la tesis doctoral de García D. [3].

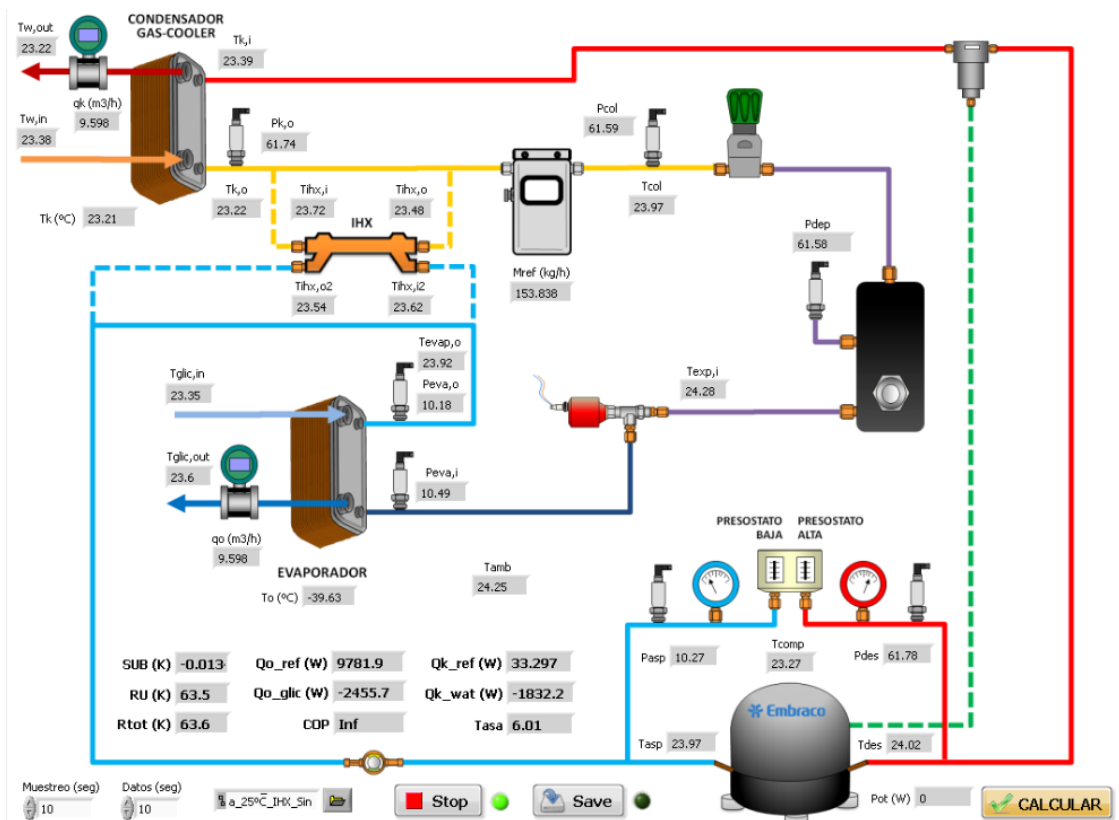


Figura 2-10 Interfaz LabView, con elementos de adquisición de dato.

## MEMORIA

El sistema, recibe la señal eléctrica procedente de los elementos de medida y tras acondicionarla, para evitar ruido de alta frecuencia, la convierte en señal digital interpretable por el ordenador. Finalmente, la interfaz gráfica, que integra varios programas comerciales (*Matlab, Refprop, Labview y Measurement and Automation*), permite la visualización y almacenamiento de los datos; a su vez, calcula las propiedades termodinámicas de cualquiera de los fluidos circulantes, permitiendo realizar balances para la comprobación de la instalación.

### 2.4.2. Elementos de medida.

- **Presostatos:**

Conforme ya se ha comentado anteriormente, la utilización de CO<sub>2</sub>, implica que la red esté sometida a fuertes presiones, alrededor de 5 Bar en baja y entre 75-120 Bar en alta; asimismo, a temperatura ambiente el CO<sub>2</sub> puede alcanzar presiones entorno a los 70 Bar. Es por ello, que se han instalado dos presostatos, en la línea de descarga tarados a 120 Bar, y en la de vapor recalentado tarado a 15 Bar. Éstos, conectados a la unidad de control, permiten la desconexión del circuito en el caso de que las presiones de uno u otro lado sobrepasen los valores para los que se han tarado.

- **Sondas de presión y temperatura.**

Se han instalado diversas sondas de temperatura (inmersión y superficie) y de presión de tipo piezoeléctricas, para poder determinar las características del ciclo, y obtener la información necesaria para el estudio realizado. Éstas, se encuentran conectadas a la unidad de control transmitiendo señales eléctricas que son

---

## MEMORIA

interpretadas por el sistema de adquisición de datos, habiendo sido calibradas con antelación.



Figura 2-11 Sonda de presión

- **Caudalímetros.**

La instalación cuenta con dos caudalímetros de tipo magnético que permiten medir el caudal volumétrico en los circuitos secundarios, y por otra parte un caudalímetro de coriolis que registra el caudal másico de refrigerante en la instalación.

---

MEMORIA



Figura 2-12 caudalímetros magnéticos



Figura 2-13 Caudalímetro Corioles (segundo plano)



MEMORIA

Elemento	Nombre	Ubicación	Rango de medida	Rango intensidades	Recta calibración	R <sup>2</sup>	Error de medida
Sonda piezoeléctrica de Presión	P1	Aspiración Compresor	0-60 bar	4-20 mA	3,738x-14,135	1,00	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P2	Descarga Compresor	0-100 bar	4-20 mA	9,987x-38952	1,00	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P3	Condensador out	0-160 bar	4-20 mA	9,978x-39,226	1,00	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P4	Colector	0-160 bar	4-20 mA	9,976x-39,144	1,00	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P5	Depósito	0-160 bar	4-20 mA	6,280x-24,413	0,99	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P6	Evaporador in	0-60 bar	4-20 mA	3,739x-13,931	0,99	±0,96 bar
Sonda piezoeléctrica de Presión	P7	Evaporador out	0-60 bar	4-20 mA	3,736-14,150	1,00	±0,96 bar
Sonda Temperatura tipo T de superficie	T (9)	Circuito refrigerante	-40 a 125°C	-	Recta de calibración <i>Labview</i>		±0,5°C
Sonda Temperatura tipo T de inmersión	Ti	Evaporador y Condensador	-40 a 125°C	-	Recta de calibración <i>Labview</i>		±0,5°C

MEMORIA

Elemento	Nombre	Ubicación	Rango de medida	Rango intensidades	Recta calibración	R <sup>2</sup>	Error de medida
Caudalímetro másico de efecto Coriolis	Q	Circuito refrigerante	0 a 250 kA/h	4 – 20 mA	15,625x62,5		±0,1 % lectura
Caudalímetro magnético	Qe	Circuito secundario evaporador	0 a 3,332 m <sup>3</sup> /h	4 – 20 mA	220,8882x-0,8835		±0,25% lectura
Caudalímetro magnético	Qc	Circuito secundario gas-cooler	0 a 3,534 m <sup>3</sup> /h	4 – 20 ma	208,25123x-0,8331		±0,25% lectura

---

MEMORIA

## 2.5. CIRCUITOS SECUNDARIOS DE REGULACIÓN.

A fin de llevar a cabo el ensayo, deben de garantizarse condiciones estacionarias, donde los parámetros externos que influyen en el comportamiento de la instalación sean controlables. En este caso, se han empleado sistemas de regulación aislados que permiten mantener las condiciones deseadas en los fluidos secundarios del *gas-cooler* y el evaporador.

Se ha utilizado una instalación de compresión simple con *Tyfoxit* para el evaporador, y otra de ciclo de compresión múltiple con compresor tipo *compound* para el lado de alta; ambas instalaciones desarrolladas con anterioridad para otros proyectos térmicos elaborados en el laboratorio.

- **Unidad de simulación de carga en el evaporador.**

La unidad del lado de bajas presiones, emplea una mezcla de *Tyfoxit* al 84%, que se recircula a través del evaporador mediante una motobomba controlada por variador de frecuencia. Puesto que el intercambio térmico en el evaporador enfría la mezcla, se cuenta con un depósito de 500 l ataviado con diversas resistencias capaces de calentar el fluido a las condiciones de carga deseadas.

El control sobre la actuación de las resistencias y motobomba se hace a través del PID *1/16 DIN Serie SD* de la casa comercial Watlow, capaz de mantener los valores prefijados a través de la acción proporcional, integral y derivativa, reduciendo los errores entre medidas.

- **Unidad de simulación de carga en el *gas-cooler*.**

Como fluido frigorífero se ha empleado agua de red recirculada hacia el *gas-cooler* con motobomba regulada por variador de frecuencia, al igual que en la unidad del evaporador.

Dicha unidad se compone de un circuito de producción frigorífica (enfriadora Roca-York), dos aerotermos que permiten disipar el exceso de frío con regulador de frecuencia y finalmente una *thermal controller bag*, que permite hacer el ajuste definitivo de la temperatura, con el

---

MEMORIA

propósito de poder simular unas condiciones determinadas.

El control sobre la temperatura del fluido secundario de enfriamiento, se realiza mediante termoresistencia inmersa en la *thermal controller bag*, que regula la conexión-desconexión de ésta, a través del controlador PID *E5CSV* de la marca Omron.



Figura 2-14 unidad de simulación de carga en evaporador

---

MEMORIA



Figura 2-15 Unidad de simulación de carga en gas-cooler/condensador

MEMORIA

### 3. METODOLOGÍA DE ENSAYOS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS.

#### 3.1. METODOLOGÍA ENSAYOS, PARA LA OBTENCIÓN DE VALORES EXPERIMENTALES.

Los ensayos realizados han permitido la obtención de la potencia cedida por el refrigerante en el lado de altas presiones, para poder comparar dichos valores experimentales con los teóricos, obtenidos a partir de correlaciones, y de este modo poder determinar la idoneidad de las ecuaciones planteadas por otros autores.

Para llevar a cabo el estudio, se han establecido los ensayos detallados en la Tabla 3-1, habiéndose debido alcanzar para cada uno de ellos el estado estacionario, previamente a la recogida de datos. Se ha considerado alcanzada la estacionalidad, cuando la oscilación de la temperatura ha sido de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  la temperatura fijada, y  $\pm 0,1$  bar para el caso de la presión; puesto que al trabajar en condiciones críticas la estabilidad del sistema es muy difícil de alcanzar.

$T^a_{\text{CO}_2}$ evap $^{\circ}\text{C}$	$T^a_{\text{wat}}$ in $^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{CO}_2}$ Bar	Ensayo
0 $^{\circ}\text{C}$	20 $^{\circ}\text{C}$	90	1.1
		80	1.2
		75	1.3
		Condensación	1.4
0 $^{\circ}\text{C}$	25 $^{\circ}\text{C}$	90	2.1
		80	2.2
		75	2.3
		Condensación	2.4
0 $^{\circ}\text{C}$	29 $^{\circ}\text{C}$	90	3.1
		80	3.2
		75	3.3
		Condensación	3.4
-10 $^{\circ}\text{C}$	20 $^{\circ}\text{C}$	90	4.1
		80	4.2
		75	4.3
		Condensación	4.4
-10 $^{\circ}\text{C}$	25 $^{\circ}\text{C}$	90	5.1
		80	5.2
		75	5.3
		Condensación	5.4
-10 $^{\circ}\text{C}$	29 $^{\circ}\text{C}$	90	6.1
		80	6.2
		75	6.3
		Condensación	6.4

Tabla 3-1 Listado de ensayos realizados.

---

## MEMORIA

Además de las características expuestas en la tabla anterior, se han mantenido constantes las siguientes variables:

- Recalentamiento útil:  $3,5^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$
- Masa de refrigerante en el interior de la instalación.

Finalmente, para verificar que los datos obtenidos eran adecuados y la instalación trabajaba correctamente, se ha comprobado que la potencia cedida por el refrigerante fuera similar a la adquirida por el lado del fluido secundario Ecuación 3-1, ya que el intercambiador empleado y las condiciones de trabajo hacen que la eficiencia del proceso sea muy elevada.

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ref} = \dot{m}_{water} \cdot \Delta h_{water} \quad \text{Ecuación 3-1}$$

Las pautas seguidas para la realización de los ensayos se detallan a continuación:

- **Ajuste de temperatura de evaporación y de fluido secundario en el lado de altas presiones.**

Para alcanzar la temperatura de evaporación de cada ensayo se ha debido regular las características del microcontrolador del circuito secundario de evaporación. A su vez, se ha recirculado el agua+Tyfoxit de la salida del intercambiador para alcanzarse las características deseadas.

Por la parte de altas presiones, puesto que la enfriadora Roca reduce demasiado la carga térmica del agua, se ha debido variar la velocidad de giro en los aerotermos, con el objeto de aumentar la temperatura del fluido. Además, se ha prefijado la temperatura deseada a la entrada del intercambiador mediante el microcontrolador instalado en el equipo de regulación térmica realizado para ello.

- **Regulación presión en *gas-cooler*.**

El nivel de altas presiones en condiciones transcríticas se ha fijado mediante la válvula de expansión instalada justo después del intercambiador de placas. Para el caso de trabajar en

## MEMORIA

condensación se ha abierto totalmente dicha válvula permitiendo que el dióxido de carbono alcance las condiciones de líquido saturado.

- **Adquisición y registro de datos.**

La adquisición, registro y monitorización de los datos se ha realizado con el programa Lab-View que ha procesado las señales recibidas de las sondas instaladas Tabla 3-2., ubicadas según el Plano 3 , su vez, los datos obtenidos han sido comparados con los ofrecidos por el software NIST REFPROP para asegurar que se alcanzaban las características del ciclo deseadas.

Variable	Situación
<b>Tdes (I)</b>	Temperatura descarga compresor (immersion)
<b>Tk in (S)</b>	Temperatura entrada <i>gas-cooler</i> (superficie)
<b>Tk out (I)</b>	Temperatura salida <i>gas-cooler</i> (immersion)
<b>Tbp (I)</b>	Temperatura back-pressure (immersion)
<b>T colector (I)</b>	Temperatura entrada <i>gas-cooler</i> (immersion)
<b>T exp in (I)</b>	temperatura valvula expansión (immersion)
<b>T evap out (I)</b>	Temperatura salida evaporador (immersion)
<b>T ihx (S)</b>	Temperatura intermedia evaporador -compresor (superficie)
<b>T asp (I)</b>	Temperatura aspiración compresor (immersion)
<b>T amb (S)</b>	Temperatura ambiente (superficie)
<b>T comp (S)</b>	Temperatura compresor (superficie)
<b>Tw in (I)</b>	Temperatura entrada agua a <i>gas-cooler</i> (immersion)
<b>Tw out (I)</b>	Temperatura salida agua <i>gas-cooler</i> (immersion)
<b>Tglic in (S)</b>	Tempertura entrada Tyfoxit (superficie)
<b>Tglic out (S)</b>	Temperatura salida Tyfoxit (superficie)
<b>Pdes</b>	Presión descarga compresor
<b>Pk out</b>	Presión salida <i>gas-cooler</i>
<b>P colector</b>	Presión Back-pressure
<b>P dep</b>	Presión depósito
<b>P eva in</b>	Presión entrada evaporacion
<b>P eva out</b>	Presión salida evaporación
<b>Pasp</b>	Presión aspiración compresor



---

MEMORIA

<b>m ref</b>	caudal refrigerante
<b>q cond</b>	caudal agua <i>gas-cooler</i>
<b>q evap</b>	caudal Tyfoxit evaporador

Tabla 3-2 Valores registrados

Para la realización de los ensayos, una vez alcanzadas las premisas establecidas, se han recogido datos de cada uno durante aproximadamente 25 minutos, con un periodo de muestreo de 10 segundos entre tomas, en total 150 valores por variable registrada. Los valores así obtenidos, han sido promediados en grupos de 10, consiguiendo una media de 15 conjuntos de datos por ensayo, de los que se han seleccionado tan sólo 10, con los que se ha llevado a cabo el análisis teórico.

En el anexo A1, se reflejan los valores promedio obtenidos durante los ensayos

### 3.2. METODOLOGIA PARA LA OBTENCIÓN DE VALORES TEÓRICOS.

#### 3.2.1. Introducción a las correlaciones.

Las correlaciones nos permiten determinar el comportamiento de un sistema ante unas condiciones específicas y con cierto margen de error. En el caso del estudio realizado, las correlaciones empleadas, permiten establecer el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de placas funcionando con dióxido de carbono y agua como fluido secundario, tanto en condiciones transcríticas como en condensación.

El poder implementar un modelo matemático que se ajuste a la instalación, permite predecir el comportamiento de ésta imponiendo ciertas condiciones de funcionamiento, tal como comenta J. Patiño en su tesis doctoral [4]. Además, al poder aplicarse una correlación adecuada, puede reducirse el número de ensayos experimentales, lo que supone una reducción de costes en la fase de desarrollo.

---

## MEMORIA

Sin embargo, no todas las correlaciones existentes para intercambiadores son adecuadas para todos los casos y tipos de unidades de transferencia de calor, es decir, una correlación adecuada para intercambiadores de tubos concéntricos no tendrá el mismo comportamiento en uno de superficie extendida o de placas. A su vez, los fluidos empleados para el intercambio también influirán en la idoneidad o no del modelo empleado. Esto se debe a las características físicas que se dan en los fluidos circulantes en el interior de los intercambiadores, en las que influyen las condiciones de trabajo y propia geometría de éstos.

Es por ello, que en el presente trabajo se han estudiado diferentes correlaciones existentes, con el objetivo de determinar la más apropiada para el caso de intercambiadores de placas funcionando con CO<sub>2</sub> – agua en condiciones transcríticas y en condensación, puesto que la bibliografía relativa a dichos elementos trabajando con dióxido de carbono, no es demasiado extensa.

### **3.2.2. Tratamiento y ajuste de datos.**

El estudio llevado a cabo se ha dividido por una parte en la evaluación de la instalación en condiciones transcríticas, flujo en una única fase, y por otra en condensación, flujo bifásico para el que se ha debido estudiar el comportamiento del refrigerante en la zona recalentada, de condensación y subenfriada, Figura 3-1. Para ello, se han considerado las siguientes asunciones:

- Las propiedades del refrigerante a la salida del condensador son de líquido saturado, en los procesos bifásicos.
- La condensación/ *gas cooling* es un proceso isobárico.
- La transferencia de calor con el ambiente es despreciable.

### MEMORIA

- La correlación empleada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido secundario, agua, tiene un error reducido respecto a su valor real, apartado 3.2.4.1.

Por otra parte, también se presuponen pequeños errores de medida debidos a los propios elementos de adquisición de datos, que hacen que se asuman las siguientes premisas:

- La temperatura de salida del condensador en el lado del refrigerante no va a poder ser nunca inferior a la de entrada del fluido secundario.
- La potencia cedida por el refrigerante será igual a la absorbida por el agua, fijando de este modo la entalpía de salida del fluido secundario. Despreciando así las pérdidas y considerando la instalación como sistema ideal.

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ref} = \dot{m}_{water} \cdot \Delta h_{water} \quad \text{Ecuación 3-2}$$

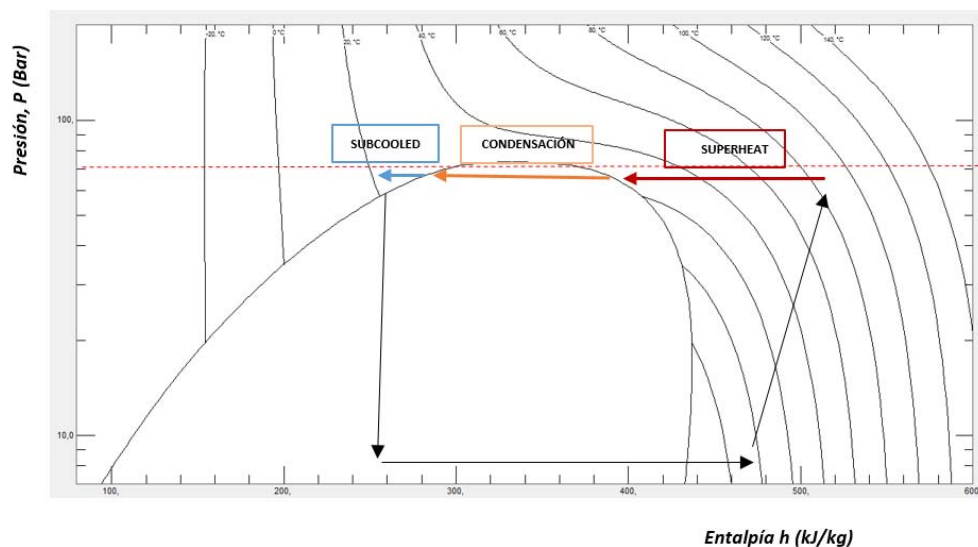


Figura 3-1 Fases en proceso desrecalentamiento CO2

---

MEMORIA

El coeficiente de convección en el lado del CO<sub>2</sub> se ha determinado despejando  $h_{CO_2}$  de la Ecuación 3-4 aplicando para ello la Ecuación 3-2 y la Ecuación 3-5

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{Ecuación 3-3}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{CO_2}} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{wat}} \quad \text{Ecuación 3-4}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\left( (T_{in_{CO_2}} - T_{out_{wat}}) - (T_{out_{CO_2}} - T_{in_{wat}}) \right)}{\ln \left( \frac{(T_{in_{CO_2}} - T_{out_{wat}})}{(T_{out_{CO_2}} - T_{in_{wat}})} \right)} \quad \text{Ecuación 3-5}$$

Finalmente, para determinar las variables termodinámicas se ha empleado el software *Refprop*, que ha permitido obtener valores de entalpía, densidad, viscosidad, etc. para cada uno de los fluidos conociendo dos propiedades de éste.

### 3.2.3. Pautas para la determinación del coeficiente de transferencia de calor del CO<sub>2</sub>.

El estudio se ha dividido en el análisis en condiciones transcíticas y en condensación. De este modo, se consigue analizar el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor para el caso en el que el refrigerante se encuentra en una única fase, o por el contrario si se encuentra en estado bifásico, es decir, cuando el fluido se encuentra dentro de la campana de saturación., Figura 3-1

Para ello, se han recopilado las correlaciones más oportunas dentro de la extensa bibliografía relativa a aquellas que permiten determinar el coeficiente de transferencia de calor. Se ha intentado localizar ecuaciones que se ajustasen a las características de la instalación tanto geométricas como físicas; en su defecto, se han escogido correlaciones que se ajustaban para ensayos similares.

## MEMORIA

El procedimiento seguido para poder aplicar las correlaciones, ha consistido en primer lugar en el tratamiento y ajuste de datos, tal como se mencionaba en apartados anteriores. Tras procesar los datos, se ha dividido el volumen de control del *gas cooler* en pequeños fragmentos, con el fin de analizar la transición de las propiedades del refrigerante, experimentada desde que éste entra hasta que sale del intercambiador. Finalmente, se han estudiado las características termofísicas de los fluidos empleados para cada uno de los subvolúmenes de estudio y se han aplicado las ecuaciones analizadas en el apartado 3.2.4.

La subdivisión del volumen total intercambiador en pequeños volúmenes de control ha permitido la linealización de las propiedades del refrigerante durante su enfriamiento. Para ello, se ha tenido en cuenta el artículo de R. Cabello, en el que se muestra cómo el comportamiento de las propiedades del agua en el intervalo de intercambio del *gas-cooler* siguen un comportamiento lineal mientras que las del CO<sub>2</sub> no, Figura 3-2.

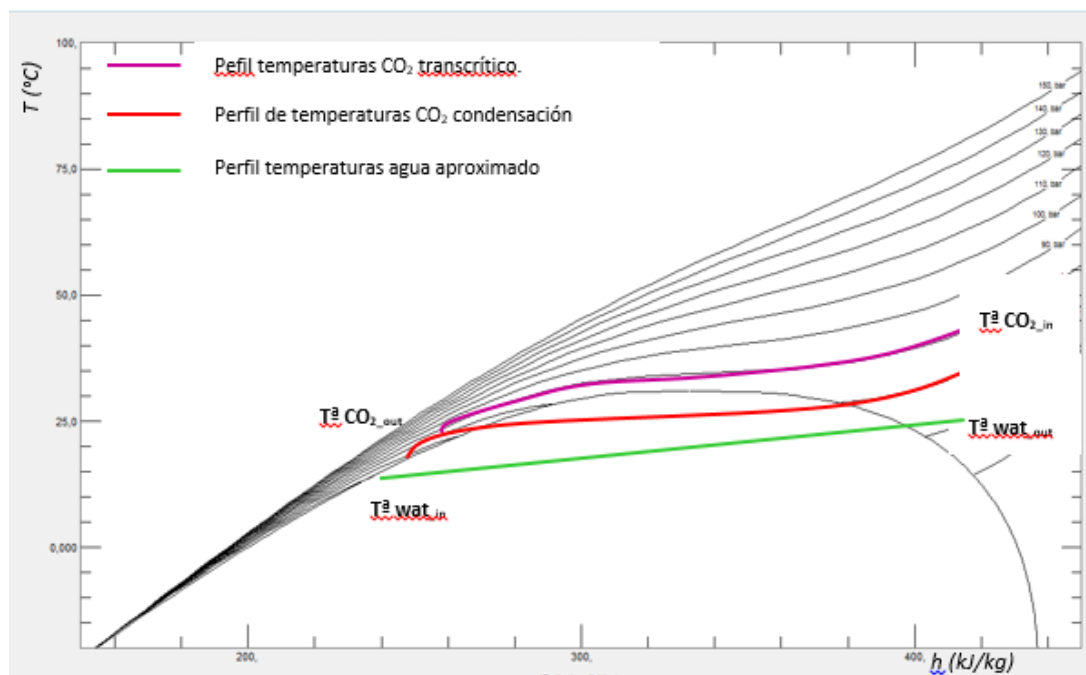


Figura 3-2 Evolución de temperaturas del CO<sub>2</sub> en el interior del intercambiador vs. agua.

---

## MEMORIA

Para ello, partiendo de las entalpías de entrada y salida del agua, obtenidas a partir de temperatura y presión registrada mediante las sondas instaladas, se ha dividido el tramo en  $n$  trozos iguales, en los que el salto entálpico ha sido el mismo, Ecuación 3-6; y conociendo la variación de entalpía para cada tramo, y la temperatura de entrada en la subdivisión, se ha determinado la temperatura del agua a la salida, Ecuación 3-7 y potencia absorbida para dicho volumen Ecuación 3-8.

$$\Delta i_{wat} = \frac{i_{out\_wat} - i_{in\_wat}}{n} \quad \text{Ecuación 3-6}$$

$$Temperature = (water; units; "PH"; Pressure; i_{out\_wat} - \Delta i_{wat}) \quad \text{Ecuación 3-7}$$

$$Q_{wat} = \dot{m}_{wat} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad \text{Ecuación 3-8}$$

Conociendo todas las características del agua para cada trozo de estudio, se han determinado las del dióxido de carbono, teniendo en cuenta la Ecuación 3-2, obteniendo en primer lugar la entalpía correspondiente Ecuación 3-8, y a partir de ésta y conociendo la presión adquirir la temperatura y características termofísicas del CO<sub>2</sub>, para cada subdivisión.

Finalmente, se han establecido las propiedades de cada uno de los fluidos en la superficie de contacto entre ambos Figura 3-3, empleando en primer lugar la Ecuación 3-9 para determinar la temperatura de la pared intermedia, y a continuación, conociendo la presión a la que se encuentra cada uno de los fluidos obtener cada una de las propiedades térmicas mediante el software *Refprop*.

MEMORIA

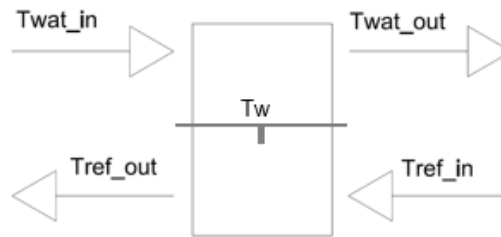


Figura 3-3 Esquema Volumen de control individual

$$T_w = \frac{(T_{ref}) + (T_{wat})}{2} \quad \text{Ecuación 3-9}$$

**3.2.3.1. Análisis Zona Transcrítica:**

Tras tener determinadas las características de los fluidos en todo el intervalo del intercambiador, se han aplicado las correlaciones de estudio del coeficiente de transferencia del CO<sub>2</sub> expuestas en el epígrafe 3.2.4.2, y la del caso del agua 3.2.4.1, para cada uno de los volúmenes de control, obteniéndose de este modo  $n$  coeficientes de convección para cada fluido obteniendo definitivamente un coeficiente global promediado, correspondiente al refrigerante y otro para el agua, Ecuación 3-11.

$$\bar{h} = \frac{\sum h_i}{n} \quad \text{Ecuación 3-10}$$

$$\varepsilon (\%) = \frac{U_{teór} - U_{exp}}{U_{exp}} \quad \text{Ecuación 3-11}$$

Para terminar el estudio del coeficiente de transferencia del CO<sub>2</sub> en condiciones transcríticas se ha calculado la potencia cedida mediante la Ecuación 3-3 y la Ecuación 3-4. Comparando los valores de este modo alcanzados con los obtenidos experimentalmente, determinando el error respecto a este último con la Ecuación 3-10.

MEMORIA

**3.2.3.2. Análisis Zona Condensación:**

El análisis del coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono en la zona de condensación comprende por una parte aplicar correlaciones aptas para la zona monofásica (gas recalentado y líquido subenfriado), y por otra, funciones aplicables para la zona bifásica, comprendida entre los límites de líquido y gas saturado.

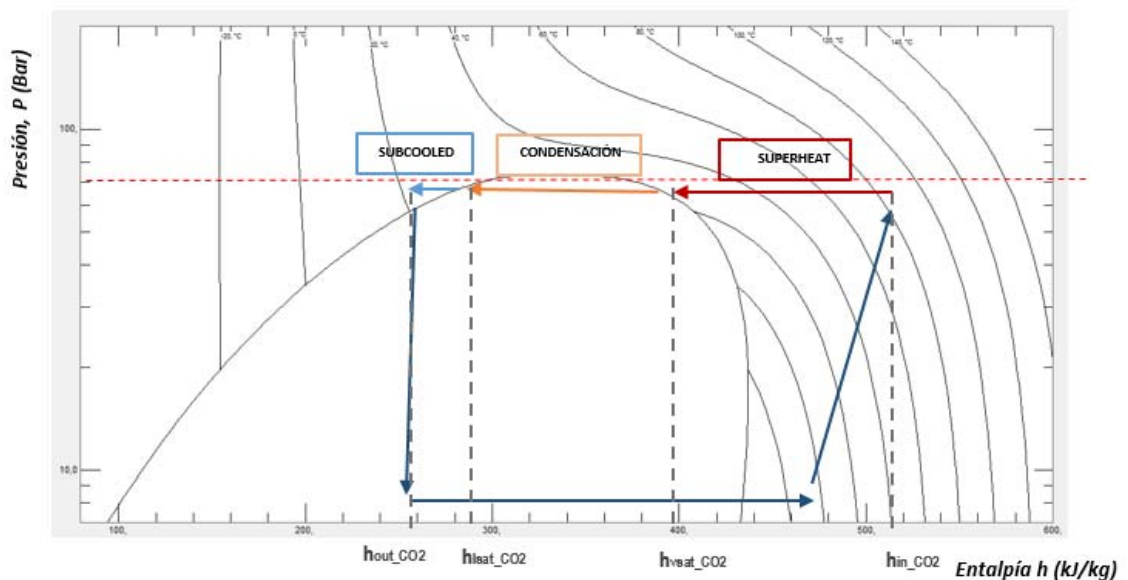


Figura 3-4 Proceso de enfriamiento del CO2 durante el proceso de condensación

Puesto que el análisis en condensación se ha realizado en condiciones muy próximas a la zona transcítica, se ha decidido aplicar las mismas correlaciones para la zona monofásica que las empleadas en el estudio supercrítico, apartado 3.2.4.2; por otra parte, para analizar la zona de cambio de fase se han aplicado las ecuaciones expuestas en el punto 3.2.4.3. El objeto de este punto es poder determinar la combinación de ecuaciones más conveniente que permita determinar el coeficiente de transferencia global en estas condiciones.



## MEMORIA

El método empleado es similar al empleado por Hayes et al [2]. En primer lugar se han determinado las características del refrigerante en condiciones de gas y líquido saturado ( $x=0$  para el caso de vapor y  $x=1$  para el líquido), Ecuación 3-12. Teniendo la entalpía para cada zona, se ha calculado la potencia cedida en cada una de ellas conforme a la Ecuación 3-8 y obteniendo la potencia de condensación  $Q_{cond}$  mediante la Ecuación 3-13.

$$Enthalpy = (co2; "units"; "PQ"; Pressure; x) \quad \text{Ecuación 3-12}$$

$$Q = Q_{sup} + Q_{cond} + Q_{sub} \quad \text{Ecuación 3-13}$$

Por otra parte, y teniendo presente la linealidad en las propiedades del agua en el intervalo de intercambio tal y como se comentaba anteriormente, se han determinado las características en los puntos intermedios Figura 3-5, Ecuación 3-14 y Ecuación 3-15.

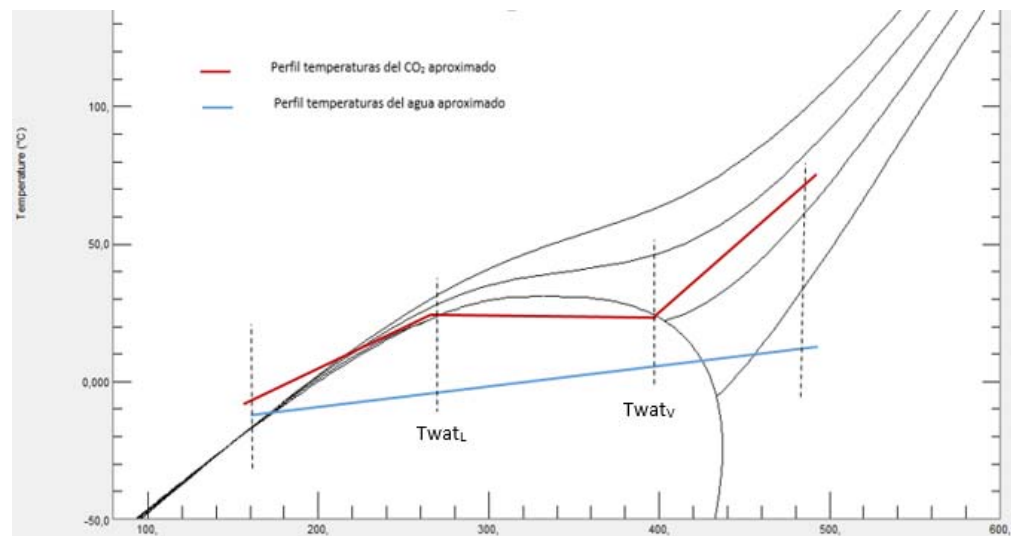


Figura 3-5 Determinación temperaturas intermedias del agua.

---

MEMORIA

$$T_{wat\_V} = T_{wat\_in} - \frac{Q_{sup}}{\dot{m}_{wat} \cdot cp_{wat}} \quad \text{Ecuación 3-14}$$

$$T_{wat\_L} = T_{wat\_out} + \frac{Q_{sub}}{\dot{m}_{wat} \cdot cp_{wat}} \quad \text{Ecuación 3-15}$$

$$A_{sup} = \frac{Q_{sup}}{U_{sup} \cdot \Delta Tlm_{sup}} \quad \text{Ecuación 3-16}$$

$$A_{sub} = \frac{Q_{sub}}{U_{sub} \cdot \Delta Tlm_{sub}} \quad \text{Ecuación 3-17}$$

$$A_{tot} = A_{sup} + A_{cond} + A_{sub} \quad \text{Ecuación 3-18}$$

$$U_{cond} = \frac{Q_{cond}}{A_{cond} \cdot \Delta Tlm_{cond}} \quad \text{Ecuación 3-19}$$

Finalmente, se ha calculado el área de intercambio que correspondería a cada zona, aplicando las ecuaciones Ecuación 3-16 y Ecuación 3-17, que han permitido obtener el área de condensación aplicable para la determinación del coeficiente de transferencia global en la zona bifásica Ecuación 3-19. El salto de temperaturas logarítmico ( $\Delta Tlm$ ), se ha calculado del mismo modo que en la Ecuación 3-5, seleccionando las temperaturas de entrada y salida correspondientes para cada una de las regiones.

Al igual que en el estudio del coeficiente de transferencia para la zona transcítica, para el cálculo del coeficiente de convección por parte del agua se ha empleado la correlación expuesta en el apartado 3.2.4.1, calculándose un coeficiente de transferencia de calor para cada una de las subzonas en las que se ha dividido el presente apartado ( $h_{superheat}$ ,  $h_{condensación}$ ,  $h_{subcooled}$ ) tanto para el caso del refrigerante como del agua.

---

## MEMORIA

Esta metodología posiblemente arrastrará los errores propios de cada una de las correlaciones aplicadas para determinar el coeficiente de transmisión de calor tanto en recalentamiento como subenfriamiento, y por otra parte el error propio de la correlación aplicada para la zona de condensación, no obstante, ha sido la forma que se ha considerado más oportuna para calcular el coeficiente de película en el CO<sub>2</sub> para tales condiciones.

### 3.2.4. Correlaciones aplicadas.

#### 3.2.4.1. Correlación agua.

Con el fin de obtener la correlación más idónea que permita determinar el coeficiente de transferencia del dióxido de carbono, intentando desvincular al máximo la influencia del agua circulante como fluido secundario, se ha empleado una correlación con un rango de aplicabilidad extenso y que a su vez ofrece errores no demasiado elevados para el caso del agua. Además se ha estimado que la absorción de calor en dicho fluido sigue un trazado lineal, debido al rango de temperaturas y presión de trabajo del mismo.

La ecuación seleccionada ha sido la de Wanniarachchi, Ratman et al. (1995), que permite obtener coeficientes de transferencia de calor para fluidos en un amplio rango de número de Reynolds y en función del ángulo de *Chevron* del intercambiador. Por otra parte, y de acuerdo con el proyecto de González Nerga [106], el margen de error para el caso del agua circulando con Reynolds bajos está comprendido entre el 10 y el 28%, considerándose por este motivo apropiada para el objetivo buscado.

La correlación de Wanniarachchi [17], toma como base la de Bond (1981), una de las primeras en tener en cuenta las características geométricas de la placa, y los datos aportados por Heavner et al. (1993). La ecuación posee una forma asintótica de tercer orden, tal como puede apreciarse en la Ecuación 3-20, reduciendo el error entre

---

MEMORIA

parámetros que ofrecen un comportamiento asintótico de distinto orden de magnitud, y no siendo preciso que dentro de la serie haya convergencia.

$$Nu = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17} \quad \text{Ecuación 3-20}$$

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \phi^{0,661} \cdot Re^{0,339} \quad \text{Ecuación 3-21}$$

$$Nu_t = 12,6 \beta^{-1,142} \cdot \phi^{1-m} \cdot Re^m \quad \text{Ecuación 3-22}$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta \quad \text{Ecuación 3-23}$$

Para la obtención del coeficiente de transferencia de calor por la parte del agua se ha tenido en cuenta:

$$h_{water} = \frac{Nu \cdot k_{placas}}{D_h} \quad \text{Ecuación 3-24}$$

$$Re = \frac{G_m \cdot D_h}{\mu} \quad \text{Ecuación 3-25}$$

$$G_m = \frac{\dot{m}}{N_{cp} \cdot b \cdot L_w} \quad \text{Ecuación 3-26}$$

### 3.2.4.2. Correlaciones CO2 transcrito.

Para el estudio del coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono, se han evaluado las formuladas por los autores expuestos a continuación. En su mayoría, no son específicas para el refrigerante empleado, o para la geometría en concreto, ya que como algunos autores apuntan, el calor transmitido depende del flujo y características térmicas del fluido, y por lo tanto teniendo el diámetro hidráulico de paso, se consigue homogeneizar las geometrías. Los estudios evaluados han sido:

---

MEMORIA

- Bogaert y Bölcs (1995).
- Son y Park (2006).
- Hayes, Jokar y Ayub (2010).
- Forooghi y Hooman (2014).

La gran mayoría de correlaciones existentes en la bibliografía se basan en la de Dittus-Boelter (1930), formulada para convección de fluidos con flujo interno turbulento. Ecuación 3-27. Empleando la Ecuación 3-25 y la Ecuación 3-28 para obtener el número de Reynolds ( $Re$ ) y Prandtl ( $Pr$ ), respectivamente.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.28} \cdot Pr^n \quad \text{Ecuación 3-27}$$

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k} \quad \text{Ecuación 3-28}$$

- **Bogaert y Bölcs (1995).**

La correlación realizada por Bogaert y Bölcs (1995) [9] está desarrollada para intercambiadores de placas, pudiéndose aplicar en un amplio rango de números de Reynolds, no es específica para  $CO_2$  ni para el caso de fluidos en condiciones supercríticas. Ésta, Ecuación 3-29, establece una influencia variable entre el número de Prandtl y él mismo; y por otra parte, entre la viscosidad y el número de Reynolds.

Según el libro *Compact Heat exchangers for energy transfer intensification* [18], la correlación se aproxima bastante a los resultados experimentales en un rango de número de Reynolds de  $200 > Re > 40$ , donde la desviación no excede del 2,1%. Los resultados experimentales correspondían con un intercambiador de placas con ángulo

MEMORIA

de inclinación  $\beta=68^\circ$ , factor de alargamiento  $\phi=1,2$  y trabajando con aceite mineral *NUUTO H 5*, y agua.

$$Nu = B_1 \cdot Re^{B_2} \cdot Pr^{C_1} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{C_2} \quad \text{Ecuación 3-29}$$

$$C_1 = \frac{1}{3} e^{\left(\frac{6,4}{Pr+30}\right)} \quad \text{Ecuación 3-30}$$

$$C_2 = \frac{0,3}{(Re + 6)^{0,125}} \quad \text{Ecuación 3-31}$$

Los coeficientes  $B_1$  y  $B_2$ , dependen del flujo en el interior de los canales correspondiendo con los valores presentes en la Tabla 3-3 Coeficientes correlación Bogaert & Bölcs.

	B1	B2
<b>0 ≤ Re &lt; 20</b>	0,4621	0,4621
<b>Re = 20</b>	1,7320	0
<b>20 &lt; Re &lt; 50</b>	0,0875	1
<b>Re = 50</b>	4,4	0
<b>50 &lt; Re &lt; 80</b>	0,4223	0,6012
<b>Re = 80</b>	5,95	0
<b>80 &lt; Re</b>	0,26347	0,7152

Tabla 3-3 Coeficientes correlación Bogaert & Bölcs.

---

MEMORIA

- **Son y Park (2006).**

La correlación de Son y Park (2006) [8], está desarrollada para determinar el coeficiente de transferencia de calor del CO<sub>2</sub> durante el proceso de gas-cooling en un intercambiador de tubos dispuesto horizontalmente, con agua como fluido secundario, obteniendo un error promedio del 4,23% para dicha instalación.

Para la aplicación de la ecuación de Son debe tenerse en cuenta si la temperatura del fluido se encuentra por encima o por debajo de la temperatura crítica, aplicándose la Ecuación 3-32, si temperatura es mayor o Ecuación 3-33, si es menor.

$$T/T_{pc} > 1 \quad Nu = Re^{0,55} \cdot Pr^{0,23} \cdot \left(\frac{cp}{cp_w}\right)^{0,15} \quad \text{Ecuación 3-32}$$

$$T/T_{pc} \leq 1 \quad Nu = Re^{0,35} \cdot Pr^{1,9} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_w}\right)^{-1,6} \cdot \left(\frac{cp}{cp_w}\right)^{-3,4} \quad \text{Ecuación 3-33}$$

- **Hayes, Jokar y Ayub (2010).**

Dichos autores [2], presentan una adaptación de la ecuación de Manglik y Muley, ajustando los coeficientes a la instalación analizada por los mismos. La correlación empleada en su estudio es para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de placas, en la que circula CO<sub>2</sub> y *Dynalene* como fluido secundario. Su aplicación es para cuando el fluido se encuentra en una única fase sin estar contemplada la idoneidad en condiciones transcíticas. El error que presenta dicha correlación, según los estudios realizados por Hayes et al., es entorno al 5%.

$$Nu = C \cdot Re^p \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad \text{Ecuación 3-34}$$

MEMORIA

Los coeficientes empleados se seleccionan en función del ángulo de inclinación de las placas ( $\beta$ ), agrupándose según la tipología de los platos H, M y L explicada en el apartado 1.5.2.

Tipo de plato \ Coeficientes	L	M	H
<b>C</b>	0,134	0,214	0,240
<b>p</b>	0,712	0,698	0,724

Tabla 3-4 Coeficientes correlación Hayes y Jokar.

- **Forooghi y Hooman (2014).**

En dicho estudio [1], se analiza el coeficiente de transferencia de calor para una instalación con intercambiadores de placas trabajando con dióxido de carbono en condiciones transcriticals. La correlación empleada para el estudio es la de Jackson y Hall (1979) en la que se incluye el efecto de las condiciones de pared.

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot \left(\frac{c_p}{c_{p,b}}\right)^{0,5} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0,3} \quad \text{Ecuación 3-35}$$

Los coeficientes aplicados han sido los presentados en la Tabla 3-5

		C	n	m
<b><math>\beta=30</math></b>	<b>Okada et al. (1972)</b>	0,157	0,66	0,4
	<b>Thonon (1975)</b>	0,2267	0,631	0,33
	<b>Forooghi et al. (2014)</b>	0,09	0,74	0,35



MEMORIA

$\beta=30$	<b>Okada et al. (1972)</b>	0,327	0,65	0,4
	<b>Thonon (1975)</b>	0,2946	0,7	0,33
	<b>Forooghi et al. (2014)</b>	0,187	0,71	0,35

Tabla 3-5 Coeficientes correlación Jackson y Hall en diferentes ensayos.

### 3.2.4.3. Correlaciones CO2 bifásico.

Al igual que en el caso de las funciones estudiadas para el estado monofásico, en la zona comprendida entre los límites de saturación de líquido o vapor, se ha intentado que las correlaciones analizadas se aproximaran a las características de la instalación, considerando las detalladas a continuación y siguiendo el procedimiento descrito en el apartado 2.

- Nusselt (1916)
  - Shah (1978)
  - Würfel y Ostrowski (2003)
  - Hayes y Jokar (2010)
- **Nusselt (1916).**

La correlación de Nusselt [19], Ecuación 3-36, tiene en cuenta el efecto de la gravedad en superficies verticales con flujo laminar y subenfriamiento despreciable, asumiendo una distribución lineal del gradiente de temperaturas

---

MEMORIA

$$h = 5,1 \cdot \left[ \frac{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot k_L^3}{\mu_L \cdot \dot{m} \cdot D_h} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 3-36}$$

- **Sha (1978).**

La presentada por Sha [20] , Ecuación 3-37, está desarrollada para predecir el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación en el interior de intercambiadores de tubos dispuestos tanto en horizontal como en vertical, ensayándose para un amplio listado de refrigerantes., y rango de velocidades.

Mediante la correlación se determina el coeficiente de transferencia de calor local para fluido bifásico, debiéndose integrar en toda la longitud del intercambiador para obtener el coeficiente global. No obstante, el propio autor establece que en ciclos donde se dé la condensación completa, es decir, de  $x=1$  a  $x=0$ , puede obtenerse el coeficiente global simplemente sustituyendo el título de vapor  $x$  por 0,5.

$$h_{cond,L} = h_L \cdot \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] \quad \text{Ecuación 3-37}$$

$$h_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot k_L / Dh \quad \text{Ecuación 3-38}$$

MEMORIA

- **Würfel y Ostrowski (2010).**

Würfel y Ostrowski [21] proponen una correlación para intercambiadores de placas empleando *n-heptano* y agua, similar a la ecuación de Dittus-Boelter Ecuación 3-27, e incluyendo el Reynolds hidráulico introducido por otros autores como Wang-Zhao o Yan-Liao. El error medio establecido por los autores es del 30%.

$$Nu_{cond} = C \cdot Re_h^m \cdot Pr_L^{0,33} \quad \text{Ecuación 3-39}$$

$$Re_h = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_L} \quad \text{Ecuación 3-40}$$

$$G_{eq} = \dot{m} \cdot \left[ (1 - x) + x \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^n \right] \quad \text{Ecuación 3-41}$$

Al igual que en el caso de Sha, para ciclos completos de condensación el valor de *x* puede considerarse 0,5.

Platos	C	m	n
<b>H</b>	3,77	0,43	0,14
<b>M</b>	3,2	0,46	0,3
<b>L</b>	0,325	0,62	0,4

Tabla 3-6 Coeficientes correlación Würfel y Ostrowski

MEMORIA

• **Hayes y Jokar (2010).**

La correlación aplicada por Hayes y Jokar [2], corresponde con el estudio llevado a cabo para condensación del dióxido de carbono en intercambiadores de placas, realizado por los mismos autores. En ella el coeficiente de transmisión de calor queda en función de once variables que determinan las propiedades térmicas del refrigerante. Además se ajusta a las características geométricas de las placas mediante los coeficientes C1 al C7.

$$Nu_{cond} = C1 \cdot Re^{C2} \cdot Pr_L^{C3} \cdot B1^{C4} \cdot B2^{C5} \cdot B3^{C6} \cdot B4^{C7} \quad \text{Ecuación 3-42}$$

$$B1 = \frac{G^2}{\rho_L^2 \cdot cp \cdot (T_b - T_w)} \quad \text{Ecuación 3-43}$$

$$B2 = \frac{\rho_L^2 \cdot i'_{fg}}{G^2} \quad \text{Ecuación 3-44}$$

$$B3 = \frac{\rho_L \cdot \sigma_L}{\mu_L \cdot G} \quad \text{Ecuación 3-45}$$

$$B4 = \frac{\rho_L}{\rho_L - \rho_V} \quad \text{Ecuación 3-46}$$

$$i'_{fg} = (i_{sat_g} - i_{sat_l}) \cdot \left( 1 + 0,68 \cdot cp \cdot \left( \frac{T_b - T_w}{i_{sat_g} - i_{sat_l}} \right) \right) \quad \text{Ecuación 3-47}$$

Tipo plato	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
L	0,37	0,706	0,35	1,07	0,91	0,032	1,18
M	0,16	0,727	0,35	1,07	0,90	0,147	1,00
H	0,11	0,771	0,35	1,04	0,92	0,0105	2,00

Tabla 3-7 Coeficientes correlación Hayes y Jokar en función del ángulo  $\beta$ .



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

MEMORIA

4. RESULTADOS.

4.1. TEMPERATURA PSEUDOCRÍTICA

Las gráficas presentadas a continuación, muestran la variación en las propiedades térmicas durante el enfriamiento del CO<sub>2</sub> a través del *gas-cooler*, en función de la presión media. Se observa como a medida que aumenta la presión, el pico producido en el calor específico, Gráfico 4-1, y conductividad, Gráfico 4-2, se reduce llegando a ser prácticamente inapreciable, como es el caso del comportamiento para 90 bar.

Presiones de trabajo	90 bar	80 bar	75 bar
<b>Tª pseudocrítica</b>	40,08 °C	34,53 °C	31,60 °C

Tabla 4-1 Temperatura pseudocrítica según eq de Yang para distintas presiones de trabajo

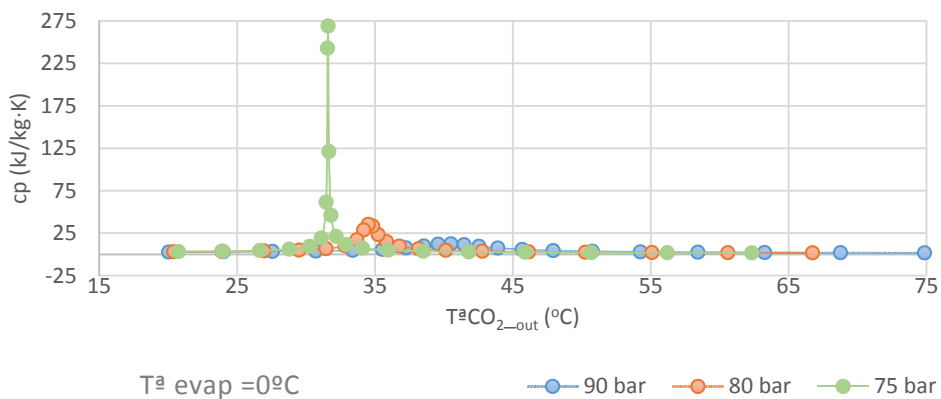


Gráfico 4-1 Variación de calor específico durante enfriamiento del CO<sub>2</sub> para presiones de trabajo y  $T_{\text{evaporación}} = 0^{\circ}\text{C}$

MEMORIA

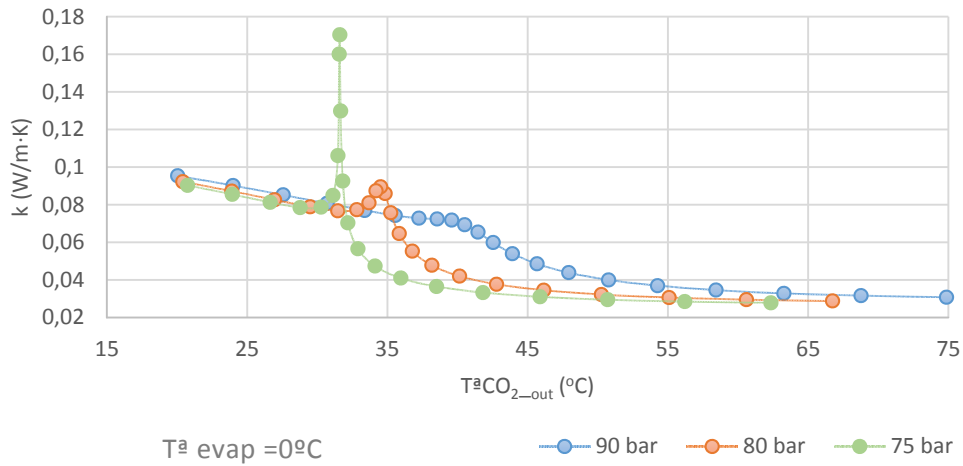


Gráfico 4-2 Variación en la conductividad durante enfriamiento del CO2 para presiones de trabajo y Tª evaporación de 0°C

Dentro de las propiedades térmicas que experimentan alteración en su comportamiento, se observa que el rango establecido por J. Yang de  $\pm 30\%$  es excesivo pudiéndose reducir incluso a un 10%.

$$0,90T_{pc} \leq T \leq 1,10T_{pc} \quad \text{Ec.3.10}$$

Por lo que respecta a otras propiedades físicas como densidad y viscosidad del CO<sub>2</sub> y su comportamiento en torno al rango de temperaturas de enfriamiento, se aprecia un marcado descenso en estas propiedades en las inmediaciones del punto pseudocrítico, Gráfico 4-3 a ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.. Estas características favorecen a la transferencia de calor en la zona transcritical, necesitándose por lo tanto menor área de intercambio que en los procesos subcríticos.

MEMORIA

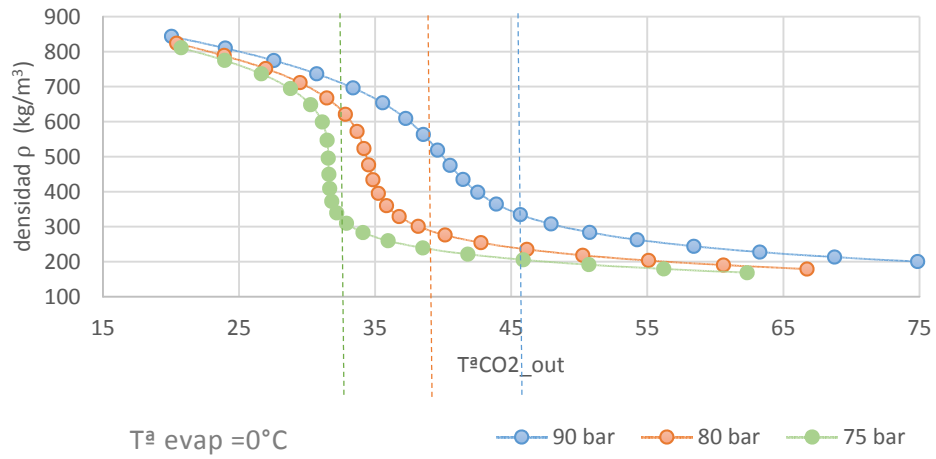


Gráfico 4-3 Densidad del CO2 durante enfriamiento, para presiones de trabajo

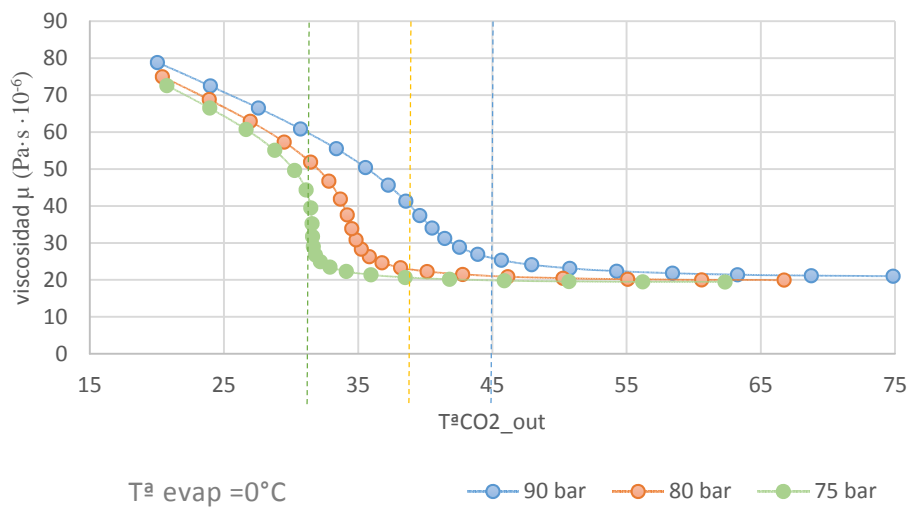


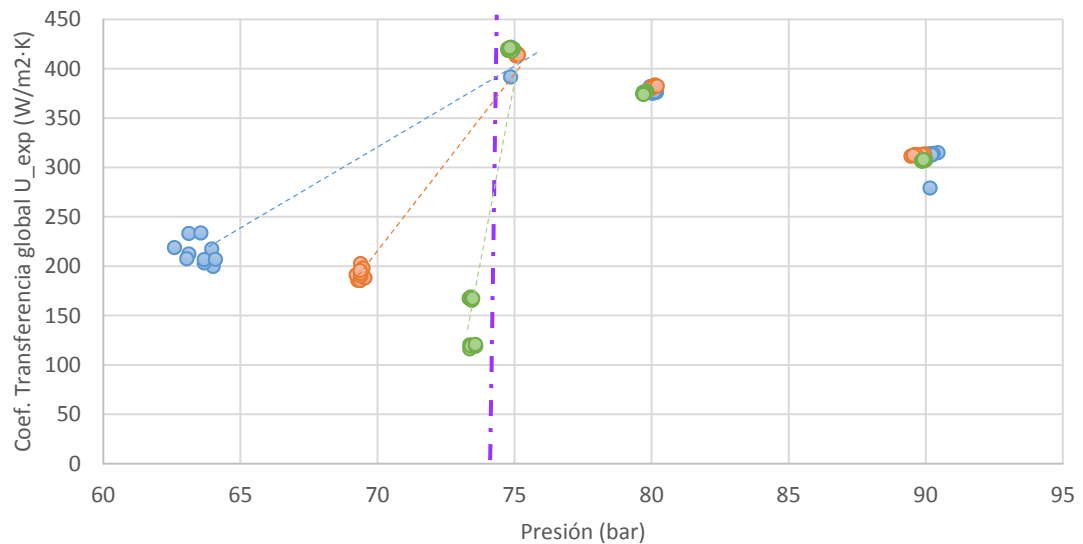
Gráfico 4-4 Viscosidad cinemática del CO2 durante enfriamiento, para presiones de trabajo y



MEMORIA

**4.2. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA GLOBAL EXPERIMENTAL.**

Del análisis del coeficiente global experimental obtenido para cada uno de los ensayos realizados y descritos en el apartado 0, se han obtenido los siguientes resultados:



$T^a_{evap} = 0^{\circ}C$

● 0°C - 20°C ● 0°C - 25°C ● 0°C - 29°C

Gráfico 4-5 Coeficiente de transferencia global experimental  $T^a$  evaporación  $0^{\circ}C$ , Separación entre zona transcrítica y condensación.

Para los ensayos a temperatura de evaporación de  $0^{\circ}C$ , Gráfico 1-1,, se observa que el comportamiento en la zona transcrítica es muy similar independientemente de la temperatura de entrada del fluido enfriante (agua).

Abriendo la *back-pressure* en su totalidad y permitiendo la expansión del refrigerante a zona bifásica; el ensayo realizado con temperatura de entrada del agua a  $20^{\circ}C$  es el que mayor descenso de presión experimenta, seguido del de a  $25^{\circ}C$  y finalmente el realizado con temperatura del agua a  $29^{\circ}C$  queda en una región muy próxima a la transcrítica.

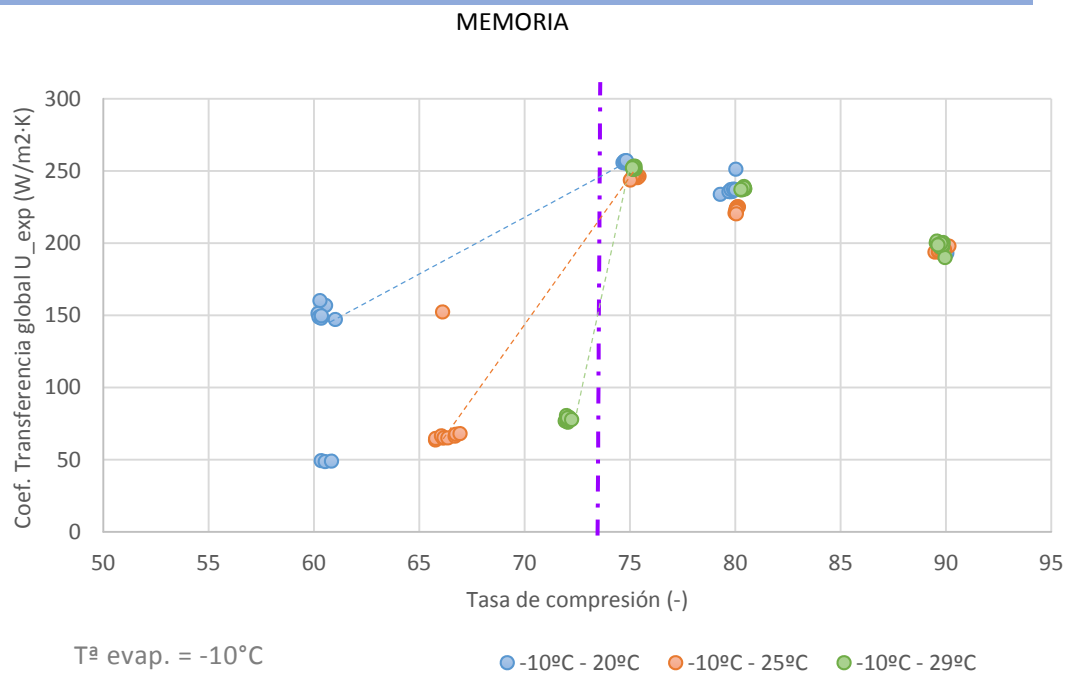


Gráfico 4-6 Coeficientes transferencia global experimental Tª evaporación -10°C  
Separación entre zona transcrítica y condensación.

En los ensayos realizados con temperatura de evaporación de -10°C, Gráfico 4-6, se aprecia un comportamiento similar a los ensayos con temperaturas de evaporación de 0°C. Para la zona transcrítica los resultados son independientes de la temperatura de entrada del fluido enfriante. Además el descenso de presiones alcanzado mediante la apertura total de la válvula presostática, es mayor para los ensayos cuya temperatura de entrada del agua es de 20°C, seguidos de los de 25°C y por último de los de 29°C que se encuentran muy próximos a la zona transcrítica del CO<sub>2</sub>.

#### 4.3. CORRELACIONES ZONA TRANSCRÍTICA.

El Gráfico 4-7, muestran la potencia de condensación obtenida mediante las diversas correlaciones planteadas en el apartado 3.2.4.2. **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** para la temperatura de evaporación de 0°C, frente a la potencia obtenida experimentalmente. Del mismo modo en el Gráfico 4-8, se observa la potencia cedida en el lado de altas presiones en función de las diferentes presiones de trabajo.

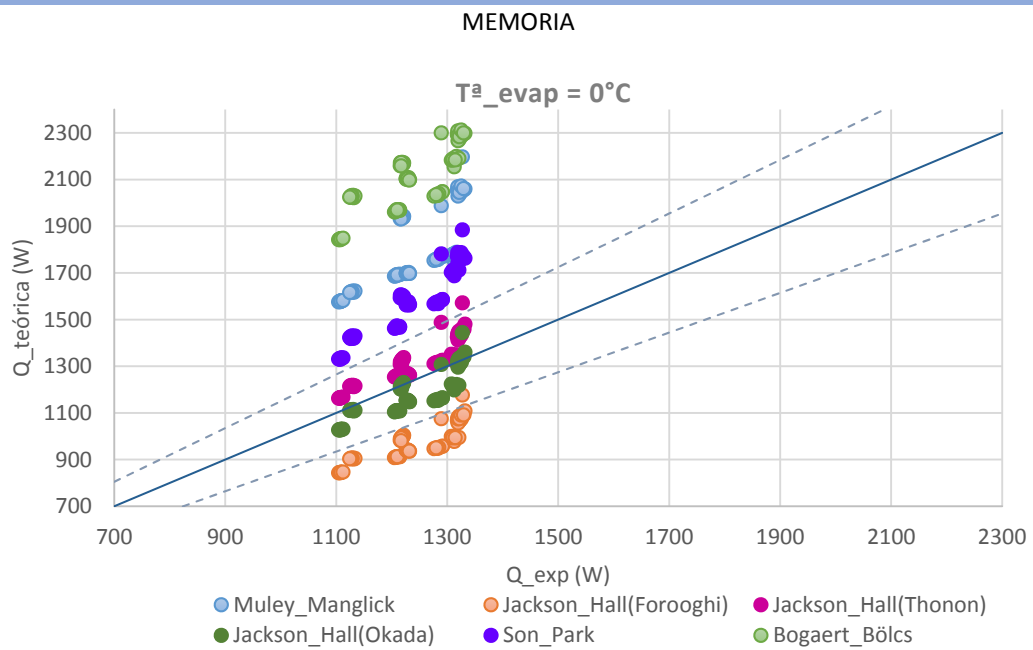


Gráfico 4-7 Comparación Q<sub>experimental</sub> vs. Q<sub>teórica</sub> para distintas correlaciones para T<sup>a</sup> evaporación de 0°C, margen ± 15%

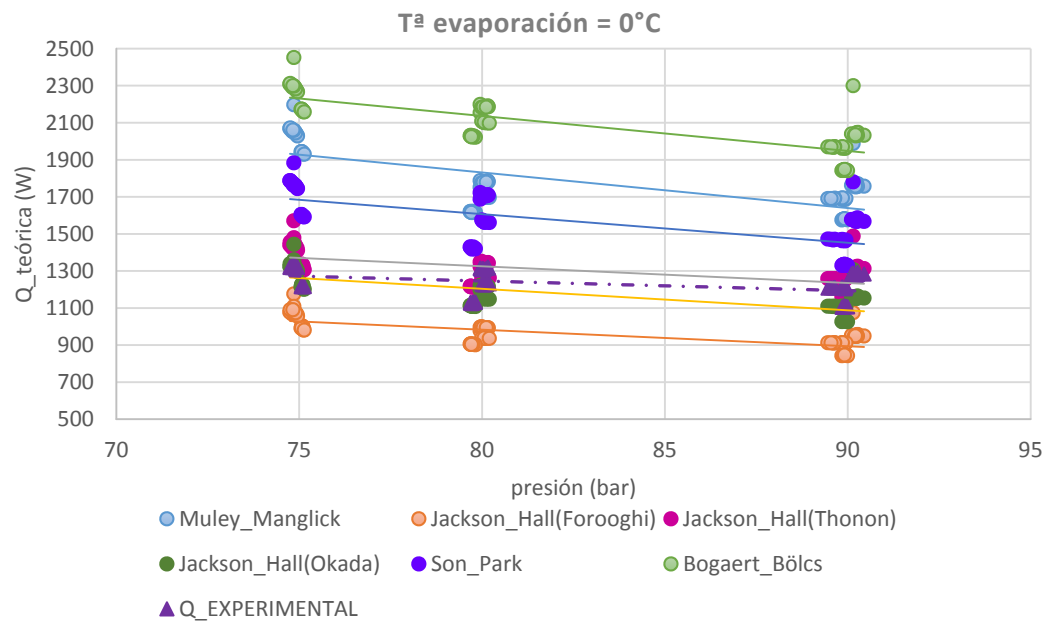


Gráfico 4-8 Potencia cedida en el lado de altas presiones frente a presiones de trabajo

## MEMORIA

Para la temperatura de evaporación de 0°C la correlación que mayor aproximación tienen a los valores experimentales es la de Jackson y Hall con los coeficientes de Thonon, aunque para presiones de 75 bar sería la de Jackson y Hall con coeficientes de Okada la que más ajustaría valores experimentales como teóricos, tal como se aprecia en las gráficas y en la Tabla 4-2. Aún así ambas correlaciones tienen un error inferior al 10%.

Presión lado de alta Tin <sub>wat</sub>	90 bar			80bar			75bar		
	20	25	29	20	25	29	20	25	29
<b>M&amp;M</b>	38,8%	39,7%	42,5%	35,4%	38,2%	43,4%	56,0%	59,1%	55,2%
<b>J&amp;H_F.</b>	25,0%	24,7%	23,8%	24,4%	23,6%	19,9%	17,9%	18,5%	18,4%
<b>J&amp;H_T.</b>	3,8%	3,9%	5,1%	2,3%	2,9%	7,64	9,7%	8,5%	9,0%
<b>J&amp;H_O.</b>	9,0%	8,4%	7,2%	7,3%	6,3%	1,5%	1,5%	0,5%	0,8%
<b>S&amp;P</b>	24,2%	21,3%	20,3%	30,0%	27,5%	26,2%	34,1%	31,1%	33,6%
<b>B&amp;B</b>	60,6%	62,6%	66,5%	66,3%	71,1%	79,6%	74,1%	77,8%	73,2%

Tabla 4-2 Error correlaciones con valores experimentales para Temp<sub>evap</sub> = 0°C

<b>M&amp;M</b>	Muley y Manglik estudio Hayes y Jokar
<b>J&amp;H_F.</b>	Jackson y Hall /coeficientes de Forooghi
<b>J&amp;H_T.</b>	Jackson y Hall /Coeficientes de Thonon
<b>J&amp;H_O.</b>	Jackson y Hall/Coeficientes Okada
<b>S&amp;P</b>	Son y Park
<b>B&amp;B</b>	Bogaert y Bölcs

Tabla 4-3 Nomenclatura correlaciones.

Por otra parte para los ensayos con temperatura de evaporación de -10°C pueden observarse los resultados de la potencia cedida en el lado de altas presiones, frente a potencia experimental, Gráfico 4-9, y frente a presiones de trabajo, Gráfico 4-9.

MEMORIA

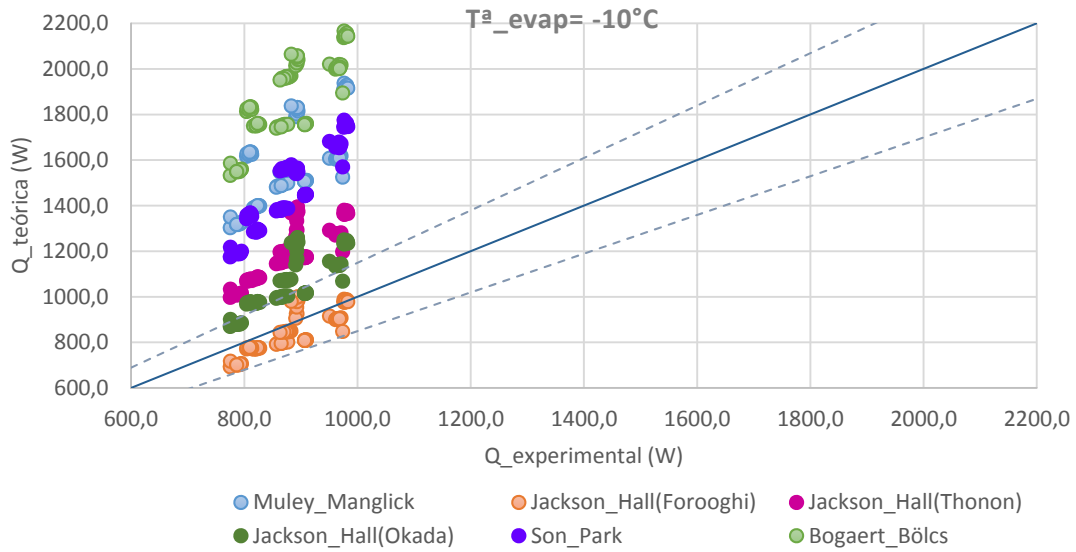


Gráfico 4-9 Comparación  $Q_{\text{experimental}}$  vs.  $Q_{\text{teórica}}$  para distintas correlaciones para  $T^{\text{a}}$  evaporación de  $-10^{\circ}\text{C}$ , margen  $\pm 15\%$

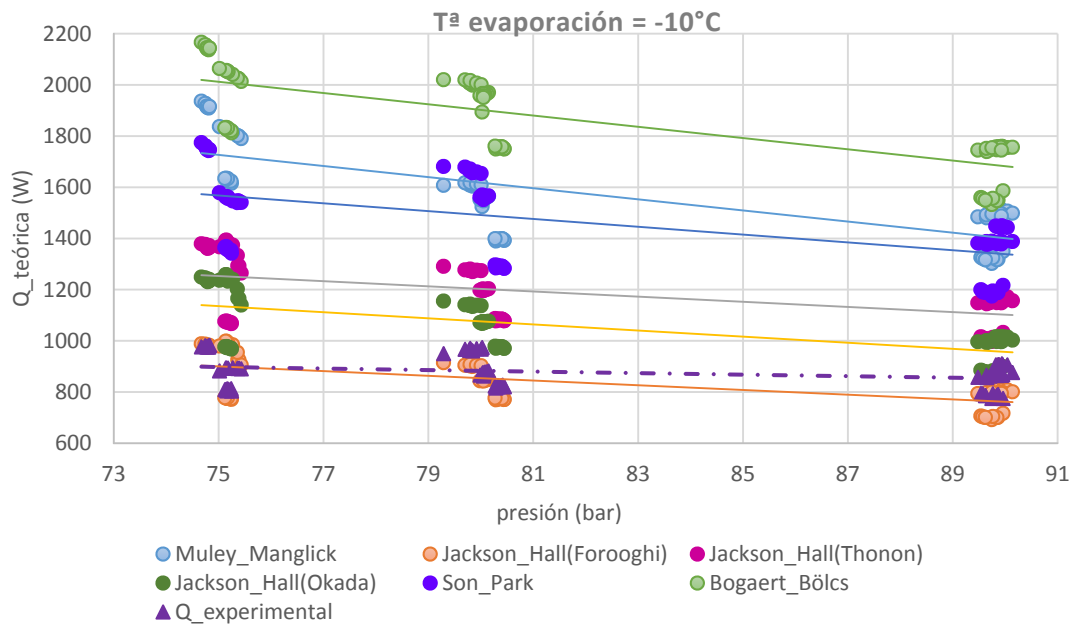


Gráfico 4-10 Potencia cedida en el lado de altas presiones frente a presiones de trabajo

## MEMORIA

Para dicha temperatura de evaporación ( $-10^{\circ}\text{C}$ ), la correlación que más se aproxima a los valores experimentales es la de Jackson y Hall con coeficientes de Forooghi, con errores inferiores al 10%. En la Tabla 4-4 observa el error cometido frente a resultados experimentales, para las distintas correlaciones.

Presión lado de alta $T_{in,wat}$	90bar			80bar			75bar		
	20	25	29	20	25	29	20	25	29
<b>M&amp;M</b>	66,1%	72,1%	68,0%	66,0%	78,2%	69,7%	96,1%	103,5%	101,3%
<b>J&amp;H_F.</b>	10,8%	8,0%	10,6%	6,9%	3,2%	6,0%	0,4%	8,1%	4,1%
<b>J&amp;H_T.</b>	29,2%	33,0%	28,6%	31,5%	37,3%	31,6%	39,9%	50,9%	32,7%
<b>J&amp;H_O.</b>	11,9%	15,4%	12,1%	17,4%	22,8%	18,5%	26,5%	36,2%	20,4%
<b>S&amp;P</b>	59,4%	59,8%	51,6%	71,6%	78,8%	56,7%	79,1%	74,2%	67,9%
<b>B&amp;B</b>	93,6%	102,0%	97,5%	107,0%	124,6%	113,3%	119,4%	128,8%	125,7%

Tabla 4-4 Error correlaciones con valores experimentales para  $Temp_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$

### 4.4. CORRELACIONES ZONA BIFÁSICA, CONDENSACIÓN.

Para analizar el comportamiento de las correlaciones en la zona bifásica se ha debido establecer una correlación óptima para la zona monofásica; para ello se han combinado las correlaciones analizadas en la zona transcrítica con las presentadas para la zona de condensación.

La correlación de Son y Park Ecuación 3-32, ha sido desestimada en la aplicación de las correlaciones para la zona monofásica, debido a que al valorarse el área de condensación, los resultados han sido negativos.

Los datos obtenidos en el análisis del coeficiente de transferencia del  $\text{CO}_2$  para condensación, no proporcionan resultados concluyentes. Tal como se observa en la Tabla 4-5, las correlaciones no muestran ninguna tendencia, proporcionando valores dispares entre sí, posiblemente por tratarse de puntos muy cercanos a la zona crítica del refrigerante, donde la variabilidad entre las características termofísicas a la entrada y salida es muy amplia.

MEMORIA

C.Monof. C. Cond.	Hayes&Jokar				Forooghi				Thonon				Okada				Bogaert			
	H&J	Sha	Wür	Nus	H&J	Sha	Wür	Nus	H&J	Sha	Wür	Nus	H&J	Sha	Wür	Nus	H&J	Sha	Wür	Nus
To=0°C T <sup>a</sup> w=20°C	30,1%	81,7%	12,6%	13,5%	81,6%	95,2%	75,2%	76,5%	60,6%	89,7%	47,0%	20,7%	70,1%	92,2%	59,7%	62,0%	26,8%	80,9%	11,9%	12,4%
To=0°C T <sup>a</sup> w=25°C	6,6%	66,2%	49,2%	19,7%	65,1%	87,5%	44,7%	55,6%	42,5%	79,4%	12,2%	14,9%	50,1%	82,1%	21,5%	36,6%	4,0%	64,7%	55,7%	24,8%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=20°C	52,1%	94,0%	62,9%	60,5%	93,4%	99,2%	94,9%	94,6%	76,3%	97,0%	81,6%	69,7%	83,2%	97,9%	87,0%	86,2%	49,6%	93,7%	61,1%	58,5%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=25°C	12,4%	59,7%	70,9%	38,2%	37,5%	76,0%	15,9%	21,0%	21,4%	69,9%	34,4%	68,7%	24,8%	71,2%	29,8%	11,1%	14,4%	58,6%	74,8%	41,2%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=29°C	52,1%	94,0%	62,9%	60,5%	93,4%	99,2%	94,9%	94,6%	76,3%	97,0%	81,6%	69,7%	83,2%	97,9%	87,0%	86,2%	49,6%	93,7%	61,1%	58,5%

Tabla 4-5 Error correlaciones condensación + monofásico respecto a valores experimentales

Correlaciones monofásico		Correlaciones bifásico	
<b>H&amp;H</b>	Hayes&Jokar	<b>H&amp;H</b>	Hayes y Hokar
<b>J&amp;H_F.</b>	Jackson y Hall /coeficientes de Forooghi	<b>Sha</b>	Sha
<b>J&amp;H_T.</b>	Jacksony Hall /Coeficientes de Thonon	<b>Wür</b>	Würfel
<b>J&amp;H_O.</b>	Jackson y Hall/Coeficientes Okada	<b>Nus</b>	Nusselt
<b>B&amp;B</b>	Bogaert y Bölcs		

Tabla 4-6. Correlacions aplicadas

## MEMORIA

La combinación de correlaciones de monofásico y bifásico propuesta por Hayes et al. [2], no muestra los resultados esperados con un error menor al 10% como exponen los autores.

Por otra parte, teniendo en cuenta la metodología aplicada, el área correspondiente a intercambio en condiciones de gas recalentado (*superheat*), muestra valores elevados, comparando con los obtenidos mediante la Ecuación 4-1; hecho que hace pensar que tal vez la hipótesis planteada de aplicar correlaciones adecuadas para la zona transcítica, para el estudio de gas recalentado, no sea adecuada. Es por ello, que se ha comprobado el comportamiento de las correlaciones planteadas para zona bifásica empleando como área recalentada necesaria para poder despejar el área de condensación y determinar el coeficiente de transferencia global Ecuación 3-19, los valores obtenidos aplicando la Ecuación 4-1, datos presentes en el Anexo A1.

$$Q_{Sub} = A_{Sub} \cdot h_{SH\_wat} \cdot (\overline{T_w} - \overline{T_{wat}}) \quad \text{Ecuación 4-1}$$

Aplicando dicha hipótesis, se observa que la correlación de Hayes y Jokar tiene un comportamiento más lineal, a pesar de que los errores siguen siendo elevados, en torno al 28%. El resto de correlaciones planteadas en el presente estudio no se adaptan demasiado bien al comportamiento del CO<sub>2</sub> dentro de la campana de saturación.

C. Condensación	Hayes&Hokar	Sha	Würfel	Nusselt
To=0°C T <sup>a</sup> w=20°C	7,3%	73,4%	36,6%	29,1%
To=0°C T <sup>a</sup> w=25°C	25,0%	56,1%	93,7%	55,5%
To=0°C T <sup>a</sup> w=29°C	19,0%	32,3%	102,5%	28,4%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=20°C	36,6%	91,1%	42,0%	31,4%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=25°C	29,3%	91,2%	45,3%	41,8%
To=-10°C T <sup>a</sup> w=29°C	28,0%	52,8%	98,6%	57,2%

Tabla 4-7 Errores correlaciones condensación obviando influencia de correlaciones zona monofásica



MEMORIA

Correlaciones condensación vs. Valores experimentales

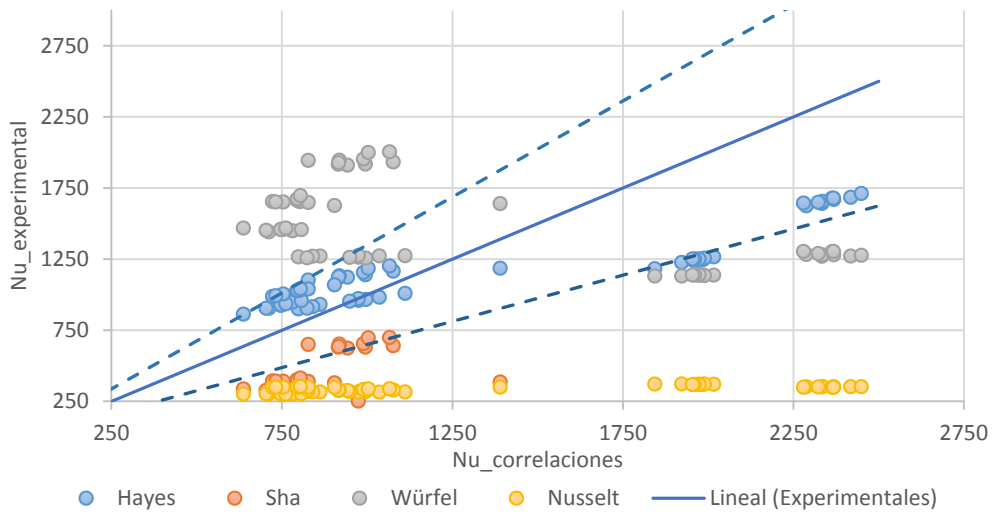


Gráfico 4-11 Nu aplicando correlaciones vs. Nu a partir de Ecuación 4-1.

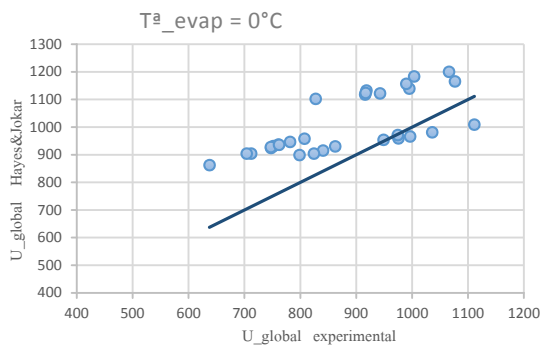


Gráfico 4-12 Coeficiente transferencia global correlación Hayes&Jokar frente valores hipótesis Ecuación 4 1

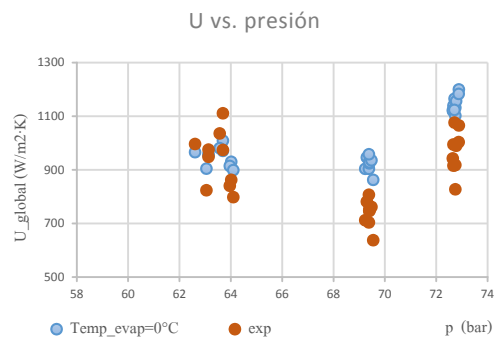


Gráfico 4-13 Coeficiente transferencia de calor frente a presiones de trabajo

MEMORIA

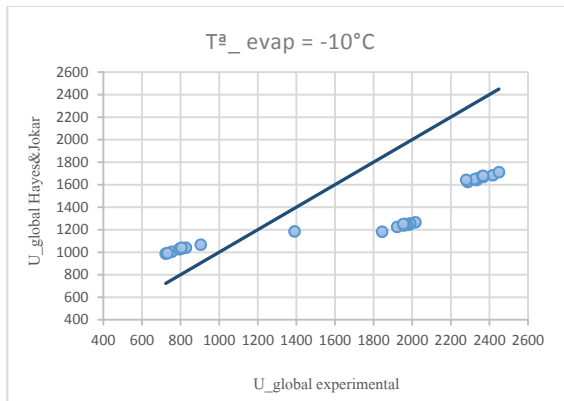


Gráfico 4-14 Coeficiente transferencia global correlación Hayes&Jokar frente valores hipótesis Ecuación 4.1

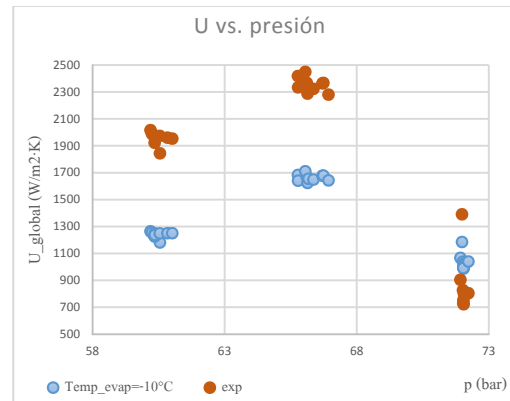


Gráfico 4-15 Coeficiente transferencia de calor frente a presiones de trabajo

Se aprecia un a mejor aproximación para los valores obtenidos a partir de temperatura de

evaporación de  $0^{\circ}\text{C}$  Gráfico 4-12 y Gráfico 4-13

frente a los de  $-10^{\circ}\text{C}$  Gráfico 4-14 y Gráfico 4-15.



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

---

MEMORIA

## 5. CONCLUSIONES.

### 5.1. COEFICIENTE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL.

Observando los gráficos del apartado 4, se comprueba que el coeficiente de transferencia global es mayor para la zona transcrítica que en la zona bifásica, encontrándose el máximo para los ensayos realizados a presiones próximas a la del punto crítico. Esto justifica el hecho de que para trabajar en condiciones por encima del punto crítico y potencias equiparables, sea necesaria menor superficie de intercambio.

Por otra parte, el coeficiente es mayor para temperaturas de evaporación de 0°C que para temperaturas de -10°C, ya que para mantenerse las características del ensayo establecidas en el apartado 3.1, el caudal másico de refrigerante circulando de la zona de bajas presiones a altas es menor para el caso de temperaturas de evaporación de -10°C.

### 5.2. CORRELACIONES ZONA TRANSCRÍTICA.

Analizando los resultados presentes en el apartado 4.3, se observa un comportamiento distinto para temperaturas de evaporación de 0°C o -10°C, extrayendo de ellos las siguientes conclusiones:

- La correlación que proporciona valores más próximos a los experimentales en el caso de temperaturas de evaporación de 0°C es la de Jackson y Hall con coeficientes de Okada (error medio 4,75%). Para el caso de temperaturas de evaporación de -10°C, la correlación más apropiada sería la de Jackson y Hall con coeficientes de Forooghi (error medio 6,45%).
- En ambas situaciones, las correlaciones empleadas no siguen exactamente la tendencia de los resultados experimentales (misma pendiente). Es decir, a pesar de ajustarse bastante bien para presiones de trabajo de 75 a 80 bar, para 90 bar el error aumenta.

---

MEMORIA

- La correlación de *Bogaert y Bölcs* (Ecuación 3-29) y la de *Hayes y Jokar*, basada en la de *Muley y Manglik* (Ecuación 3-34) tienen tendencia similar, y no se ajustan bien al comportamiento del CO<sub>2</sub> en condiciones transcríticas puesto que como puede comprobarse los resultados teóricos distan muchísimo de los obtenidos experimentalmente.

### 5.3. CORRELACIONES ZONA BIFÁSICA.

La hipótesis inicial propuesta en el apartado 713.2.3.2, de condicionar el coeficiente de condensación en la zona bifásica a correlaciones aplicadas para la zona de gas recalentado o subenfriado, no proporciona resultados satisfactorios, a pesar de que el estudio de Hayes [2] así lo exponga.

Por otra parte, analizando el área que podría corresponder a las zonas de refrigerante en estado monofásico mediante la Ecuación 4-1 y a partir de ésta, estudiar las correlaciones pertinentes a la delimitada por la campana de saturación, se aprecia una significativa reducción en los errores en el coeficiente global de transferencia Tabla 4-7, respecto a los de la Tabla 4-5. En este caso, la correlación planteada por Hayes (Ecuación 3-42), parece aproximarse a los valores experimentales a pesar de no ajustarse demasiado a la tendencia de éstos y mostrar un porcentaje de error demasiado elevado.

Tanto las correlaciones de Sha (Ecuación 3-37), como la de Würfel (Ecuación 3-39) basadas en la de Dittus-Boelter (Ecuación 3-27) con influencia del título de vapor, no proporcionan valores con los que establecer resultados convincentes.

La correlación de Nusselt para condensación (Ecuación 3-36), tampoco ofrece valores adecuados, no obstante, la variabilidad de los datos muestra una tendencia algo más lineal; por lo que la suposición de considerar las condiciones gravedad controlada no es descabellada y posiblemente un ajuste en los coeficientes permitiera obtener valores representativos.

---

MEMORIA

**5.4. ANÁLISIS FINAL.**

Finalmente, el presente proyecto deja una puerta abierta en el estudio de las correlaciones aptas para la aplicación en el dióxido de carbono en condiciones transcíticas; debiéndose realizar un análisis más exhaustivo sobre el comportamiento en la zona de condensación, basándolo en la metodología de patrones de flujo que obliga a metodologías de cálculo más complejas pero más exactas.



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

---

MEMORIA

## 6. NOMENCLATURA

<b>A</b>	Área	m <sup>2</sup>
<b><math>\Delta T_{lm}</math></b>	Salto temp. Logarítmico medio	°C
<b><math>\mu</math></b>	Viscosidad dinámica	kg/m·s
<b>b</b>	Ancho placa	m
<b>B</b>	Constantes	-
<b>C</b>	Constantes	-
<b>cp</b>	Calor específico	J/kg·K
<b>Dh</b>	Diámetro hidráulico	m
<b>G</b>	Flujo másico	kg/m <sup>2</sup> ·s
<b>g</b>	Aceleración gravedad	m/s <sup>2</sup>
<b>h</b>	Coef. Transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> ·K
<b>i</b>	Entalpía	J/kg
<b>i'</b>	Calor latente modificado	kJ/kg
<b>k</b>	Conductividad	W/m
<b>Lw</b>	Longitud plato	m
<b><math>\dot{m}</math></b>	Caudal másico	kg/s
<b>Ncp</b>	Numero canales/fluido	-
<b>Nus</b>	Nusselt	-
<b>p</b>	Presión	bar
<b>Pr</b>	Prandtl	-
<b>pr</b>	Presión reducida	bar
<b>Re</b>	Reynolds	-
<b>T</b>	Temperatura	°C
<b>t</b>	Espesor placas	m
<b>U</b>	Coef. transferencia global de calor	W/m <sup>2</sup> ·K
<b><math>\beta</math></b>	Ángulo de chevron	
<b><math>\rho</math></b>	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
<b><math>\phi</math></b>	Factor alargamiento	



---

MEMORIA

**SUBÍNDICES**

<b><i>b</i></b>	Bulbo	<b><i>pc</i></b>	Punto crítico
<b><i>cond</i></b>	Condensación	<b><i>ref</i></b>	Refrigerante, CO2
<b><i>exp</i></b>	Experimental	<b><i>sub</i></b>	Subenfriado
<b><i>f</i></b>	Fluido	<b><i>sup</i></b>	Recalentado
<b><i>in</i></b>	Entrada	<b><i>vap</i></b>	Vapor
<b><i>l</i></b>	Líquido	<b><i>w</i></b>	Pared
<b><i>out</i></b>	Salida	<b><i>wat</i></b>	Agua

---

MEMORIA

## 7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Forooghi P., Hooman K., *Experimental analysis of heat transfer of supercritical fluids in plate heat exchangers* (11), International Journal of Heat and Mass Transfer, 74, 448:459. Marzo 2014.
- [2] Hayes N., Jokar A., Ayub Z., *Study of carbon dioxide in chevron plate exchangers; heat transfer analysis* (11), International Journal of Heat and Mass Transfer 54, 1121:1131. Octubre 2010.
- [3] Sánchez García-Vacas D., *Desarrollo de una planta frigorífica de compresión de vapor empleando el fluido natural CO<sub>2</sub> como refrigerante en condiciones supercríticas. Análisis experimental y evaluación energética de diferentes configuraciones*, Tesis Doctoral, Universitat Jaume I de Castellón 2010.
- [4] Patiño Pérez J., *Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan el CO<sub>2</sub> como refrigerante*, Tesis Doctoral, Universitat Jaume I de Castellón 2013.
- [5] Sánchez D., Patiño J., Sanz-Kock C., Llopis R., Cabello R., *Energetic evaluation of a CO<sub>2</sub> refrigeration plant working in a supercritical and subcritical conditions* (12), Applied Thermal Engineering 66, 227:228, Febrero 2014.
- [6] Würfel R.; Ostrowski N., *Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone-type* (10), International Journal of Thermal Sciences 43, 59:68, Abril 2003.
- [7] T. Kuppan, *Heat exchanger design handbook*, Taylor & Francis Group, 2000.
- [8] Son C., Park S., *An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube* (8) International Journal of Refrigeration 29 539:546, Octubre 2005.

---

MEMORIA

- [9] García J.R., Vera F., Corberán J.M., González J., *Assesment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers*, (13), International Journal of Refrigerant 30, 1029:1041, Enero 2007.
- [10] Wang L., Sundén B., Manglik R.M., *Plate heat exchangers: design, applications and performance*, WIT Press, 2007
- [11] Leonardo Project, Natural refrigerant CO<sub>2</sub> "NARECO2", Walter Reulens, Octubre 2009.
- [12] Kakaç S., Liu H., *Heat exchangers selection, rating and thermal design*, CRC Press, 2002, Segunda edición.
- [13] M.M. Shah, *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes* (10), Pergamon Press, 1979.
- [14] Jackson J.D., *Supercritical heat transfer*, Thermopedia 2011 [en línea], Disponible en internet: [http://dx.doi.org/10.1615/AtoZ.s.supercritical\\_heat\\_transfer](http://dx.doi.org/10.1615/AtoZ.s.supercritical_heat_transfer).
- [15] Junlan Y., Yitai M., Shengchun L., Xianyang Z., *Comparison investigation on the heat transfer characteristics for supercritical CO<sub>2</sub> fluid and conventional refrigerants*. 7<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working, (6). Mayo de 2006, Trondheim, Noruega.
- [16] González Nerga F. *Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción en un intercambiador de placas*, Proyecto Fin de Carrera, Ingeniería Industrial Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid 2008.
- [17] Huang J., *Performance analysis of plate heat exchangers used as refrigerant evaporators*, Tesis Doctoral, Universidad de Witwatersrand de Johannesburgo, 2010.
- [18] Jaromi J., Arsenyeva O., Kaputenko P., Tovazhnyanskyy L., *Compact heat exchangers for energy transfer intensification: Low grade heat and fouling mitigation*, CRC Press, 2015, ISBN 9781482232592 – CAT #K22908.

---

MEMORIA

- [19] Eldeeb R., Aute V., Radermacher R., *A model for performance prediction of brazed plate condensers with conventional and alternative lower GWP refrigerants* (11), International refrigerant and air conditioning conference, Paper 1426, Julio 2014.
- [20] Sha M., *A general correlation for heat transfer during film condensation inside tubes*(10), Int J. Heat Mass transfer, vol. 22 547:556, Agosto 1978.
- [21] Würfel R., Ostrowski N., *experimental investigation of heat transfer and pressure drop during condensation process within plate heat exchangers of herringbone-type* (10), International Journal of Thermal Science 43, 59:68, Abril 2003.
- [22] Air Liquide. Gas Encyclopedia [en línea]. Marzo 16, Disponible en internet: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=26>
- [23] Heat transfer Components. *Intercambiadores de placas vs. Intercambiadores de tubos y coraza* [en línea]. Septiembre 2015, Disponible en internet: <http://www.intercambiadoresdeplacas.com/comparativa.htm>
- [24] García D., *Desarrollo de una planta frigorífica de compresión de vapor en ciclo de trabajo supercrítico empleando como refrigerante dióxido de carbono*, Proyecto Final de Carrera Universitat Jaume I, Castellón 2006.
- [25] NTP 495: Soldadura oxiacetilénica y oxicorte. Normas de seguridad [en línea]. Julio 2015, Disponible en internet: [http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/401a500/ntp\\_495.pdf](http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/401a500/ntp_495.pdf)
- [26] R. Llopis, El nuevo impuesto sobre los refrigerantes de efecto invernadero, f2f Fundación para la Eficiencia Energética, Castellón (España), Noviembre 2013.
- [27] Kim m., Pettersen J., Bullard C., *Fundamental Process and system design issues in CO2 vapor compression systems* (56), Progress in Energy and Combustion Science 3, 119:174, Septiembre 2003.



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

MEMORIA

- [28] Herrerías Ballester I., *Análisis experimental y comparación de correlaciones en diversos intercambiadores*, Proyecto Final de Master Universitat Jaume I, Castellón 2010.
- [29] IDAE, *Guía Técnica para el Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*, Febrero 2007.

ANEXOS

ANEXOS

**A1. ANEXO 1: CÁLCULOS.**

T <sup>a</sup> <sub>CO<sub>2</sub></sub> evap °C	T <sup>a</sup> <sub>wat</sub> in °C	P <sub>CO<sub>2</sub></sub> Bar	Ensayo	T <sup>a</sup> <sub>CO<sub>2</sub></sub> evap °C	T <sup>a</sup> <sub>wat</sub> in °C	P <sub>CO<sub>2</sub></sub> Bar	Ensayo
0 °C	20 °C	90	1.1	-10 °C	20 °C	90	4.1
		80	1.2			80	4.2
		75	1.3			75	4.3
		Condensación	1.4			Condensación	4.4
0 °C	25 °C	90	2.1	-10 °C	25 °C	90	5.1
		80	2.2			80	5.2
		75	2.3			75	5.3
		Condensación	2.4			Condensación	5.4
0 °C	29 °C	90	3.1	-10 °C	29 °C	90	6.1
		80	3.2			80	6.2
		75	3.3			75	6.3
		Condensación	3.4			Condensación	6.4

Tabla A 1-1 Ensayos realizados

Correlaciones monofásico		Correlaciones bifásico	
<b>H&amp;H</b>	Hayes&Jokar	<b>H&amp;H</b>	Hayes y Hokar
<b>J&amp;H_F.</b>	Jackson y Hall /coeficientes de Forooghi	<b>Sha</b>	Sha
<b>J&amp;H_T.</b>	Jackson y Hall /Coeficientes de Thonon	<b>Wür</b>	Würfel
<b>J&amp;H_O.</b>	Jackson y Hall/Coeficientes Okada	<b>Nus</b>	Nusselt
<b>B&amp;B</b>	Bogaert y Bölcs		
<b>S&amp;P</b>	Son y Park		

Tabla A 1-2 Correlaciones aplicadas

ANEXOS

ENSAYO	Tdes (l) °C	Tk in (S) °C	Tk out (l) °C	T ihx in (l) °C	T ihx out (l) °C	T colector (l) °C	T exp in (l) °C	T evap out (l) °C	T ihx in (S) °C	T ihx out (S) °C	T asp (l) °C	T amb (S) °C	T comp (S) °C	Tw in (l) °C	Tw out (l) °C	Tglic in (S) °C	Tglic out (S) °C
1,1	81,57	74,71	20,22	22,58	22,87	20,75	16,98	3,96	22,44	21,37	5,94	21,55	45,68	20,30	25,87	15,09	10,92
1,2	72,27	66,71	20,44	22,89	23,15	21,04	17,92	4,10	22,64	21,78	5,97	22,17	42,69	20,48	26,19	16,67	12,42
1,3	67,37	62,38	20,61	22,92	23,22	21,17	18,54	4,03	22,79	21,92	5,93	22,72	41,44	20,73	26,43	16,88	12,73
1,4	54,41	50,54	23,55	21,48	21,81	23,86	22,26	4,37	20,62	19,96	5,92	20,92	35,86	20,45	26,03	17,72	13,41
2,1	82,48	76,04	24,94	26,65	26,98	25,48	21,35	3,80	26,50	25,36	6,14	26,12	48,36	25,11	30,25	16,43	12,29
2,2	72,67	67,22	24,99	24,83	25,16	25,52	21,92	3,90	24,50	23,43	6,00	24,15	43,43	25,22	30,44	16,06	11,97
2,3	68,25	63,35	24,98	25,68	25,89	25,44	22,68	3,82	25,38	24,28	5,99	25,73	42,24	25,09	30,32	16,00	11,68
2,4	62,04	57,86	27,74	25,01	25,18	28,00	26,40	4,04	24,13	23,36	5,95	25,06	40,40	25,33	30,35	15,09	11,21
3,1	82,58	75,93	28,93	27,17	27,35	29,33	24,39	3,76	26,55	25,63	6,20	26,26	48,23	29,12	33,94	14,37	10,41
3,2	73,02	67,53	28,62	26,75	26,88	29,10	25,38	3,91	26,04	25,17	6,14	26,05	44,61	28,82	33,69	14,99	11,01
3,3	67,38	62,39	20,61	22,90	23,21	21,17	18,54	4,05	22,78	21,91	5,93	22,70	41,50	20,74	26,42	16,88	12,74
3,4	66,17	61,39	30,79	26,28	26,16	31,09	29,05	3,94	24,77	24,11	5,99	25,21	40,88	28,80	33,52	13,32	9,74
4,1	92,02	81,42	19,76	23,85	24,33	20,67	17,09	-7,02	23,79	22,37	-1,68	23,12	49,63	19,85	24,09	0,91	-4,06
4,2	81,50	72,53	19,68	21,55	22,06	20,34	17,36	-6,36	21,42	20,10	-1,92	21,23	44,44	19,82	23,73	2,90	-0,30
4,3	77,33	69,13	20,01	22,38	22,95	20,70	18,06	-6,44	22,25	20,93	-1,95	22,24	44,30	20,15	24,10	2,76	-0,56
4,4	63,24	57,42	22,17	23,36	23,72	22,69	21,89	-6,47	22,92	21,79	-2,15	23,66	41,05	20,12	23,94	0,84	-2,79
5,1	91,62	81,09	24,55	24,21	24,74	25,11	20,77	-6,49	23,89	22,55	-1,36	24,09	49,12	24,84	27,46	2,27	-2,10
5,2	83,11	73,91	24,59	23,72	24,17	25,14	21,51	-7,00	23,27	21,99	-2,04	23,32	46,76	24,84	27,57	1,98	-2,56
5,3	78,52	70,20	24,70	23,80	24,16	25,17	22,16	-6,76	23,20	22,03	-1,98	23,18	45,94	25,00	27,73	2,26	-2,34
5,4	70,01	63,00	26,34	24,04	24,55	26,82	25,59	-6,92	23,16	22,09	-2,18	23,75	43,95	25,10	27,72	1,87	-2,49
6,1	89,93	79,41	28,59	22,04	21,97	28,47	22,79	-6,41	20,44	19,46	-2,00	20,73	45,55	28,69	32,63	-0,60	-3,69
6,2	82,59	73,68	28,93	23,85	24,00	29,24	24,85	-6,70	22,40	21,50	-2,03	22,94	45,51	29,22	33,65	-0,16	-3,42
6,3	77,35	69,31	28,42	23,20	23,30	28,65	25,30	-6,43	21,69	20,83	-2,06	22,79	43,53	28,53	32,86	0,06	-3,11
6,4	73,22	65,17	30,03	23,00	23,37	30,51	29,18	-6,31	19,99	19,29	-2,40	20,98	39,52	28,67	31,88	-0,47	-3,32

Tabla 1-3 Resumen de valores experimentales - Temperaturas

ANEXOS

ENSAYO	Pdes (bar)	Pk out (bar)	P colector (bar)	P dep (bar)	P eva in (bar)	P eva out (bar)	Pasp (bar)	m ref (kg/h)	q cond (m3/h)	q evap (m3/h)
1,1	90,275	90,199	89,948	53,025	35,158	34,823	34,949	20,389	0,206	0,250
1,2	80,068	80,017	79,771	54,222	35,256	34,918	35,044	21,320	0,206	0,253
1,3	74,880	74,839	74,593	55,039	35,253	34,914	35,041	21,818	0,206	0,257
1,4	63,496	63,477	63,173	60,752	35,303	34,987	35,098	23,350	0,205	0,250
2,1	89,786	89,677	89,504	58,767	35,208	34,846	34,988	20,235	0,211	0,228
2,2	80,099	80,029	79,826	59,782	35,263	34,917	35,056	21,358	0,212	0,244
2,3	75,123	75,064	74,873	60,737	35,235	34,876	35,011	21,440	0,210	0,231
2,4	69,408	69,362	69,140	66,617	35,304	34,957	35,083	22,557	0,208	0,234
3,1	89,962	89,853	89,686	63,170	35,242	34,881	35,029	19,797	0,212	0,223
3,2	79,774	79,696	79,515	64,824	35,302	34,944	35,089	21,018	0,212	0,228
3,3	74,868	74,827	74,581	55,052	35,243	34,904	35,031	21,807	0,206	0,257
3,4	73,472	73,411	73,198	70,831	35,208	34,862	34,999	21,977	0,191	0,227
4,1	89,971	89,865	89,681	53,143	26,639	26,316	26,456	13,634	0,195	0,117
4,2	79,821	79,776	79,535	53,530	26,916	26,616	26,726	14,874	0,221	0,200
4,3	74,794	74,758	74,539	54,437	26,977	26,668	26,781	15,225	0,221	0,199
4,4	60,480	60,459	60,248	59,736	26,956	26,642	26,762	16,174	0,222	0,195
5,1	89,847	89,757	89,568	58,102	26,964	26,638	26,769	13,880	0,298	0,126
5,2	80,096	80,030	79,834	59,172	26,722	26,403	26,532	14,330	0,298	0,123
5,3	75,273	75,223	75,021	60,170	26,875	26,553	26,684	14,873	0,296	0,124
5,4	66,295	66,256	66,048	65,522	26,738	26,419	26,546	15,765	0,296	0,124
6,1	89,774	89,701	89,423	61,569	26,780	26,495	26,600	13,550	0,185	0,193
6,2	80,398	80,335	80,113	64,390	26,883	26,578	26,690	14,701	0,169	0,198
6,3	75,206	75,157	74,918	65,075	26,995	26,692	26,799	14,682	0,178	0,199
6,4	72,066	72,046	71,746	71,307	26,823	26,542	26,639	15,306	0,207	0,193

Tabla 1-4 Resumen valores experimentales - Presiones y Caudales



ANEXOS

ENSAYO	AGUA					CO2						
	mwat kg/s	T_wat_in °C	T_wat_out °C	Re_wat -	hw W/m <sup>2</sup> -K	mref kg/s	P bar	Tr_in °C	Tr_out °C	Re_ref -	ΔTlm °C	Q_exp W
1,1	0,057	20,30	25,69	59,46	4445,389	0,005664	90,24	74,71	20,22	166,277	7,20	1284,086
1,2	0,0571	20,48	25,99	59,88	4415,299	0,005922	80,04	66,71	20,44	186,670	6,06	1313,497
1,3	0,0571	20,73	26,27	60,31	4401,328	0,006061	74,86	62,38	20,61	199,424	5,51	1324,332
2,1	0,0584	25,11	30,07	67,65	4629,308	0,005621	89,73	76,04	24,94	172,981	6,73	1210,335
2,2	0,0587	25,22	30,23	68,13	4601,985	0,005933	80,06	67,22	24,99	195,473	5,59	1229,089
2,3	0,0582	25,09	30,10	67,44	4556,262	0,005956	75,09	63,35	24,98	204,748	5,11	1218,415
3,1	0,0587	29,12	33,64	73,66	4738,975	0,005499	89,91	75,93	28,93	175,062	6,27	1108,046
3,2	0,0587	28,82	33,42	73,31	4690,126	0,005838	79,74	67,53	28,62	201,275	5,22	1128,733
3,3	0,0571	20,74	26,28	60,32	4401,241	0,006057	74,85	62,39	20,61	199,364	5,48	1323,707
4,1	0,054	19,85	23,87	54,82	4294,984	0,003787	89,92	81,42	19,76	113,884	8,16	907,793
4,2	0,0614	19,82	23,59	62,07	4572,971	0,004132	79,80	72,53	19,68	132,466	7,06	965,547
4,3	0,0614	20,15	23,96	62,60	4560,109	0,004229	74,78	69,13	20,01	141,594	6,63	978,890
5,1	0,0826	24,84	27,35	92,49	5645,302	0,003855	89,80	81,09	24,55	120,343	7,69	866,074
5,2	0,0827	24,84	27,37	92,58	5599,896	0,003981	80,06	73,91	24,59	133,425	6,80	873,943
5,3	0,0821	25,00	27,60	92,34	5556,145	0,004131	75,25	70,20	24,70	144,470	6,31	892,175
6,1	0,0511	28,69	32,37	63,07	4361,933	0,003764	89,74	79,41	28,59	120,895	6,89	786,948
6,2	0,0468	29,22	33,43	58,65	4128,714	0,004084	80,37	73,68	28,93	142,938	6,01	822,744
6,3	0,0492	28,53	32,46	60,68	4211,328	0,004078	75,18	69,31	28,42	148,878	5,57	809,063

Tabla A 1-5 Resumen de valores experimentales ensayo zona transcítica

ANEXOS

ENSAYO	Manley&Munglik		Jackson&Hall_Forooghi		Jackson&Hall_Thonon		Jackson&Hall_Okada		Son&Park		Bogaert&Bölcs	
	hr_M&M	Q	hr_J&H_F	Q	hr_J&J_T	Q	hr_J&J_O	Q	hr_S&P	Q	hr_B&B	Q
	W/m2-K	W	W/m2-K	W	W/m2-K	W	W/m2-K	W	W/m2-K	W	W/m2-K	W
1,1	498,269	1783,080	246,19	963,221	348,83	1333,396	303,44	1171,797	424,34	1595,040	565,90	2062,706
1,2	639,891	1778,249	306,09	993,320	425,44	1344,106	381,45	1216,988	556,23	1707,785	739,69	2184,702
1,3	773,968	2065,730	373,90	1087,867	515,28	1453,024	468,70	1335,215	648,43	1776,639	883,50	2305,964
2,1	506,190	1690,643	248,83	911,471	351,12	1257,684	306,42	1108,280	415,66	1468,335	576,08	1967,630
2,2	665,827	1698,914	312,96	938,781	432,98	1265,474	390,33	1151,315	549,75	1567,632	771,80	2103,359
2,3	781,151	1938,123	366,90	992,812	503,18	1322,164	458,56	1216,449	623,64	1597,806	892,77	2166,563
3,1	507,692	1578,520	247,19	844,559	348,42	1164,825	304,74	1028,321	403,38	1332,985	578,81	1844,781
3,2	687,221	1618,438	323,33	904,245	445,95	1215,083	404,29	1111,272	532,22	1424,351	799,00	2026,820
3,3	774,847	2054,312	373,75	1080,320	515,08	1442,948	468,57	1326,098	649,63	1767,996	884,46	2293,080
4,1	349,126	1508,261	180,05	809,418	266,29	1172,836	228,57	1015,732	333,70	1446,782	412,83	1757,611
4,2	434,748	1602,575	233,38	899,234	337,14	1269,439	298,53	1133,683	450,98	1656,649	556,20	1998,142
4,3	570,764	1919,224	280,31	981,063	391,98	1369,275	351,49	1238,751	515,41	1753,391	909,11	2147,676
5,1	360,063	1490,383	186,38	796,755	273,90	1151,848	235,92	999,163	332,70	1384,040	427,90	1749,501
5,2	431,384	1557,341	225,67	846,304	326,09	1200,171	289,71	1073,483	432,84	1562,192	555,94	1962,620
5,3	554,965	1815,859	273,62	964,491	400,14	1346,476	358,41	1215,369	467,67	1554,468	854,53	2041,049
6,1	362,815	1321,691	185,24	703,180	273,90	1011,883	235,04	881,829	324,59	1192,805	433,45	1554,054
6,2	450,753	1396,217	237,34	773,658	326,09	1082,669	303,94	974,826	412,62	1289,570	584,25	1755,095
6,3	582,936	1628,443	257,66	775,956	365,63	1073,326	328,93	973,947	474,40	1358,067	919,00	1826,077

Tabla A 1-6 Resumen resultados estudio correlaciones zona transcítica

ANEXOS

ENSAYO	CO2				Potencias				AGUA				
	mref	P	Tr_cond	Re	Q_exp	Q_sup	Q_cond	Q_Sub	mwat	T_wat_in	T_wat_out	Twat_in_COND	T_wat_out_COND
	kg/s	bar	°C		W	W	W	W	kg/s	°C	°C	°C	°C
<b>1,4</b>	0,0065	63,5	50,54	23,5474	1277,925	442,831	804,609	30,486	0,0568	20,45	25,83	20,58	23,97
<b>2,4</b>	0,0063	69,4	57,86	27,7394	1146,877	560,023	551,559	35,294	0,0575	25,33	30,10	25,47	27,77
<b>3,4</b>	0,0061	72,7	61,34	30,3529	987,034	672,684	314,350	0,000	0,0528	28,78	33,25	28,78	30,20
<b>4,4</b>	0,0045	60,5	57,42	22,1377	970,160	344,682	621,726	3,751	0,0617	20,12	23,88	20,13	22,26
<b>5,4</b>	0,0044	66,3	63,00	26,2856	876,135	399,265	476,748	0,123	0,0819	25,10	27,66	25,10	26,24
<b>6,4</b>	0,0043	72,1	65,17	29,9509	736,734	474,586	262,148	0,000	0,0574	28,67	31,74	28,67	29,76

Tabla A 1-7 Resumen características principales ensayos condensación.

ANEXOS

ENSAYO	AGUA_Z_Cond					CO2_Cond				
	mwat	T_wat_in	T_wat_out	Re_cond	h_cond	mref	P	Tr_cond	Re	Q_cond
	kg/s	°C	°C		W/m <sup>2</sup> -K	kg/s	bar	°C		W
1,4	0,0568	20,58	23,97	58,1158	3314,9296	0,0065	63,49	24,42	104,03	804,609
2,4	0,0575	25,47	27,77	65,1263	3431,0276	0,0063	69,39	28,30	118,13	551,559
3,4	0,0528	25,79	28,00	63,6795	3329,0082	0,0061	72,74	30,36	135,83	312,556
4,4	0,0617	26,13	28,26	61,6161	3434,9322	0,0045	60,47	22,31	67,52	621,726
5,4	0,0819	26,45	28,50	90,8383	4146,2010	0,0044	66,28	26,29	75,20	476,748
6,4	0,0574	26,78	28,75	68,8350	3478,4150	0,0043	72,06	29,95	90,22	262,148

Tabla A 1-8 Resumen valores Zona Condensación

ENSAYO	Nusselt		Sha		Würfel_Ostrowsky		Hayes&Jokar	
	hr_cond	U	hr_cond	U	hr_cond	U	hr_cond	U
	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K	W/m <sup>2</sup> -K
1,4	1938,176	1196,125	267,797	246,653	2129,623	1266,397	1363,781	948,845
2,4	1831,018	1168,212	367,946	330,283	2654,924	1456,588	1293,421	923,076
3,4	2638,491	1430,633	1904,406	1173,124	10672,927	2410,352	2249,912	1290,380
4,4	2295,341	1341,919	185,043	175,018	1751,497	1135,750	2015,740	1241,021
5,4	2123,901	1369,060	219,128	207,329	1929,349	1285,462	2927,709	1663,188
6,4	2155,985	1299,171	447,165	393,331	3355,260	1655,619	1528,332	1040,110

Tabla A 1-9 Resumen de resultados de Coeficiente global de transferencia de calor zona condensación empleando correlaciones condensación

C.Monof. ENSAYO	M&M		J&H_F		J&H_T		J&H_O		B&B	
	A_cond	U_exp	A_cond	U_exp	A_cond	U_exp	A_cond	U_exp	A_cond	U_exp
	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> -K	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> -K	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> -K	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> -K	m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup> -K
1,4	0,377	1374,914	0,097	6839,731	0,211	2505,352	0,160	3413,075	0,394	1312,258
2,4	0,413	981,347	0,152	2704,473	0,251	1617,499	0,218	1867,729	0,430	940,701
3,4	0,407	358,029	0,118	1889,477	0,215	708,368	0,194	799,647	0,426	341,619
4,4	0,346	3190,949	0,000	129071,843	0,152	7287,002	0,081	14109,204	0,365	3022,437
5,4	0,383	3471,703	0,053	25478,998	0,190	7008,575	0,134	9943,285	0,403	3304,220
6,4	0,472	1018,067	0,277	1802,998	0,350	1393,504	0,334	1463,416	0,485	989,883

Tabla A 1-10 Resumen de valores Área condensación y coeficiente global de transferencia calor Zona Condensación a partir de correlaciones para zona monofásica.

ANEXOS

ENSAYO	$A_{cond} = Q_{cond} / (h_{wat} \cdot (T_w - T_{wat}))$	
	A_cond m <sup>2</sup>	U_exp W/m <sup>2</sup> ·K
<b>1,4</b>	0,550	936,813
<b>2,4</b>	0,546	741,113
<b>3,4</b>	0,547	965,224
<b>4,4</b>	0,563	1957,587
<b>5,4</b>	0,565	2352,835
<b>6,4</b>	0,560	852,870

Tabla 1-11 Resumen resultados coeficiente transferencia a partir de Aexperimental

---

ANEXOS

## A2. ANEXO 2: CALIBRACIÓN DE SONDAS.

- **Sondas de presión.**

Las sondas de presión son transmisores que a partir de una variación en el amperaje registrado permiten medir la presión, en bares, de la zona de la instalación donde se ha conectado.

Para ello se necesita que estén unidas a un microcontrolador que se encarga de convertir la intensidad primero en valores lógicos y a continuación en unidades de presión para que el programa informático de control muestre las medidas realizadas.

- **Necesidades de la calibración.**

La calibración de los elementos de medida empleados en la instalación es necesaria para poder realizar un correcto análisis del problema en cuestión. Se trata de ajustar cada uno de los componentes de medida para que al ponerse en funcionamiento registren valores reales sin ningún tipo de error. En el caso de las sondas de presión se trataría de adaptar los amperios medidos a la presión que deberían mostrar.

- **Elementos necesarios.**

- Sondas de presión y capuchones electrónicos.
- Bombona de Nitrógeno
- Manómetro digital
- "T" para conexión de sondas
- Bomba para realizar el vacío
- Programa informático: LabView.

## ANEXOS



Figura A3-2-1 Elementos calibración de sondas

- **Procedimiento**

En primer lugar se colocan las sondas a calibrar en el conducto de medida, debidamente conectadas a los cabezales, y se realiza el vacío al montaje. Para ello, se ha de abrir la válvula de entrada de la motobomba y conectarla para dejar la presión del sistema a presión atmosférica.

## ANEXOS



Figura 2-2 Procedimiento calibración sondas

A continuación, se cierra la válvula de conexión de la bomba y se abre la del nitrógeno, aumentando la presión poco a poco. Simultáneamente se registran los valores de amperaje y presión para cada punto de medida, esta última es adquirida mediante el manómetro digital conectado a la instalación. Se debe intentar cubrir todo el rango de funcionamiento de cada sonda para hacer un ajuste más fino.

Finalmente, conociendo la presión a la que se encuentra el montaje de calibración y la intensidad registrada por cada una de las sondas se hace un ajuste lineal de tal forma que:

$$y = a \cdot x + b$$

Ecuación A2-1

De este modo, se obtiene la ecuación de regresión lineal intentando que la bondad del ajuste sea lo más próxima a 1, hecho que supondría que la relación entre los valores de intensidad medidos frente a la presión que debería reflejarse hubiera una relación perfecta.



## PLIEGO DE CONDICIONES

### **P1. CARACTERÍSTICAS Y CALIDAD DE MATERIALES Y EQUIPOS**

#### **1.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EQUIPOS FRIGORÍFICOS**

Los elementos de los equipos frigoríficos deberán ser proyectados, construidos y ajustados de manera que cumplan las prescripciones señaladas en el vigente Reglamento de Aparatos a Presión. Los materiales empleados en la construcción e instalación de los equipos frigoríficos deberán ser resistente a la acción de las materias con las que estén en contacto, de forma que no puedan deteriorarse en condiciones normales de utilización; en especial se tendrá en cuenta su resistencia a efectos de fragilidad a bajas temperaturas.

#### **1.2. REFRIGERANTES.**

El refrigerante o refrigerantes a utilizar, serán los especificados en la Memoria del Proyecto. Los refrigerantes se denominarán o expresarán por su fórmula o por su denominación química, o si procede, por su denominación simbólica numérica según establecen las Instrucciones Complementarias correspondientes. En ningún caso será suficiente el nombre comercial.

#### **1.3. RECIPIENTES DE REFRIGERANTE LÍQUIDO.**

Deberá tenerse en cuenta que, al recoger la carga de la instalación, la superficie de intercambio de calor libre del refrigerante líquido sea suficiente para que en ningún momento sea superada la presión máxima de servicio.

La capacidad del recipiente de refrigerante líquido perteneciente a un equipo frigorífico con múltiples evaporadores será, como mínimo, de 1,25 veces la capacidad del evaporador mayor. Los recipientes deberán soportar la presión de timbre (es decir, la máxima efectiva de trabajo a la temperatura de servicio) que no podrá ser inferior a la mínima de estanqueidad especificada

---

## PLIEGO DE CONDICIONES

en la Instrucción Complementaria MI-IF-010 del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.

Los recipientes de refrigerante líquido deberán cumplir las prescripciones del Reglamento de Aparatos a Presión.

### **1.4. TUBERÍAS**

En tubos de cobre, las uniones se harán por soldadura fuerte, pudiéndose recurrir a la soldadura blanda en caso de refrigerantes no combustibles y no tóxicos.

Los conductos de cobre por los que pasen refrigerantes que pueden ser combustibles o de acción tóxica estarán protegidos por tubos metálicos, rígidos o flexibles.

### **1.5. COMPRESORES.**

Dispondrán en general de separador de aceite. El motor de accionamiento del compresor será el adecuado a la capacidad de éste y a las condiciones de trabajo de la instalación, el conjunto estará montado de forma que se eviten ruidos y vibraciones, disponiendo de los elementos antivibratorios adecuados. Dispondrán de presostato de alta y baja para regular la parada y marcha de los compresores y una válvula de seguridad en la descarga, que en caso de apertura de la misma descargue en la línea de baja presión.

Los compresores irán provistos de manómetro.

### **1.6. CONDENSADORES.**

Los condensadores a instalar permitirán disipar el calor generado por la instalación, con la diferencia máxima de temperatura entre el medio refrigerante y el vapor a condensar especificado en la Memoria.

---

PLIEGO DE CONDICIONES

## **P2. ELEMENTOS DE CONTROL, PROTECCIÓN Y SEGURIDAD.**

### **2.1. VÁLVULAS DE SECCIONAMIENTO.**

Las válvulas de seccionamiento deberán estar rotuladas o numeradas.

Las válvulas de seccionamiento que se instalen en tuberías de cobre deberán tener apoyos independientes de las tuberías, de resistencia y seguridad adecuadas.

### **2.2. VÁLVULAS DE SEGURIDAD.**

Las válvulas de seguridad instaladas con carácter obligatorio, y sus conexiones, tendrán una capacidad de descarga tal que impidan una sobrepresión de un 10% sobre la presión de timbre. Esta condición tendrá que ser cumplida por cada una de las válvulas de seguridad consideradas independientemente.

Las válvulas de seguridad no estarán taradas a presión superior a la de timbre, ni superior a la de prueba de estanqueidad. Las válvulas de seguridad dispondrán del reglamentario precinto como garantía de su correcto tarado. La instalación de tales precintos podrá realizarse por los fabricantes, instaladores y conservadores-reparadores frigoristas autorizados.

## **P3. APARATOS INDICADORES Y DE MEDIDA.**

### **3.1. MANÓMETROS PARA FLUIDOS FRIGORÍGENOS.**

Los manómetros estarán graduados en unidades de presión, siendo adecuados para los fluidos frigorígenos que se utilicen. Los manómetros instalados permanentemente en el sector de alta presión deberán tener una graduación superior a un 20% de la presión máxima de servicio, como mínimo. La presión de servicio máxima de la instalación estará indicada claramente con una fuerte señal roja.

---

PLIEGO DE CONDICIONES

**3.2. INDICADORES DE NIVEL DE REFRIGERANTE.**

Los indicadores visuales de nivel de refrigerante líquido de tipo tubo comunicante o similar, de mirilla continua, estarán dotados de protección exterior adecuada para el material transparente y tendrán en sus extremos dispositivos de bloqueo automático para caso de rotura, con válvulas de seccionamiento manuales.

**P4. CONDICIONES DE EJECUCIÓN Y MONTAJE.**

Las condiciones que se han de cumplir en la construcción y montaje de las Instalaciones Frigoríficas, así como en la protección de las mismas, serán determinadas en las Instrucciones Complementarias del Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas.

**4.1. SALA DE MÁQUINAS.**

Las salas de máquinas deberán estar dotadas de iluminación artificial adecuada. Toda sala de máquinas deberá tener medios suficientes de ventilación al exterior, que podrá ser natural o forzada.

Cualquier abertura o comunicación de una sala de máquinas con el resto del edificio a que pertenece estará dotada de puertas o ventanas debidamente ajustadas de modo que impida el paso de escapes de refrigerante. En el interior y exterior de la sala de máquinas figurará un cartel con las siguientes indicaciones:

- Instrucciones claras y precisas para paro de la instalación, en caso de emergencia.
- Nombre, dirección y teléfono de la persona encargada y del taller o talleres para solicitar asistencia.
- Dirección y teléfono del servicio de bomberos más próximo a la instalación o planta.

**4.2. MAQUINARIA FRIGORÍFICA.**

En la instalación de la maquinaria frigorífica deberán observarse las siguientes prescripciones:

---

#### PLIEGO DE CONDICIONES

- Los motores y sus transmisiones deben estar suficientemente protegidos contra accidentes fortuitos del personal.
- La maquinaria frigorífica y los elementos complementarios deben estar dispuestos de forma que todas sus partes sean fácilmente accesibles e inspeccionables y, en particular, las uniones mecánicas deben ser observables en todo momento.
- Entre los distintos elementos de la sala de máquinas existirá el espacio libre mínimo recomendado por el fabricante de los elementos para poder efectuar las operaciones de mantenimiento.
- En el caso de emplear aparatos autónomos montados en fábrica, deberá preverse la posibilidad de que los aparatos deberán ser reparados y puestos a punto nuevamente fuera de la instalación. Por lo tanto, la instalación deberá disponer de accesos libres y practicables para el movimiento de los citados aparatos.
- Toda instalación frigorífica debe exhibir fijada en la sala de máquinas o en alguno de sus elementos principales, una placa metálica, en lugar bien visible, con el nombre del instalador, presión máxima de servicio, carga máxima del refrigerante para el cual se ha proyectado y construido y año de fabricación.

#### **4.3. TUBERÍAS Y CONEXIONES.**

Las uniones de tuberías o elementos que contienen refrigerante que vayan a ir cubiertas o protegidas deberán ser expuestas para inspección visual y probadas antes de cubrir o de colocar las protecciones.

Las tuberías susceptibles de producir condensaciones en la superficie deberán ser aisladas y revestidas de barrera antivapor. El aislamiento se efectuará después de realizadas las pruebas de estanqueidad.

Las purgas de aire y de aceite de engrase de compresores acumulado en el circuito frigorífico estarán dispuestas de modo que su operación pueda efectuarse descargando en recipientes con agua o líquidos que absorban el refrigerante o indiquen su presencia.

---

## PLIEGO DE CONDICIONES

Los líquidos residuales contaminados con aceite, fluidos frigoríficos, no serán vertidos directamente al alcantarillado o cauce público, sino después de ser tratados adecuadamente para que los niveles de concentración de contaminantes no superen los valores indicados en su legislación vigente. Similar precaución se adoptará para la temperatura del agua residual en el momento del vertido.

### **P5. PROTECCIÓN CONTRA SOBREPRESIONES.**

#### **5.1. VÁLVULAS DE SEGURIDAD.**

Toda instalación frigorífica cuya carga de refrigerante sea igual o mayor a 20 kg estará protegida, como mínimo, por un elemento de seguridad, conectado a algún elemento del sector de alta presión. Todo elemento perteneciente al sector de alta presión, excepto las tuberías de conexión y paso de refrigerante, aislable mediante válvulas de seccionamiento y que contenga refrigerante líquido, cuyo diámetro interior sea mayor de 160 milímetros, será protegido por una válvula de seguridad. La toma o conexión de las válvulas de seguridad se efectuará siempre en una parte del elemento protegido que no pueda ser alcanzada por el nivel del líquido refrigerante.

Las válvulas de seguridad y discos de rotura se instalarán sin válvulas de paso o seccionamiento, que puedan impedir su libre funcionamiento en cualquier circunstancia. Si la descarga de una válvula de seguridad se efectúa por el sector de baja presión del circuito, se instalará en dicha parte otra válvula de seguridad, de tal forma que no existan válvulas de paso entre ambas.

#### **5.2. LIMITADORES DE PRESIÓN (PRESOSTATOS).**

Se instalarán limitadores de presión que en forma automática paren el o los compresores en todos los equipos con más de 10 kg de carga de refrigerante, que trabajen por encima de la presión de tarado. Asimismo deberán instalarse limitadores de presión en todos los equipos a condensación por agua, o a condensación por aire, con ventilador no directamente acoplado al motor del compresor, de forma que éste o el generador pueda producir una presión superior a

---

## PLIEGO DE CONDICIONES

la de timbre, con excepción de los equipos con refrigerante no combustibles y no tóxicos (grupo primero) y carga inferior a 1,5 kg.

La conexión del elemento sensible del limitador de presión deberá efectuarse en un punto del circuito de alta presión tal que no exista ninguna válvula de seccionamiento desde la descarga del compresor o generador.

### **P6. CARGA DE REFRIGERANTE EN LA INSTALACIÓN.**

Para equipos de compresión con más de tres kilogramos de carga de refrigerante, éste deberá ser introducido en el circuito a través del sector de baja presión.

Ninguna botella de transporte de refrigerante líquido debe quedar conectada a la instalación fuera de las operaciones de carga y descarga de refrigerante.

#### **6.1. ALMACENAMIENTO DEL REFRIGERANTE.**

No se almacenarán en la sala de máquinas una cantidad de refrigerante superior en un 20% a la carga de la instalación, sin que exceda de 150 kg, y siempre en botellas reglamentarias para el transporte de gases licuados a presión.

### **P7. PRUEBAS Y VERIFICACIONES.**

Los recipientes que hayan de someterse a pruebas de presión estarán provistos de conexiones para la colocación de manómetros, que serán independientes y estarán distanciadas de la conexión que se utilice para las citadas pruebas, a menos que se hayan tomado otras medidas adecuadas para asegurarse de que la presión que soportan puede conocerse con las indicaciones de un único manómetro.

#### **7.1. PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD.**

PRESIÓN MÍNIMA DE PRUEBA

---

#### PLIEGO DE CONDICIONES

Todo elemento de un equipo frigorífico, incluidos los indicadores de nivel de líquido, que forme parte del circuito de refrigerante debe ser probado, antes de su puesta en marcha, a una presión igual o superior a la presión de trabajo, pero nunca inferior a la presión mínima de prueba de estanqueidad, que dependerá del refrigerante y equipo utilizado, temperatura máxima del ambiente a la que se encuentra cualquier parte del circuito frigorífico y según pertenezca al sector de alta o baja presión de la instalación, sin que manifieste pérdida o escape alguno del fluido en la prueba.

En los equipos sin recipiente de líquido o donde no sea obligatorio el uso de la válvula de seguridad o disco de rotura, la prueba de estanqueidad de cada sector se realizará como mínimo a 1,1 veces de las respectivas presiones máximas de alta y baja del compresor (certificadas por el fabricante).

Si la instalación está dispuesta de modo que el sector de baja presión pueda estar sometido, en alguna fase de servicio, a la presión de alta (por ejemplo, en la operación de desescarche de evaporadores), todos los elementos deberán ser considerados como pertenecientes al sector de alta presión, a efectos de la prueba de estanqueidad.

#### EJECUCIÓN.

La prueba se efectuará una vez terminada la instalación en su emplazamiento, y es independiente del que prescribe el Reglamento de Equipos a Presión. Se exceptúan de ella los compresores, absorbedores, generadores, condensadores y evaporadores que ya hayan sido previamente probados en fábricas, así como los elementos de seguridad, manómetros y dispositivos de control.

La prueba de estanqueidad se efectuará con un gas adecuado, sin presencia de gases o mezclas combustibles en el interior del circuito, al que se añadirá, en los casos en que sea posible, un aditivo que facilite la detección de la fuga. Este no ha de ser inflamable ni explosivo, debiendo evitarse las mezclas de aceite-aire.



---

#### PLIEGO DE CONDICIONES

El dispositivo utilizado para elevar la presión del circuito deberá estar provisto de manómetro a la salida y tener válvula de seguridad o limitador de presión.

Estas pruebas de estanqueidad se realizarán bajo la responsabilidad del instalador frigorista autorizado y, en su caso, del director de la instalación, quienes una vez realizadas satisfactoriamente, extenderán el correspondiente certificado.

#### **7.2. VERIFICACIONES.**

El director de la instalación verificará, con carácter obligatorio, los siguientes elementos:

- Limitadores de presión (presostatos de seguridad o de alta presión).
- Manómetros: Se verificarán comparándolos con un manómetro patrón y se comprobará que el tubo de conexión esté libre de obstrucciones.
- Válvulas de seguridad: Se comprobará que corresponden al modelo y tipo relacionado en el proyecto, que van provistas del precinto del fabricante o instalador, y que se cumplen las prescripciones establecidas para estos elementos de seguridad en la Instrucción MI-IF 009.



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

PLIEGO DE CONDICIONES

PRESUPUESTO

PRESUPUESTO

Partida	Uds.	Descripción	Medición	P.U.	Total
TUB	m	<b>Tubería de cobre</b>  Tubo de cobre R220 (recocido) 3/4" de diámetro nominal y espesor de 1,0 mm, según norma UNE-EN 12735-1, soldado por capilaridad con soldadura fuerte (T>450°C) con grado de dificultad medio y colocación superficialmente.	5	15,17 €	<b>75,85 €</b>
EVAP	ud	<b>Unidad de evaporación</b>  Intercambiador de placas de acero inoxidable AISI 316 , potencia de 30 kW, presión máxima de trabajo de 133bar y temperatura máxima de 225°C. Número total de placas 50.	1	159,67 €	<b>159,67 €</b>
V.EXP	ud	<b>Válvula Back-pressure</b>  Válvula Back-pressure, con cuerpo de acero inoxidable, presión máxima 137 bar , temperatura máxima 200°C, conexiones hembra-hembra de 3/4" de diámetro , soldadas	1	305,29	<b>305,29 €</b>
VExPT	ud	<b>Válvula de expansión electrónica</b>  Válvula de expansión electrónica controlada mediante controlador de la serie MMPS21-C,1 , 50 pasos.	1	463,00 €	<b>463,00 €</b>
AIS	m	<b>Aislamiento tuberías</b>  Aislamiento térmico de tuberías en intalación de refrigeración, para distribución de fluidos fríos y calientes , formado por coquilla de espuma elastomérica de 20 mm de espesor y diámetro de 10mm.	15	29,80 €	<b>447,00 €</b>

PRESUPUESTO

Partida	Uds.	Descripción	Medición	P.U.	Total
TCB	ud	<b>Thermal controller bag</b> Equipo de regulación térmica compuesto de depósito de 3 l. de capacidad, resistencia eléctrica, termopar de medida, sistema de regulación electrónica y válvula de seguridad de presión máxima de 2,5 bar	1	680,00 €	<b>680,00 €</b>
ING	h	<b>Ingeniero</b> Horas de trabajo ingeniero, para montaje instalación y cálculos.	60	22,80 €	<b>1.368,00 €</b>
VAR	%	<b>Varios</b> Material auxiliar, y gastos varios	20%		<b>699,76 €</b>
<b>TOTAL PRESUPUESTO INSTALACIÓN COMPRESIÓN SIMPLE CO<sub>2</sub></b>					<b>4.198,57 €</b>

## PLANOS

### PLANOS

#### **PLANOS**

- PLANO DE EMPLAZAMIENTO
- PLANO DE SITUACIÓN
- ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

PLANOS



PROYECTO:  
TFG- Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en Intercambiadores de placas montados en Instal. refrigeración.

PLANO:  
PLANO DE EMPLAZAMIENTO INSTALACIÓN REFRIGERACIÓN DE CO2

AUTOR:  
BELLIDO RIBES, ALBA

ESCALA:  
1/1000

FECHA:  
ABRIL 2016



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

PLANOS





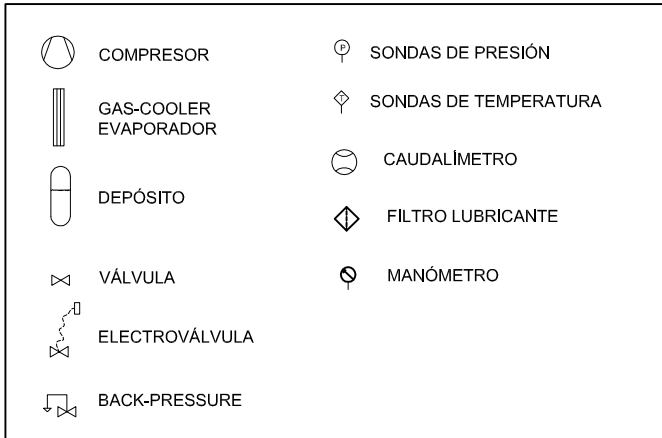
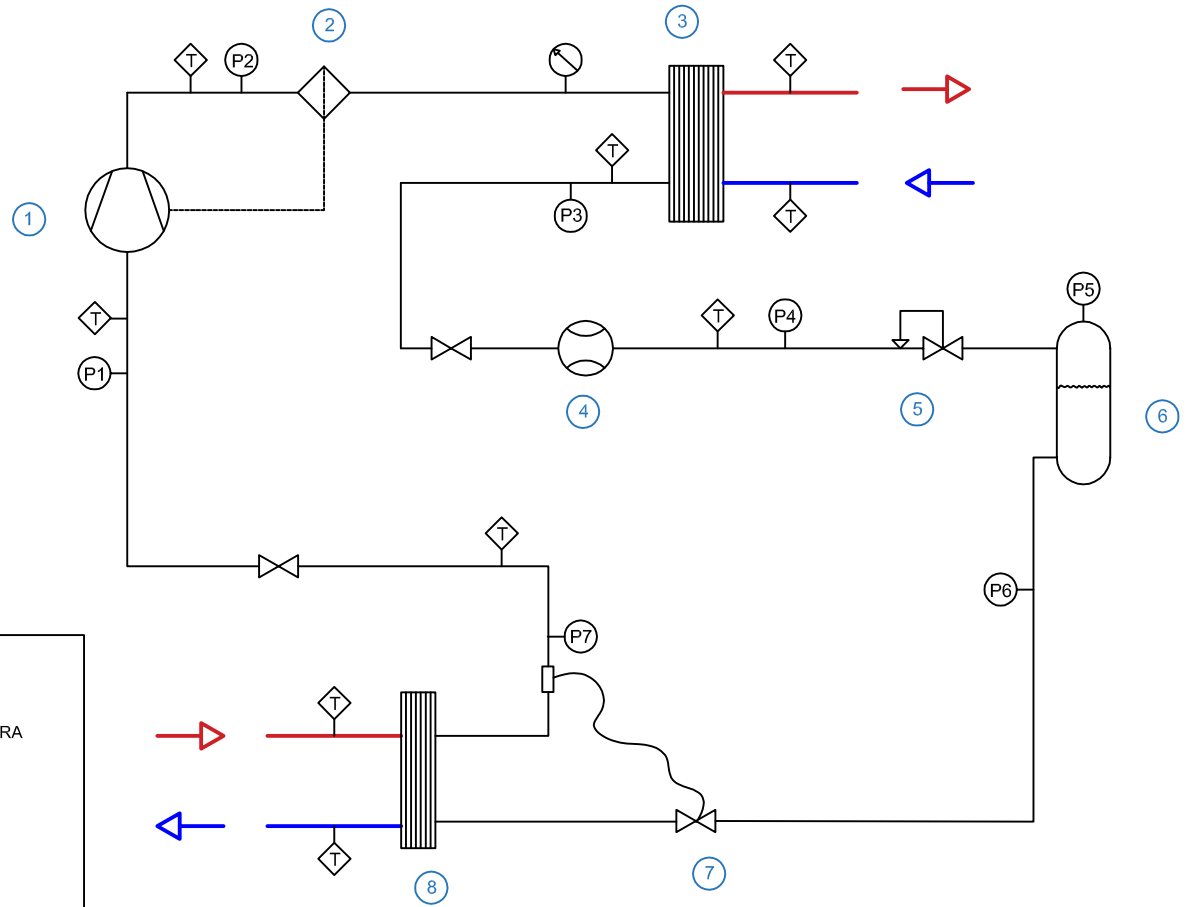
PROYECTO:	TFG- Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en Intercambiadores de placas montados en Instal. refrigeración.	ESCALA:	1/5000
PLANO:	PLANO DE SITUACIÓN INSTALACIÓN REFRIGERACIÓN DE CO2	FECHA:	ABRIL 2016
AUTOR:	BELLIDO RIBES, ALBA		



T.F.G. - Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.

---

PLANOS



PROYECTO: TFG- Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en Intercambiadores de placas montados en Instal. refrigeración.	ESCALA: ---
PLANO: ESQUEMA INSTALACIÓN REFRIGERACIÓN DE CO2	FECHA: ABRIL 2016
AUTOR: BELLIDO RIBES, ALBA	