

Proyecto Fin de Grado  
Grado en Ingeniería Electrónica, Robótica y  
Mecatrónica

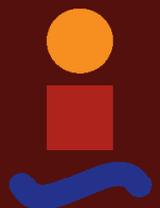
Análisis e Identificación Paramétrica de los  
Componentes de una Planta Experimental de  
Refrigeración

Autor: David Rodríguez García

Tutor: Dr. Manuel Gil Ortega Linares

Dep. Ingeniería de Sistema y Automática  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015





Proyecto Fin de Grado  
Grado en Ingeniería Electrónica, Robótica y Mecatrónica

# **Análisis e Identificación Paramétrica de los Componentes de una Planta Experimental de Refrigeración**

Autor:

David Rodríguez García

Tutor:

Dr. Manuel Gil Ortega Linares

Dep. Ingeniería de Sistemas y Automática  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015



Proyecto Fin de Grado: Análisis e Identificación Paramétrica de los Componentes de una Planta Experimental de Refrigeración

Autor: David Rodríguez García

Tutor: Dr. Manuel Gil Ortega Linares

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2015

El Secretario del Tribunal



# Agradecimientos

---

A mi familia que siempre me apoyó y me animó a seguir adelante, a mis amigos que siempre estuvieron ahí, a mis profesores por los conocimientos que hoy tengo y mis compañeros José Enrique y Guillermo por toda la ayuda prestada durante este proyecto.

*David Rodríguez García*

*Proyecto fin de Grado en Ingeniería Electrónica, Robótica y Mecatrónica*

*Sevilla, 2015*



El objetivo del presente trabajo es la descripción de los métodos seguidos para la identificación de parámetros del modelo de los elementos de una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor. Dicha planta experimental se encuentra situada en el Laboratorio de Automática y Robótica, y su diseño y construcción se encuadran en el Proyecto de Investigación DPI2012-37589-C02-02, financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España.

Se describen en la presente memoria las características de la planta y sus componentes, así como los modelos utilizados para cada uno de dichos componentes, la metodología empleada para la obtención de parámetros y los resultados obtenidos.



# Abstract

---

The aim of this Degree's Final Project is to describe the method used to find out the parameters of element model of an experimental vapour compression refrigeration plant. This facility is located in the Automation and Robotics Laboratory, and its design and deployment are fitted within the Research Project DPI2012-37580-C02-02, which is funded by the Spanish Ministry of Economy and Competitiveness.

Features of the plant and its components, so such as their models, methodology used to get the parameters and their results are described in this paper.



<b>Agradecimientos</b>	<b>vii</b>
<b>Resumen</b>	<b>ix</b>
<b>Abstract</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xvii</b>
<b>Notación</b>	<b>xx</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 <i>Motivación</i>	1
1.2 <i>Objetivos</i>	2
1.3 <i>Ciclo de compresión de vapor</i>	3
<b>2 Descripción de una planta experimental</b>	<b>5</b>
2.1 <i>Descripción general</i>	5
2.2 <i>Compresores</i>	9
2.3 <i>Válvulas de expansión electrónica y controladores</i>	10
2.4 <i>Intercambiadores de calor</i>	11
2.5 <i>Bombas</i>	12
2.6 <i>Ventilador</i>	13
2.7 <i>Recintos</i>	13
2.8 <i>Variadores de frecuencia</i>	14
2.9 <i>Sensores</i>	15
2.9.1 <i>Caudalímetros</i>	15
2.9.2 <i>Sondas de presión</i>	16
2.9.3 <i>Sondas de temperatura</i>	18
2.10 <i>Autómata programable</i>	20
<b>3 Modelo de los elementos de la planta experimental</b>	<b>22</b>
3.1 <i>Válvulas de Expansión</i>	22
3.2 <i>Compresores</i>	26
3.3 <i>Evaporadores</i>	28
3.3.1 <i>Zona bifásica</i>	30
3.3.2 <i>Zona vapor sobrecalentado</i>	32
3.3.3 <i>Hipótesis</i>	34
3.4 <i>Condensador</i>	37
3.4.1 <i>Zona vapor sobrecalentado</i>	39
3.4.2 <i>Zona bifásica</i>	40
3.4.3 <i>Zona líquido subenfriado</i>	41
<b>4 Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>44</b>
<b>Referencias</b>	<b>46</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2.1. Componentes originales de la planta experimental	7
Tabla 2.2. Sensores inicialmente instalados	8
Tabla 3.1. Datos para el cálculo del Ceev del recinto de 5°C	24
Tabla 3.2. Datos para el cálculo del Ceev del recinto de -20°C	25
Tabla 3.3. Resultados del cálculo del Ceev	25
Tabla 3.4. Resultados del cálculo del compresor principal	28
Tabla 3.5. Resultados del cálculo del compresor <i>booster</i>	28
Tabla 3.6. Datos para el cálculo de parámetros del evaporador de 5°C	30
Tabla 3.7. Valores del $\epsilon_e$ , $w_s$ y $C_e$ , $w_s$ del evaporador de 5°C	30
Tabla 3.8. Valores del NTU <sub>e</sub> , $w_s$ del evaporador de 5°C	31
Tabla 3.9. Valores del UA <sub>e</sub> , $w_s$ del evaporador de 5°C	31
Tabla 3.10. Valores del $\epsilon_e$ , $sh$ y $C_e$ , $sh$ del evaporador de 5°C	33
Tabla 3.11. Valores del NTU <sub>e</sub> , $sh$ del evaporador de 5°C	33
Tabla 3.12. Valores del UA <sub>e</sub> , $sh$ del evaporador de 5°C	33
Tabla 3.13. Órdenes de magnitud de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el evaporador	34
Tabla 3.14. Valores del $\epsilon_c$ , $sh$ y $C_c$ , $sh$	39
Tabla 3.15. Valores del NTU <sub>c</sub> , $sh$	40
Tabla 3.16. Valores del UA <sub>c</sub> , $sh$	40
Tabla 3.17. Valores del $\epsilon_c$ , $w_s$ y $C_c$ , $w_s$	40
Tabla 3.18. Valores del NTU <sub>c</sub> , $w_s$	40
Tabla 3.19. Valores del UA <sub>c</sub> , $w_s$	41
Tabla 3.20. Valores del $\epsilon_s$ , $sc$ y $C_s$ , $sc$	41
Tabla 3.21. Valores de NTU <sub>s</sub> , $sc$	41
Tabla 3.22. Valores de UA <sub>s</sub> , $sc$	42



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor	2
Figura 1.2. Diagrama p-h del ciclo de compresión de vapor	3
Figura 2.1. Vista general de la planta experimental de refrigeración	6
Figura 2.2 Esquema original del diseño de la planta	6
Figura 2.3. Pantalla de SCADA de la planta	8
Figura 2.4. Imagen del compresor principal	9
Figura 2.5. Imagen del compresor <i>booster</i>	10
Figura 2.6. Imagen de una de las válvulas de expansión	10
Figura 2.7. Evaporador asilado del recinto de 5°C	11
Figura 2.8. Evaporador aislado del recinto de -20°C	11
Figura 2.9. Esquema de funcionamiento evaporador	12
Figura 2.10. Imagen del condensador de aire	12
Figura 2.11. Imagen de una de las bombas de impulsión de la solución de glicol	12
Figura 2.12. Imagen del Ventilador instalado	13
Figura 2.13. Circuito de glicol para el recinto a 5°C	13
Figura 2.14. Circuito de glicol para el recinto a -20°C	14
Figura 2.15. Variadores de frecuencia de los compresores	15
Figura 2.16. Variadores de frecuencia de las bombas de impulsión de líquido	15
Figura 2.17. Imagen de uno de los caudalímetros instalados	16
Figura 2.18. Imagen de los manómetros instalados en la planta	16
Figura 2.19. Imagen del transductor de presión de la casa Johnson Controls	17
Figura 2.20. Imagen de la sonda de presión OSAKA a la salida del condensador	17
Figura 2.21. Imagen de la sonda de presión a la salida del evaporador asociado al recinto de 5°C	18
Figura 2.22. Imagen de la sonda de temperatura Pt100 situada en la salida de aire del ventilador	19
Figura 2.23. Autómata programable Modicom M340	20
Figura 3.1. Datos experimentales circuito secundario asociado al recinto de 5°C	23
Figura 3.2. Datos experimentales del refrigerante asociado al recinto de 5°C	24
Figura 3.3. Datos experimentales parámetros del compresor principal	27
Figura 3.4. Datos experimentales del compresor <i>booster</i>	27
Figura 3.5. Esquema del evaporador	31
Figura 3.6. Modelo NTU intercambiador de placa de un paso a contracorriente con 1, 2, 4, 6, 8, 10 o $\geq 12$ placas	31
Figura 3.7. Valores del coeficiente de transmisión de calor $\alpha_e$ , $w_s$ en función de $x_e$ , $w_s$	32
Figura 3.8. Valores del coeficiente de transmisión de calor $\alpha_e$ , $sh$ en función de $x_e$ , $w_s$	33
Figura 3.9. Esquema del intercambio de calor en una placa del evaporador	34
Figura 3.10. Relación del cociente entre $\alpha_e$ , $w_s/\alpha_e$ , $sh$	35
Figura 3.11. Valores de simulación: Temperaturas del evaporador de 5°C	35

Figura 3.12. Valores de simulación: Sobrecalentamiento del evaporador de 5°C	36
Figura 3.13. Valores de simulación: Temperaturas del fluido secundario del recinto de 5°C	36
Figura 3.14. Valores de simulación: Longitud de zonas del evaporador de 5°C	37
Figura 3.16. Esquema del condensador	39
Figura 3.17. Modelo NTU intercambiador de tipo carcasa y tubo, flujo cruzado	39
Figura 3.18. Valores del coeficiente de transmisión de calor $\alpha_c, sh$ en función de $x_c, ws$ y $x_c, sh$	40
Figura 3.19. Valores del coeficiente de transmisión de calor $\alpha_c, ws$ en función de $x_c, ws$ y $x_c, sh$	41
Figura 3.20. Valores del coeficiente de transmisión de calor $\alpha_c, sc$ en función de $x_c, ws$ y $x_c, sh$	42



# Notación

---

A	Área transversal de paso del refrigerante en el intercambiador ( $m^2$ )
$A_{trnsf}$	Área de transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario ( $m^2$ )
$A_v$	Apertura de la válvula (%)
b	Parámetro del compresor (adimensional)
c	Parámetro del compresor (adimensional)
C	Cociente de capacidades térmicas (adimensional)
$C_{eev}$	Coefficiente de apertura de la válvula de expansión ( $m^2/\%$ )
$C_p$	Calor específico a presión constante (J/kg K)
$C_v$	Calor específico a volumen constantes (J/kg K)
f	Función características del intercambiador de calor
h	Entalpía específica (J/kg)
L	Longitud del intercambiador (m)
$\dot{m}$	Caudal másico (kg/s)
N	Velocidad de giro del compresor (Hz)
NTU	Número de unidades de transferencia de calor (adimensional)
P	Presión (Pa)
$\dot{Q}$	Potencia calorífica intercambiada (W)
$S_t$	Parámetro del compresor ( $m^3$ )
s	Entropía específica (J/kg K)
T	Temperatura
t	Tiempo(s)
UA	Coefficiente global de transferencia de calor (W/K)
v	Volumen específico ( $m^3/kg$ )
$\dot{W}$	Potencia eléctrica demandada (W)
x	Fracción de la longitud total del intercambiador (adimensional)
$\alpha$	Coefficiente de transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario ( $W/m^2K$ )
$\Gamma$	Vector de salida experimentales para identificación
$\gamma$	Fracción de vacío (adimensional)
$\varepsilon$	Eficiencia del intercambiador (adimensional)
$\theta$	Vector de parámetros para identificación
$\xi$	Vector de residuos para identificación
$\rho$	Densidad ( $Kg/m^3$ )
$\sigma$	Desviación típica
$\phi$	Vector de entradas experimentales para identificación

## Subíndice

<i>amb</i>	Ambiente
<i>c</i>	Condensador
<i>comp</i>	Compresor
<i>e</i>	Evaporador
<i>in</i>	Entrada
<i>int</i>	Intermedia
<i>is</i>	Isentrópico
<i>out</i>	Salida
<i>refr</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Vapor saturado
<i>sc</i>	Zona de subenfriamiento
<i>sec</i>	Fluido secundario
<i>sh</i>	Zona de sobrecalentamiento
<i>w</i>	Líquido saturado
<i>ws</i>	Zona bifásica



# 1 INTRODUCCIÓN

---

*La verdadera ciencia enseña, por encima de todo, a dudar y a ser ignorante.*

*- Miguel de Unamuno -*

El Grado en Ingeniería Electrónica, Robótica y Mecatrónica tiene como objetivo final la realización de un Trabajo Fin de Grado en el que se trata de recoger los conocimientos y técnicas adquiridas a lo largo de los diversos cursos, así como ampliar dichos conocimientos y técnicas.

En este Trabajo Fin de Grado se pretende describir la metodología utilizada para la identificación de parámetros de los modelos de los elementos de una instalación experimental de refrigeración por compresión de vapor. Dicho proyecto entra dentro del marco de Proyecto de Investigación DPI2012-37580-C02-02, financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España. Entre los objetivos del mismo, se cita la construcción de una planta experimental de refrigeración que incluya varias etapas de compresión y varios recintos a refrigerar para su optimización y control robusto multivariable. La planta experimental mencionada se encuentra situada en el Laboratorio de Automática y Robótica desde el pasado mes de agosto de 2014.

## 1.1 Motivación

El sistema de compresión de vapor, como el mostrado en la Figura 1.1, es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío, utilizándose en gran parte en aplicaciones de refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización [1]. Este tipo de instalaciones supone un alto porcentaje de consumo energético y puede suponer un alto impacto económico y medioambiental.

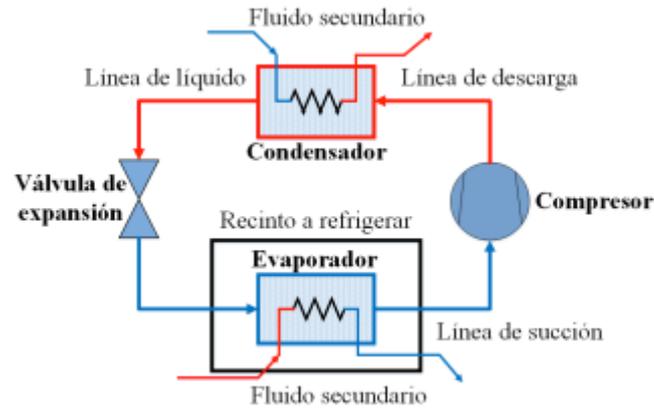


Figura 1.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor

En los últimos años, ante la necesidad de un consumo racional de la energía, se observa un creciente interés en mejorar la eficiencia energética de los sistemas actuales de refrigeración por compresión de vapor. Estas mejoras pasan por:

- Rediseñar algunos elementos, principalmente los intercambiadores de calor (condensador y evaporador), buscando un cambio sustancial en el rendimiento del equipo.
- La incorporación de electrónica y de sistemas de control en los elementos básicos, para poder operar con presiones flotantes en la condensación y en la evaporación.
- Desarrollar sistemas que sean capaces de detectar automáticamente anomalías y degradaciones.
- Incorporar mecanismos que adapten continuamente los parámetros del sistema a las condiciones de trabajo, tanto en estado estacionario como en los transitorios, buscando el máximo coeficiente de comportamiento (COP).

En estas mejoras juegan un papel importante el conocimiento del proceso y la utilización de técnicas de control multivariable. Para su aplicación es necesario disponer de un modelo del proceso y su validación experimental por medio de simulación. Es en este punto donde entra en juego el presente Proyecto Fin de Grado permitiendo por medio de la identificación de los parámetros de los elementos de la planta la construcción de simuladores fieles a la realidad.

## 1.2 Objetivos

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grados es la descripción de la metodología utilizada para la identificación, basándose en experimentación, de los parámetros del modelo de los elementos de una planta de refrigeración experimental. Así como una breve descripción de la planta.

### 1.3 Ciclo de compresión de vapor

Un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se basa en extraer energía en forma de calor de un foco frío (recinto a refrigerar) y cederla a un foco caliente, normalmente el ambiente u otro fluido que absorba dicho calor. El ciclo básico de una etapa de compresión, formado por cuatro elementos fundamentales (evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión), se mostraba en la Figura 1.1. El refrigerante que circula por dichos elementos, debido a sus propiedades termodinámicas, permite la absorción de energía en el evaporador y la cesión de la misma en el condensador.

En la Figura 1.2 se muestra el diagrama presión-entalpía específica del ciclo termodinámico ideal del refrigerante. El funcionamiento del ciclo se describe brevemente a continuación. El ciclo se inicia en el compresor (punto 1). El fluido entra en el mismo en forma de vapor a una cierta presión y temperatura ligeramente superior a la de saturación correspondiente a esa presión, aumentando ambas considerablemente a la salida del compresor. A continuación el refrigerante entra en el condensador (punto 2), donde cede energía en forma de calor al fluido secundario del condensador. A la salida, la presión del fluido es similar a la de la entrada pero la temperatura disminuye lo suficiente para que el fluido pierda el sobrecalentamiento generado en el compresor, se produzca el cambio de fase de vapor a líquido y disminuya su temperatura por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a la presión de condensación. En estas condiciones llega el refrigerante a la válvula de expansión (punto 3), donde sufre una expansión isoentálpica, saliendo de la misma en estado bifásico (punto 4). Por último, el fluido circula a través del evaporador absorbiendo energía del fluido secundario del evaporador, completando el cambio de fase de líquido a vapor y llegando a aumentar su temperatura ligeramente por encima de la temperatura de saturación correspondiente a la presión de evaporación. A partir de aquí se repite el ciclo.

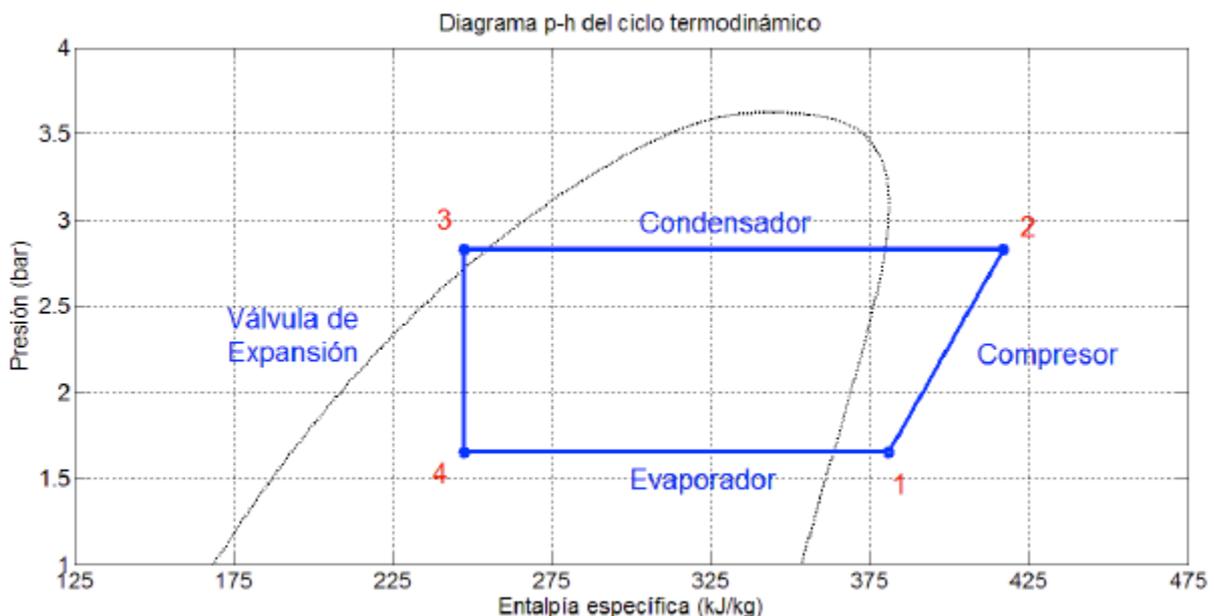


Figura 1.2. Diagrama p-h del ciclo de compresión de vapor



# 2 DESCRIPCIÓN DE UNA PLANTA EXPERIMENTAL

---

*Las máquina sólo pueden ser producto de nuestro ser,  
si examinamos las máquinas que construimos y las  
cosas que metemos en ella, tenemos un dato único y  
fiable de cómo estamos evolucionando.*

*- Douglas Coupland -*

**E**n el presente capítulo se describe los componentes físicos que componen la planta experimental de refrigeración [2], junto con una breve mención de las posible configuración de misma justificando los componentes que la componen.

## 2.1 Descripción general

En la Figura 2.1 se muestra una vista general de la planta. Se trata de una planta de dos etapas de compresión de distinta potencia, con dos recintos de refrigeración de forma que permite operar con una temperatura distinta en cada recinto. Estos recintos se simulan mediante la circulación de una solución de glicol a través de una bomba de líquido y el evaporador, almacenándose en un tanque cuya temperatura puede modificarse mediante la acción de una resistencia eléctrica. Gracias a dos válvulas manuales se puede configurar la planta de manera que pueda funcionar, bien como un ciclo básico de una etapa de compresión y un recinto, bien como un ciclo con dos etapas y un recinto o bien como un ciclo con dos etapas de compresión y dos recintos.



Figura 2.1. Vista general de la planta experimental de refrigeración

En la Figura 2.2 se muestra el esquema del diseño original de la planta. Se observa la presencia de dos compresores, siendo el correspondiente a la primera etapa de menor potencia que el de la segunda etapa, los dos recintos de refrigeración (denominados como recinto  $5^{\circ}\text{C}$  y recinto  $-20^{\circ}\text{C}$ , ya que se ha escogido dichos valores como temperatura de trabajo), los dos evaporadores y las dos válvulas de expansión correspondientes para cada recinto, el condensador de aire y el tanque de almacenamiento del refrigerante. La numeración del esquema original indica todo los elementos del sistema, glosado en la Tabla 2.1, mientras que la Tabla 2.2 muestra los sensores instalados originalmente. Por último en la Figura 2.3 se muestra una captura del panel de SCADA.

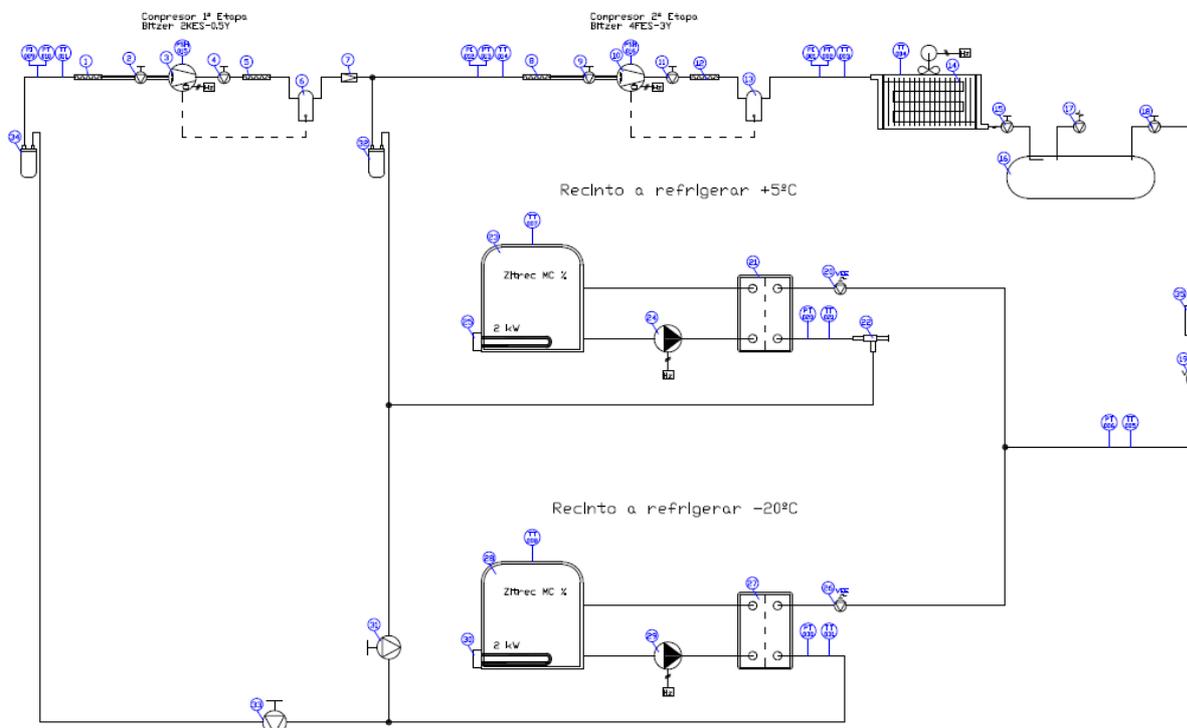


Figura 2.2 Esquema original del diseño de la planta

Tabla 2.1. Componentes originales de la planta experimental

<b>Número</b>	<b>Elemento</b>
1	Antivibrador aspiración 1° etapa
2	Válvula aspiración compresor 1° etapa
3	Compresor 1° etapa. Variador de frecuencia
4	Válvula descarga compresor 1° etapa
5	Antivibrador descarga 1° etapa
6	Separador de aceite 1° etapa
7	Válvula antirretorno
8	Antivibrador aspiración 2° etapa
9	Válvula aspiración compresor 2° etapa
10	Compresor 2° etapa. Variador de frecuencia
11	Válvula descarga compresor 2° etapa
12	Antivibrador descarga 2° etapa
13	Separador de aceite 2° etapa
14	Condensador aire forzado. Variador de frecuencia
15	Válvula entrada recipiente líquido
16	Recipiente acumulador de líquido
17	Válvula seguridad recipiente líquido
18	Válvula salida recipiente líquido
19	Visor de líquido con indicación de humedad
20	Válvula de expansión electrónica Danfoss AKV
21	Intercambiador de placas 5°C
22	Válvula reguladora presión evaporación
23	Depósito carga recinto de 5°C. %Zitrec Mc
24	Bomba de recirculación 5°C. Variador de frecuencia
25	Resistencia carga 2 kW. Relé de estado sólido
26	Válvula de expansión electrónica Danfoss AKV
27	Intercambiador de placas del recinto a -20°C
28	Depósito carga recinto de -20°C-%Zitrec Mc
29	Bomba de recirculación -20°C. Variador de frecuencia
30	Resistencia carga 2 kW. Relé de estado sólido
31	Válvula de bola manual. 1° compresor
32	Separador de líquido de aspiración 2° etapa
33	Válvula de bola manual. 2° compresor
34	Separador de líquido de aspiración 1ª etapa
35	Filtro deshidratador

Tabla 2.2. Sensores inicialmente instalados

Número	Elemento
PI001	Indicador de presión. Manómetro de alta presión
PT002	Sonda de alta presión 4-20 mA
TT003	Sonda de temperatura Pt100
TT004	Sonda de temperatura Pt100
TT005	Sonda de temperatura Pt100
PT006	Sonda de presión 4-20 mA
TT007	Sonda de temperatura Pt100
TT008	Sonda de temperatura Pt100
PI009	Indicador de presión. Manómetro de baja presión
PT010	Sonda de baja presión 4-20 mA
TT011	Sonda de temperatura Pt100
PI012	Indicador de presión. Manómetro de baja presión
PT013	Sonda de presión 4-20 mA
TT014	Sonda de temperatura Pt100
PSH015	Minipresostato de alta presión. Rearme manual
PSH016	Minipresostato de alta presión. Rearme manual
PT020	Sonda de baja presión 4-20 mA para VEE 5°C
TT021	Sonda de temperatura para VEE 5°C
PT030	Sonda de baja presión 4-20 mA para VEE -20°C
TT031	Sonda de temperatura para VEE -20°C

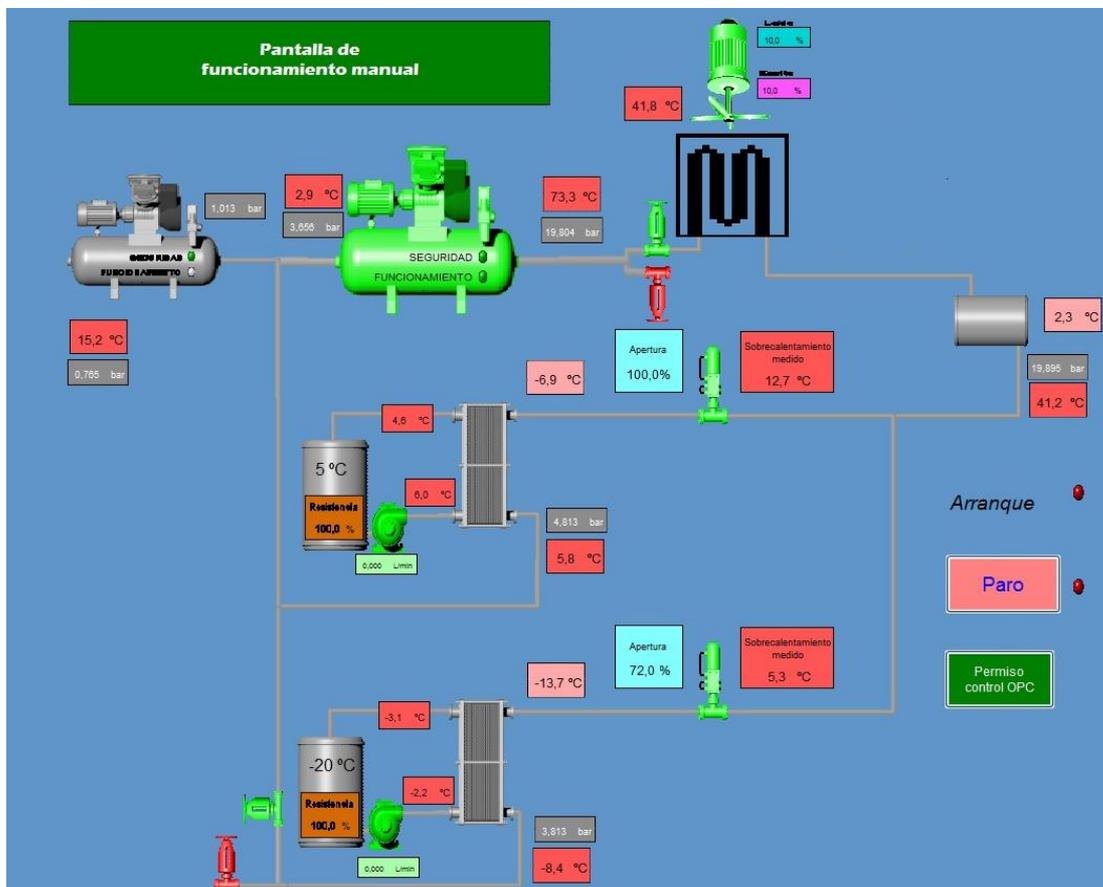


Figura 2.3. Pantalla de SCADA de la planta

Entre los compresores se intercala la línea de salida de refrigerante del evaporador del recinto a 5°C. A continuación, se encuentra el condensador de aire para extraer la energía en forma de calor del refrigerante, el cual dispone de un ventilador. Después, aparece el tanque de almacenamiento del refrigerante y, posteriormente, el desdoblamiento hacia ambos recintos y evaporadores, previamente a los cuales se encuentran las válvulas de expansión. Por último, a la salida de los recintos las líneas van hacia los compresores, estando presentes unas válvulas que permiten la configuración manual de la planta (señaladas como 31 y 33 en el esquema de la Figura 2.2), pudiéndose seleccionar una configuración con un compresor y un recinto, con un compresor y dos recintos o bien con los dos compresores y los dos recintos.

Posteriormente han sido añadidos otros sensores, al margen de los inicialmente instalados. Se han instalado dos sensores de temperatura tipo Pt100 a la salida de cada uno de los evaporadores del lado del fluido secundario. Asimismo, un sensor de presión ha sido instalado a la salida del compresor de la 1ª etapa, para verificar el salto de presión realmente proporcionado por este compresor antes de la unión con el refrigerante procedente del evaporador del recinto a 5°C.

En las secciones siguientes se describe de forma resumida cada uno de los elementos de la estación frigorífica experimental.

## 2.2 Compresores

Ambos compresores son de pistón y semi-herméticos de la casa BITZER. El compresor asociado a la primera etapa de compresión (también llamado *booster*) es el modelo 2KES-0.5Y, de 2 cilindros y 1.8 kW de potencia. Por su parte, el compresor principal, asociado a la segunda etapa, es el modelo 4FES-3Y, de 4 cilindros y 6.4 kW de potencia. En las Figuras 2.3 y 2.4 se muestran imágenes reales de ambos compresores. Se dispone de más información en la web del fabricante [3].



Figura 2.4. Imagen del compresor principal



Figura 2.5. Imagen del compresor *booster*

### 2.3 Válvulas de expansión electrónica y controladores

Las válvulas de expansión asociadas a cada uno de los recintos son de la marca Danfoss [4]. En la Figura 2.6 se muestra una fotografía de una de ellas.



Figura 2.6. Imagen de una de las válvulas de expansión

Estas válvulas de expansión se controlan mediante modulación por ancho de pulso (PWM), y en la instalación original solo podían ser controladas a través de unos controladores específicos de la marca OSAKA. Sin embargo, posteriormente se han instalado relés de selección que permiten elegir mediante una señal digital desde el autómeta si se desea controlar las válvulas a través de los controladores OSAKA o bien directamente mediante una señal PWM procedente del autómeta y a través de un par de relés de estado sólido de potencia suficiente para la apertura y cierre de las mismas.

## 2.4 Intercambiadores de calor

Existen tres intercambiadores de calor en la planta experimental: dos evaporadores y un condensador. Los dos evaporadores son intercambiadores de placas soldadas de la compañía SWEP, aunque son de diferentes dimensiones: el asociado al recinto de 5°C es el modelo B8THx20/1P, mientras que el asociado al recinto de -20°C es el modelo B8THx30/1P. Más información en la web del fabricante [5].

En la Figura 2.7 se muestra una fotografía del evaporador del recinto de 5°C, mientras que la Figura 2.8 recoge una imagen del evaporador del recinto de -20°C. En estas fotografías los evaporadores se encuentran aislados térmicamente; en la Figura 2.9 se muestra esquemáticamente el aspecto de los mismos.

Por otra parte, el condensador de aire, mostrado en la Figura 2.10 es de diseño propio por parte de la empresa instaladora.



Figura 2.7. Evaporador aislado del recinto de 5°C



Figura 2.8. Evaporador aislado del recinto de -20°C



Figura 2.9. Esquema de funcionamiento evaporador



Figura 2.10. Imagen del condensador de aire

## 2.5 Bombas

Contamos con dos bombas para los circuitos de glicol en los recintos, ambas de la compañía SMEDEGAARD, de la gama Omega, modelo 2-80-2/SSE de 0.25 kW de potencia. En la Figura 2.11 se muestra una fotografía de una de las bombas en su posición real en la planta. Se puede consultar más información en la web del fabricante [6].



Figura 2.11. Imagen de una de las bombas de impulsión de la solución de glicol

## 2.6 Ventilador

Para el condensador de aire se utiliza un ventilador para aumentar el coeficiente de transferencia de calor entre el refrigerante a alta presión y temperatura y el aire del ambiente. Se utiliza un ventilador de la compañía Ebm-papst, en concreto el modelo W3G500-CE33-01, del cual se muestra una fotografía en la Figura 2.12. Más información en la página web del fabricante [7].



Figura 2.12. Imagen del Ventilador instalado

## 2.7 Recintos

Como ya se ha comentado, para simular la carga del sistema de refrigeración se han dispuesto dos tanques de una solución acuosa de glicol, que se impulsa mediante las bombas y se hace pasar por los evaporadores como fluido secundario, y un par de resistencias eléctricas de 2 kW cada una que permiten aumentar la temperatura de la solución de glicol contenida en los tanques. En las Figuras 2.13 y 2.14 se muestran los dos circuitos de fluido secundario en cada uno de los evaporadores.



Figura 2.13. Circuito de glicol para el recinto a 5°C



Figura 2.14. Circuito de glicol para el recinto a  $-20^{\circ}\text{C}$

Se observa en las Figuras 2.13 y 2.14 la presencia de los tanques aislados térmicamente y las resistencias eléctricas, cuyo control permite regular la carga del sistema.

## 2.8 Variadores de frecuencia

El convertidor de frecuencia es un controlador de motor electrónico que regula la velocidad del motor. También controla aspectos del sistema y el estado del motor, y puede utilizarse como protección contra sobrecarga del motor. Para el control preciso de la velocidad de giro de los compresores y de las bombas de impulsión de líquido se instalan variadores de frecuencia, todos ellos de la compañía Danfoss. Para los compresores se utiliza el modelo VLT® HVAC Drive FC 102, mientras que para las bombas se utiliza el modelo VLT® HVAC Basic Drive FC 101. En las Figuras 2.15 y 2.16 se muestran fotografías de los cinco variadores instalados. Se puede consultar más información en la web de Danfoss [4].



Figura 2.15. Variadores de frecuencia de los compresores



Figura 2.16. Variadores de frecuencia de las bombas de impulsión de líquido

## 2.9 Sensores

### 2.9.1 Caudalímetros

Se dispone de dos caudalímetros para la medida del caudal volumétrico de cada uno de los recintos. Ambos de la compañía Ifm Electronic, en concreto el modelo SMR12GGXFRKG/US-100. En la Figura 2.17 se muestra una imagen de la instalación de uno de los caudalímetros.



Figura 2.17. Imagen de uno de los caudalímetros instalados

Se trata de un sensor de flujo magneto-inductivo, adecuado para fluidos líquidos con conductividad superior a  $20 \mu\text{S}/\text{cm}$  y viscosidad inferior a  $70 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $40^\circ\text{C}$ . Su rango de medición es  $0.1\text{-}25 \text{ L}/\text{min}$ , con resolución de  $0.05 \text{ L}/\text{min}$ . Además del flujo volumétrico, puede medir de forma analógica la temperatura, aunque para dicha medida se utilizarán los sensores Pt100 instalados. Se puede consultar más información sobre los caudalímetros en la web del fabricante [8].

### 2.9.2 Sondas de presión

Se dispone en total de siete sondas de presión, de diferente tipo, rango y fabricante. A continuación se explicarán cada una de ellas.

Por un lado se tienen tres sensores electrónicos con visualización analógica de la casa Ifm Electronic, modelo PG2453, situados a la entrada del compresor *booster* y a la entrada y salida del compresor principal. Estos sensores tienen un rango de medida de  $-1 \text{ bar}$  a  $25 \text{ bar}$  (relativos). En la Figura 2.18 se muestra una imagen de estos tres sensores de presión en la planta, que fueron instalados en el diseño inicial. Se puede consultar más información sobre los manómetros en la web del fabricante [8].



Figura 2.18. Imagen de los manómetros instalados en la planta

Posteriormente se consideró necesario implantar una sonda de presión a la salida del compresor *booster*, para observar la presión del refrigerante previa a la unión con la línea procedente del recinto a  $5^\circ\text{C}$ . Se instaló un transductor de presión de la casa Johnson Controls, modelo P499ACS404, con rango de medida entre  $0$  y  $30 \text{ bar}$ . Debido a cuestiones de espacio en la instalación, este sensor se implantó para medir la presión a la entrada del compresor *booster*, mientras que el manómetro que inicialmente se dedicó a la medida de esa presión se cambió de lugar para que midiera la presión a la salida del compresor *booster*. En la Figura 2.19 se muestra una imagen de la instalación actual del transductor de presión, del cual puede obtenerse más información en la web del fabricante [9].



Figura 2.19. Imagen del transductor de presión de la casa Johnson Controls

Finalmente se dispone de otros tres sensores de presión situados, el primero de ellos a la salida del condensador, y los otros dos a la salida de los evaporadores del lado del refrigerante. Estas dos últimas sondas son las que, aparte de proporcionar la medida al autómata, permiten a los controladores OSAKA calcular el grado de sobrecalentamiento del refrigerante, junto con la sonda de temperatura correspondiente a la salida del evaporador. Estas tres sondas de presión son de la casa OSAKA: la situada a la salida del condensador, al tener que medir presiones superiores (está aguas arriba de las válvulas de expansión), es del modelo PP 30H, teniendo un rango de medida de 0 a 30 bar; las sondas situadas a la salida de los evaporadores son del modelo PP 08H, con rango de medida de 0.5 a 8 bar. En la Figura 2.20 se muestra una imagen de la sonda de presión a la salida del condensador, mientras que la Figura 2.21 muestra la instalación de una de las sondas de presión a la salida de los evaporadores, en concreto la situada a la salida del evaporador correspondiente al recinto de 5°C. Más información sobre las sondas está disponible en la web del fabricante [10].



Figura 2.20. Imagen de la sonda de presión OSAKA a la salida del condensador



Figura 2.21. Imagen de la sonda de presión a la salida del evaporador asociado al recinto de 5°C

### 2.9.3 Sondas de temperatura

Se dispone en total de once medidas de temperatura, diez de ellas fueron consideradas en el diseño inicial de la planta, mientras que posteriormente se han añadido un sensor más.

De las diez sondas inicialmente instaladas, ocho de ellas son de tipo Pt100, de rango suficiente para medir las temperaturas en todos los puntos de la instalación y con resolución de 0.1°C. Estas sondas se encuentran en situadas en los siguientes puntos:

- Entrada al compresor *booster* (temperatura del refrigerante).
- Entrada al compresor principal (temperatura del refrigerante).
- Salida del compresor principal (temperatura del refrigerante).
- Línea de líquido, es decir, a la salida del condensador (temperatura del refrigerante).
- Salida de aire del ventilador (temperatura ambiente).
- Entrada al evaporador correspondiente al recinto de 5°C (temperatura de la solución de glicol).
- Entrada al evaporador correspondiente al recinto de -20°C (temperatura de la solución de glicol).

Las únicas sondas de temperatura que no son Pt100 son las situadas a la salida de los evaporadores del lado del refrigerante, que son NTC, también con resolución de 0.1°C. Estas medidas de temperatura son las que utilizan los controladores OSAKA para estimar el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida de los evaporadores.

A modo de ejemplo y debido a que es la única sonda que no está cubierta por el aislamiento térmico, se muestra en la Figura 2.22 una imagen del sensor de temperatura situado en la salida de aire del ventilador.



Figura 2.22. Imagen de la sonda de temperatura Pt100 situada en la salida de aire del ventilador

Posteriormente, se ha observado la necesidad de medir también la temperatura de los fluidos secundarios de los evaporadores a la salida de los mismos, para observar el salto térmico sufrido por la solución de glicol a su paso por el evaporador. Así pues, se han instalado dos nuevas sondas Pt100 de la compañía AKO, en concreto el modelo AKO-15585A, con rango de medida entre  $-40^{\circ}\text{C}$  y  $180^{\circ}\text{C}$ . Existe más información sobre las sondas en la página web del fabricante [11].

## 2.10 Autómata programable

Como autómata para el control de la planta se dispone del PLC ModicomM340, de la casa Schneider Electric [14]. En la Figura 2.23 se muestra una imagen de la instalación real del autómata en la planta.

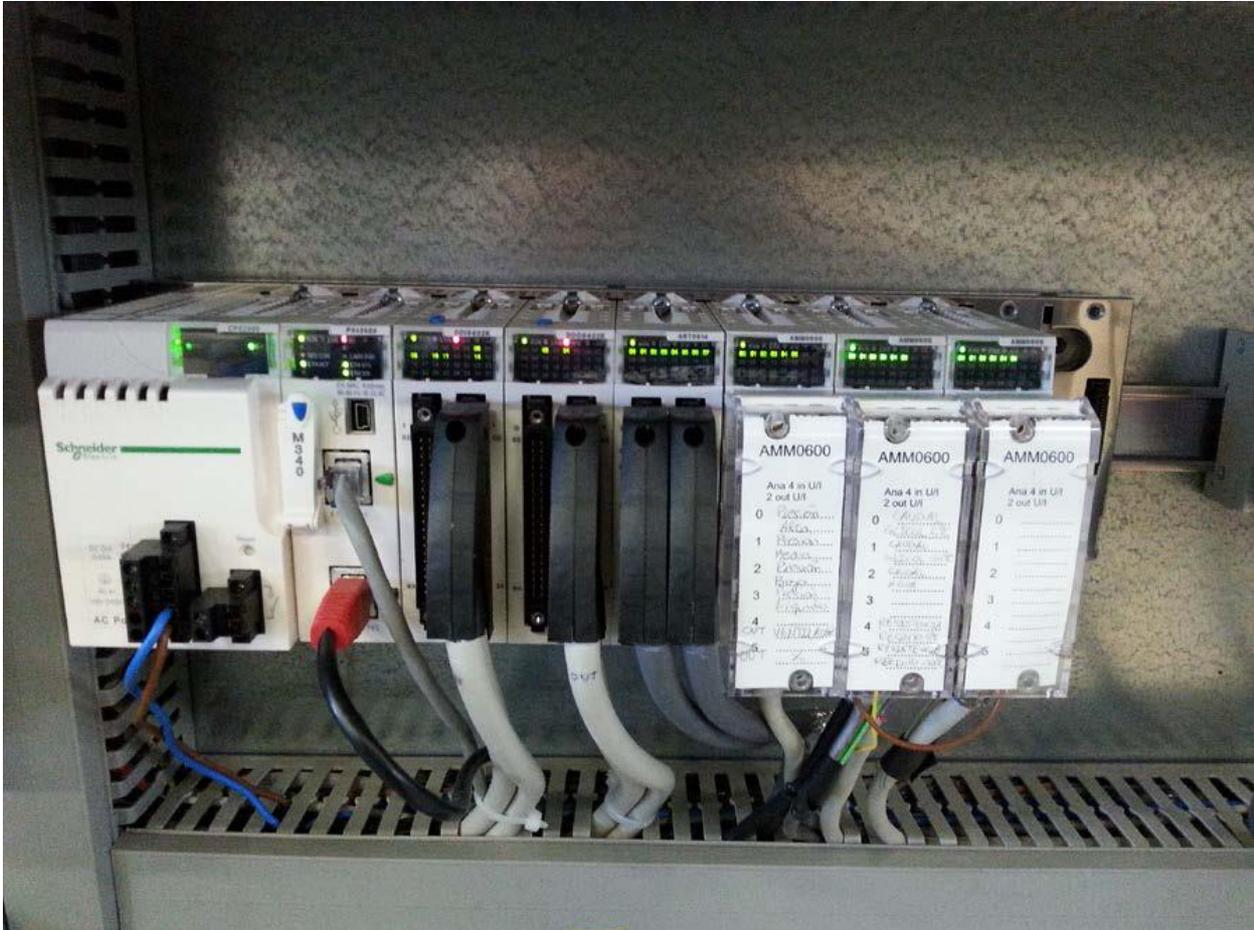


Figura 2.23. Autómata programable Modicom M340

Se dispone de los siguientes módulos:

- Módulo de potencia CPS 2000.
- Módulo de CPU tipo BMX P34 2020, versión 2.30, incluyendo puertos USB y serie y conexión Ethernet.
- Módulo de entradas digitales BMX DDI6402K.
- Módulo de salidas digitales BMX DDO6402K.
- Módulo de 8 entradas analógicas de termopares BMX ART0814.
- 3 módulos mixtos de 4 entradas analógicas y 2 salidas analógicas BMX AMM0600.



# 3 MODELO DE LOS ELEMENTOS DE LA PLANTA EXPERIMENTAL

---

*Si no conozco una cosa, la investigaré.*

*- Louis Pasteur -*

El presente capítulo describe los modelos matemáticos de los elementos de la planta experimental y la metodología seguida para la identificación de los parámetros que intervienen en ellos. Se tiene como objetivo la identificación de dichos parámetros basándose en experimentación y, cuando sea posible, se verificarán los valores obtenidos por medio de simulaciones.

## 3.1 Válvulas de Expansión

Como ya se ha comentado con anterioridad, la planta cuenta con tres válvulas de expansión, una asociada a cada recinto y una tercera válvula a la salida del evaporador asociado al recinto de 5°C. Todas ellas comparten el mismo modelo estático, basado en el procedimiento descrito en [12], [13]. El modelo recibe como entrada las presiones de entrada y salida de la válvula y la entalpía específica a la entrada y proporciona el caudal másico de refrigerante expandido.

$$\dot{m}_{in} = C_{eev} * A_v * \sqrt{2 * \rho_{in} * (P_{in} - P_{out})} \quad 3.1$$

Dicho modelo puede presentar un problema si no se cuenta con medidas directas de caudal en el punto donde se encuentra la válvula, tal como ocurre en nuestro caso y es habitual dado el alto costo de este tipo de sensores. Por ello se ha abordado primero el problema de las válvulas asociadas a los recintos, de las cuales se puede obtener una estimación del caudal por medio de un balance de energía en los evaporadores correspondientes. Una vez determinado el  $C_{eev}$  de la válvula asociada al recinto de 5°C dispondremos de información del caudal para la obtención del  $C_{eev}$  de la válvula manual a la salida del evaporador de 5°C.

$$\dot{m}_{sec} C_{p,sec} (T_{in,sec} - T_{out,sec}) = \dot{m}_e (h_{out,e} - h_{in,e}) \quad 3.2$$

La estimación del caudal másico por medio del balance de energía presenta una exigencia, y es que el sistema debe encontrarse en un punto de equilibrio para asegurar que el caudal de entrada es igual al caudal de salida, algo que parece lógico a primera vista no tiene por qué cumplirse fuera del equilibrio debido a los efectos de compresión dentro del evaporador.

Una vez conocido el modelo general de la válvula y la problemática que presenta se procede al cálculo de los  $C_{eev}$  de las válvulas asociadas a los recintos que se describe por la ecuación 3.3 que no es más que el caso particular de la ecuación 3.1.

$$\dot{m}_{in,e} = C_{eev} * A_v * \sqrt{2 * \rho_{out,c} * (P_c - P_e)} \quad 3.3$$

Por medio de experimentación se han obtenido un conjunto de datos como los representados en la Figura 3.1 y Figura 3.2.

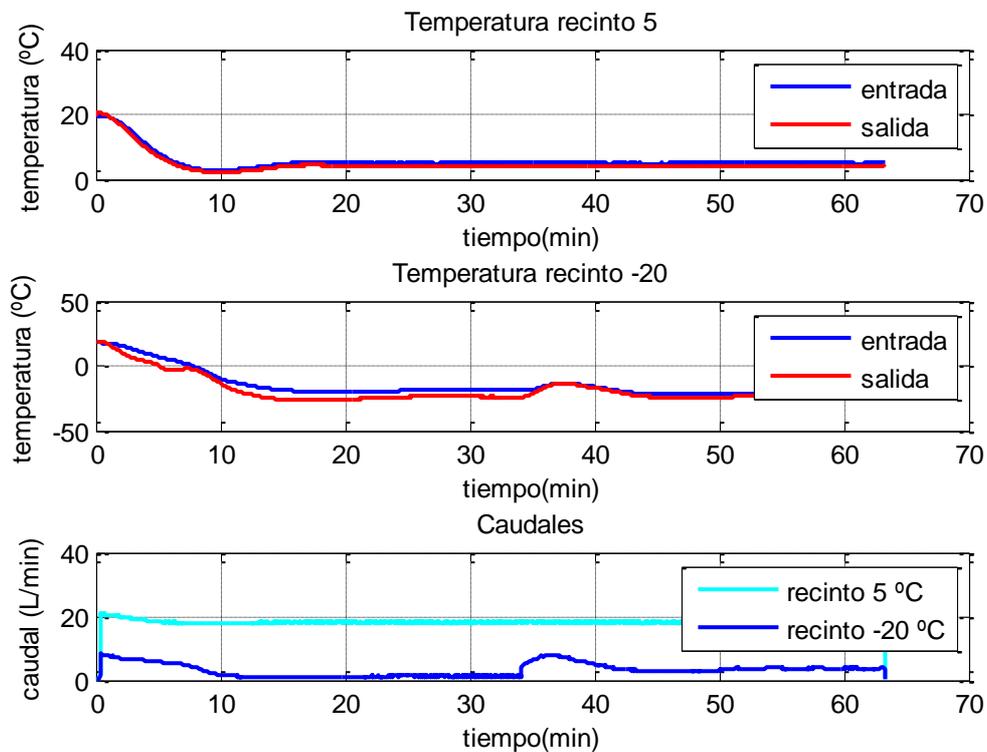


Figura 3.1. Datos experimentales circuito secundario asociado al recinto de 5°C

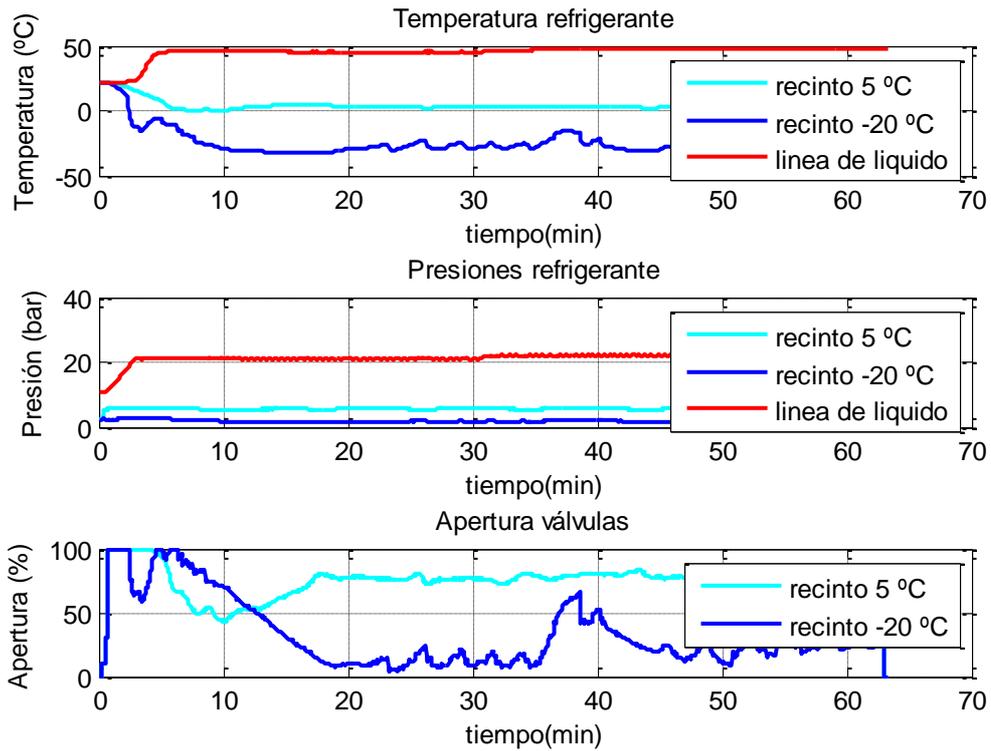


Figura 3.2. Datos experimentales del refrigerante asociado al recinto de 5°C

De donde se han tomado datos en puntos de equilibrio dando lugar a los datos recogidos en la Tabla 3.1 en el caso de la válvula asociada al recinto de 5°C y la Tabla 3.2 para el recinto de -20°C.

Tabla 3.1. Datos para el cálculo del  $C_{eev}$  del recinto de 5°C

$\dot{m}_e \left( \frac{kg}{s} \right)$	$A_v$ (%)	$P_{in,e}$ (bar)	$\frac{C_{eev}}{10^{-9}} \left( \frac{m^2}{\%} \right)$
0.0110	77.0	5.57	2.67
0.0102	78.8	5.59	2.34
0.0111	93.3	5.62	2.08
0.0115	76.2	5.58	2.93
0.0100	69.5	5.54	2.99
0.0100	63.5	5.59	2.94
0.0147	93.5	5.64	2.94
0.0125	87.5	5.62	2.68
0.0057	50.1	5.37	2.11
0.0114	76.5	5.60	2.77

Tabla 3.2. Datos para el cálculo del  $C_{eev}$  del recinto de  $-20^{\circ}\text{C}$ 

$\dot{m}_e \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	$A_v$ (%)	$P_{in,e}$ (Bar)	$C_{eev}(10^{-9})$
0.0047	27.3	1.85	2.88
0.0049	28.8	1.88	2.77
0.0039	30.7	1.96	2.02
0.0033	24.7	1.80	2.30
0.0040	29.2	1.88	2.50
0.0043	30.0	1.82	2.41
0.0033	28.1	1.95	2.00
0.0038	27.1	1.95	2.35
0.0052	28.5	1.78	3.04
0.0048	19.4	1.83	4.16

A partir de los datos de las tablas 3.1 y 3.2 se estima el siguiente valor del  $C_{eev}$  de cada válvula, del cual se espera que sean similares al tratarse del mismo modelo de válvula.

Tabla 3.3. Resultados del cálculo del  $C_{eev}$ 

	$\overline{C_{eev}}(10^{-9})$	$\sigma(10^{-9})$
Recinto $5^{\circ}\text{C}$	2.64	0.35
Recinto $-20^{\circ}\text{C}$	2.64	0.63

Como se esperaba ambos valores medio coinciden. Se observa una mayor desviación típica en el recinto de  $-20^{\circ}\text{C}$ , eso debe a las oscilaciones que presenta el recinto de  $-20^{\circ}\text{C}$  frente al recinto de  $5^{\circ}\text{C}$ .

Una vez calculado el  $C_{eev}$  de las válvulas de expansión asociada a cada recinto podemos tener una estimación del caudal que pasa por ellas. Esto permite el cálculo del coeficiente de pérdida de carga correspondiente a la válvula situada a la salida del evaporador de  $5^{\circ}\text{C}$ , el cual al tratarse de una válvula manual y no tener un valor concreto de la apertura se tendrá un valor de  $C_{eev}^*$ , donde se recogerá también la apertura de la válvula que será constante en todo el proceso. En caso de manipular la válvula deberá re-calcularse este parámetro nuevamente por medio de la ecuación 3.4.

$$\dot{m}_{e,5} = C_{eev}^* \sqrt{2 * \rho_{e,5} * (P_{e,5} - P_{in,comp})} \quad 3.4$$

### 3.2 Compresores

Como ya se justificó anteriormente la planta experimental necesita de dos compresores para ser funcional en distintas configuraciones de montaje, uno de mayor potencia y tamaño llamado compresor de alta o principal, y un segundo compresor de menor potencia y tamaño denominado compresor de baja o *booster*.

El modelo de los compresores se basa en el procedimiento descrito en [12], [13]. El modelo recibe como entradas las presiones de entrada y salida y la entalpía específica de succión y proporciona como salidas el caudal de refrigerante succionado desde el evaporador y descargado al condensador, la entalpía específica de descarga y la potencia consumida por el compresor.

$$\dot{m}_{comp} = \frac{N}{v_{in}} * \left( 1 - c \left( \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{c_{v,s}}{c_{p,s}}} - 1 \right) \right) * S t$$

$$\dot{W}_{comp} = \mathbf{b} * \dot{m}_{comp} (h_{out,is} - h_{in}) \quad 3.5$$

$$T_{out,is} = T_{out} + \frac{h_{out,is} - h_{out,s}}{c_{p,out,s}}$$

$$h_{out} - h_{in} = \frac{\dot{W}_{comp} - \mathbf{U} \mathbf{A}_{comp} (T_{out,is} - T_{amb})}{\dot{m}_{comp}}$$

Esto da lugar a un modelo con 4 parámetros y 3 ecuaciones, esto lleva a calcular los parámetros mediante técnicas de regresión lineal, ya que estamos ante un modelo lineal, como puede ser soluciones con errores cuadráticos mínimos, ya que contamos con tantas medidas como se desee.

$$\Gamma = \varphi * \theta \rightarrow \hat{\theta} = \varphi^{-1} \Gamma + \xi \quad 3.6$$

Dónde:

$\hat{\theta}$  : Vector de parámetros estimados  $[\hat{b} \ \hat{c} \ \hat{S}_t \ \widehat{\mathbf{U}} \mathbf{A}_{comp}]^T$

Para ello se ha tomamos valores de experimentos como el que se muestra en la Figura 3.3 para el compresor principal y 3.4 para el compresor *booster*.

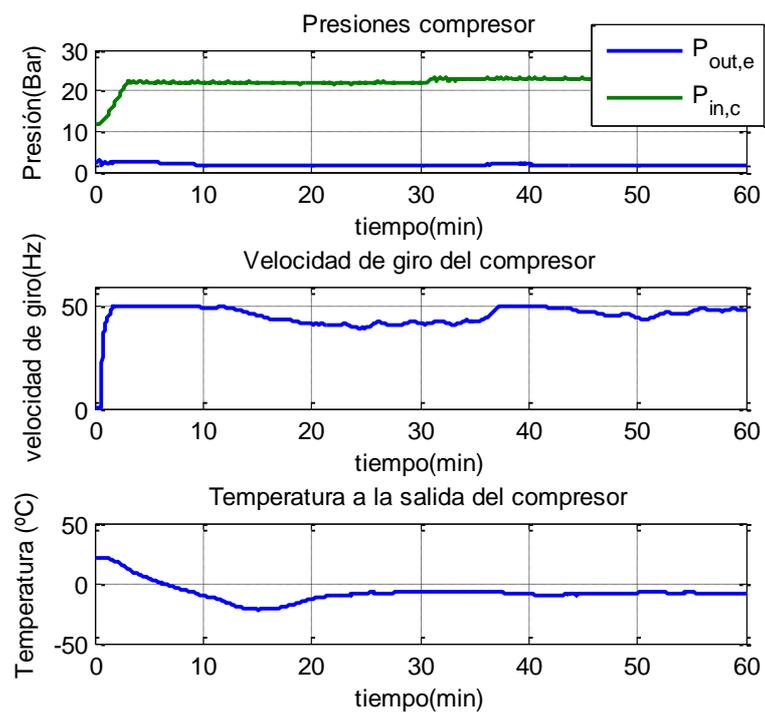


Figura 3.3. Datos experimentales parámetros del compresor principal

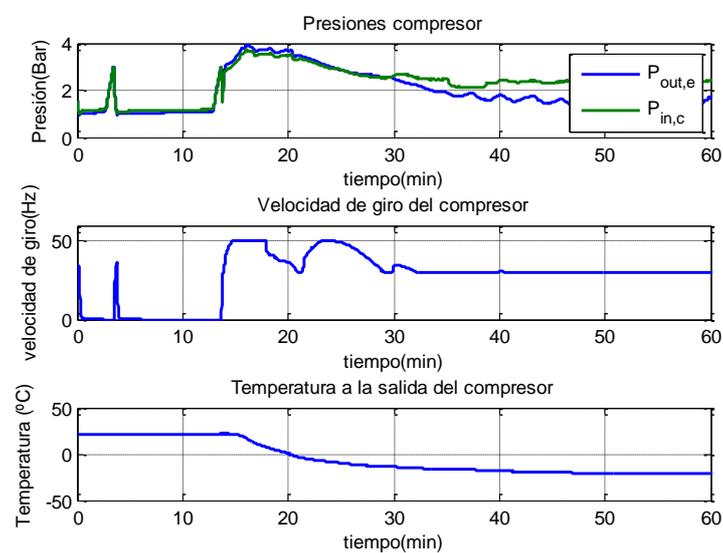


Figura 3.4. Datos experimentales del compresor *booster*

Como resultado tenemos los siguientes valores.

Tabla 3.4. Resultados del cálculo del compresor principal

$\hat{c}$	<b>0.0531</b>
$\widehat{St}$	<b><math>6.84 * 10^{-5} [m^3]</math></b>
$\hat{b}$	<b>1.62</b>
$\widehat{UA}$	<b><math>3.61 [\frac{W}{K}]</math></b>

Tabla 3.5. Resultados del cálculo del compresor *booster*

$\hat{c}$	<b>0.191</b>
$\widehat{St}$	<b><math>1.24 * 10^{-5} [m^3]</math></b>
$\hat{b}$	<b>1.59</b>
$\widehat{UA}$	<b><math>4.31 [\frac{W}{K}]</math></b>

### 3.3 Evaporadores

Para el estudio de los intercambiadores de calor, tanto evaporadores como el condensador, basamos su modelado en el procedimiento descrito en [14], suponiendo que existen una zona bifásica y una zona de sobrecalentamiento del refrigerante. Aplicando hipótesis de *moving boundary model* [15] [16] [17] [1] y realizando el balance de masa y energía en la zona bifásica, se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$[\rho_{w,e}(1 - \gamma_e)(h_{w,e} - h_{in,e}) + \rho_{s,e} \gamma_e (h_{s,e} - h_{in,e})] A_e L_e \frac{dx_{e,ws}}{dt} + \frac{\partial \rho_{s,e}}{\partial P_e} \gamma_e (h_{s,e} - h_{in,e}) A_e L_e x_{e,ws} \frac{dP_e}{dt} = \dot{Q}_{e,ws} - (h_{s,e} - h_{in,e}) \dot{m}_{out,e} \quad 3.7$$

$$[\rho_{w,e}(1 - \gamma_e) + \rho_{s,e} \gamma_e] A_e L_e \frac{dx_{e,ws}}{dt} + \frac{\partial \rho_{s,e}}{\partial P_e} \gamma_e A_e L_e x_{e,ws} \frac{dP_e}{dt} = \dot{m}_{in,e} - \dot{m}_{out,e} \quad 3.8$$

La potencia térmica intercambia en la zona bifásica  $\dot{Q}_{e,ws}$  se calcula mediante el método  $\varepsilon - NTU$ , el cual está ligado a la geometría y tipo de intercambiador.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{e,ws} &= \varepsilon_{e,ws} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{in,sec,e} - T_e) \\ (\dot{m}c_p)_{min} &\begin{cases} \dot{m}_{sec} * C_{p,sec} \\ \dot{m}_{in,e} * C_{p,in,e} \end{cases} \\ C_{e,ws} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = 0 \\ NTU_{e,ws} &= \frac{UA_{e,ws}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{e,ws} &= \alpha_{e,ws} x_{e,ws} A_{trnsf,e} L_e \\ \varepsilon_{e,ws} &= f(NTU_{e,ws}, C_{e,ws})\end{aligned}\tag{3.9}$$

Y de forma análoga en la zona sobrecalentada

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{e,sh} &= \varepsilon_{e,sh} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{int,sec,e} - T_e) \\ T_{int,sec,e} &= T_{in,sec,e} - \frac{\dot{Q}_{e,ws}}{\dot{m}_{sec,e} c_{p,sec,e}} \\ C_{e,sh} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \\ NTU_{e,sh} &= \frac{UA_{e,sh}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{e,sh} &= \alpha_{e,sh} (1 - x_{e,ws}) A_{trnsf,e} L_e \\ \varepsilon_{e,sh} &= f(NTU_{e,sh}, C_{e,sh})\end{aligned}\tag{3.10}$$

Las condiciones del refrigerante y el fluido secundario a la salida se calculan como se indica en las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned}h_{out,e} &= h_{s,e} + \frac{\dot{Q}_{e,sh}}{0.5(\dot{m}_{in,e} + \dot{m}_{out,e})} \\ T_{out,e} &= T(P_e, h_{out,e}) \\ TSH &= T_{out,e} - T_e \\ T_{out,sec,e} &= T_{int,sec,e} - \frac{\dot{Q}_{e,sh}}{\dot{m}_{(sec,e)} c_{p,sec,e}}\end{aligned}\tag{3.11}$$

Para el caso de los evaporadores se busca conocer los coeficientes de transmisión de calor entre el refrigerante y el fluido secundario asociado a cada zona de trabajo, zona bifásica ( $\alpha_{e,ws}$ ) y zona vapor sobrecalentado ( $\alpha_{e,sh}$ ). Además se cuenta con el problema de no conocer que longitud del evaporador se encuentra en zona bifásica  $x_{e,ws}$ , y por consiguiente el que se encuentra en zona monofásica ( $1 - x_{e,ws}$ ), forzando a trabajar por medio de suposiciones y validar por medio de simuladores.

Nota: Solo se muestran los resultados asociados al evaporador del recinto de 5°C, debido a que el recinto de -20°C presenta oscilación impidiendo tener una medida precisa del régimen permanente por lo que no se ha podido obtener resultados satisfactorios.

### 3.3.1 Zona bifásica

Particularizando las ecuaciones 3.7 y 3.8 para condiciones de equilibrio, se obtiene:

$$\dot{Q}_{e,ws} = (h_{s,e} - h_{in,e})\dot{m}_e \quad 3.12$$

Donde  $\dot{m}_e = \dot{m}_{in,e} = \dot{m}_{out,e}$ . Por lo tanto, a partir de las condiciones de presión y temperatura del refrigerante y fluido secundario, recogidos en la tabla 3.6, se puede estimar el valor de equilibrio de  $\dot{Q}_{e,ws}$ .

Tabla 3.6. Datos para el cálculo de parámetros del evaporador de 5°C

$\dot{m}_{in,e}$	$h_{s,e} (J * 10^5)$	$h_{in,e} (J * 10^5)$	$T_{in,sec} (K)$	$T_{s,Pe} (K)$
0.0113	3.65	2.73	270.9	276.4
0.0139	3.65	2.79	271.1	276.5
0.0102	3.65	2.62	270.9	276.5
0.0110	3.64	2.70	270.0	276.3
0.0106	3.65	2.67	270.6	276.2

Por otra parte, por medio de la ecuación 3.9, la eficiencia del intercambiador se puede estimar según:

$$\varepsilon_{e,ws} = \frac{\dot{Q}_{e,ws}}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{in,sec,e} - T_e)} \quad 3.13$$

Tabla 3.7. Valores del  $\varepsilon_{e,ws}$  y  $C_{e,ws}$  del evaporador de 5°C

$\hat{\varepsilon}_{e,ws}$	0.13	0.15	0.13	0.11	0.12
$C_{e,ws}$	0	0	0	0	0

Siendo  $\varepsilon_{e,ws} = f(NTU_{e,ws}, C_{e,ws})$  una expresión conocida que depende del tipo de intercambiador [18], en nuestro caso se trata de un intercambiador de placa paso único a contracorriente y con más de 12 placa (PLATE-1:1-CO-1), contando con 20 placas en el evaporador de 5°C y 30 placas en el evaporador de -20°C, y partir del cual se puede estimar el valor de  $NTU_{e,ws}$ .

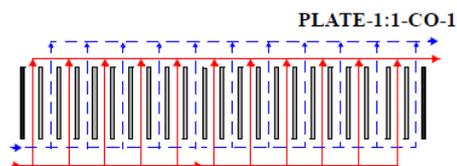


Figura 3.5. Esquema del evaporador

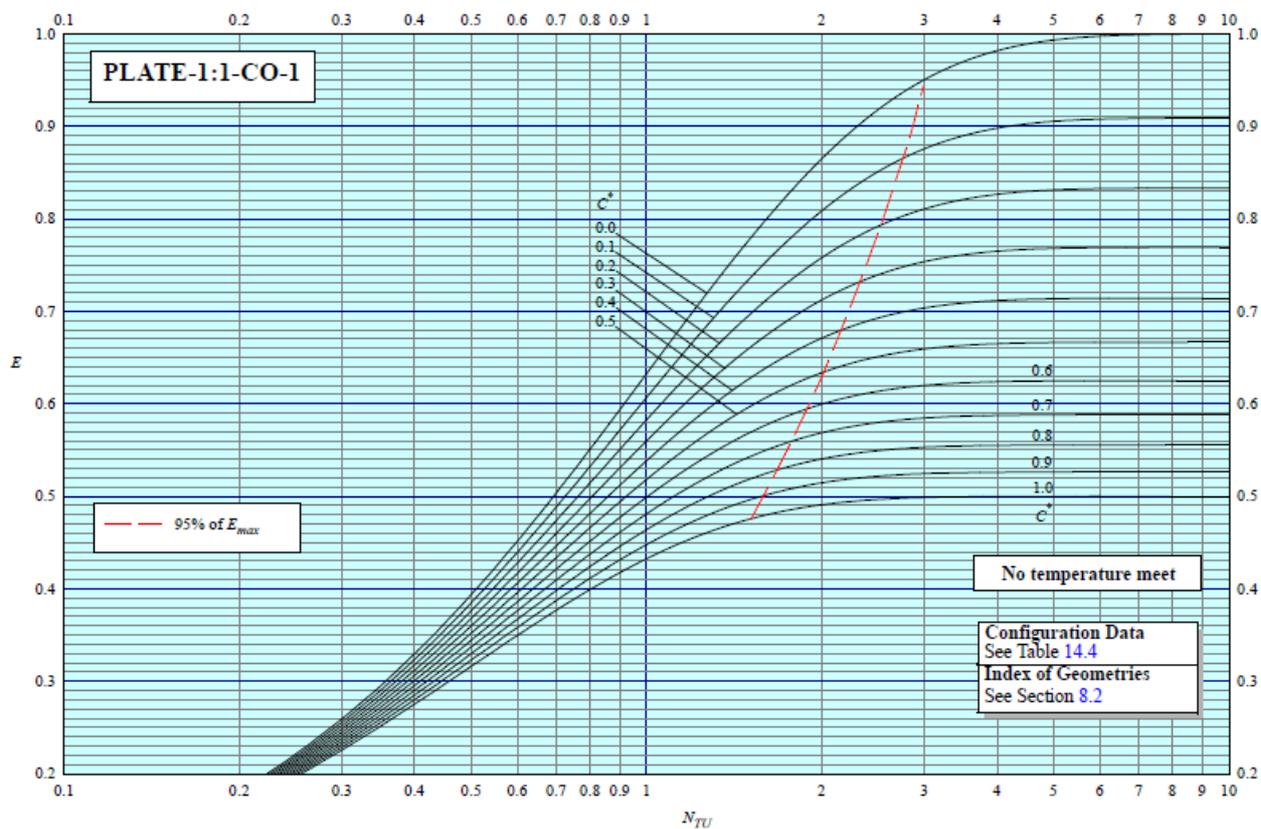


Figura 3.6. Modelo NTU intercambiador de placa de un paso a contracorriente con 1, 2, 4, 6, 8, 10 o  $\geq 12$  placas

Tabla 3.8. Valores del  $NTU_{e,ws}$  del evaporador de 5°C

$\overline{NTU}_{e,ws}$	0.14	0.16	0.14	0.12	0.13
-------------------------	------	------	------	------	------

Con los datos de la tabla 3.7 se obtiene el  $UA_{e,ws}$ .

Tabla 3.9. Valores del  $UA_{e,ws}$  del evaporador de 5°C

$\overline{UA}_{e,ws}(W/K)$	155.3	182.9	153.9	135.8	146.7
-----------------------------	-------	-------	-------	-------	-------

Por último llegamos a la ecuación 3.14, que con los datos del  $UA_{e,ws}$ , se obtiene una estimación del coeficiente de transmisión de calor entre el refrigerante y el fluido secundario asociado a la parte bifásica, como se muestra en la figura 3.7, en función de  $x_{e,ws}$ .

$$\alpha_{e,sh} = \frac{UA_{e,ws}}{A_{trnsf,e} L_e} \frac{1}{x_{e,ws}} \quad 3.14$$

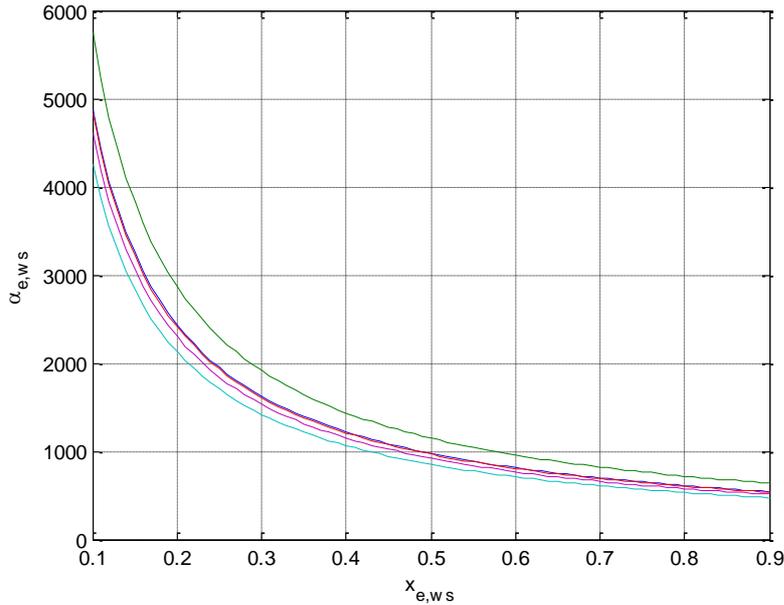


Figura 3.7. Valores del coeficiente de transmisión de calor  $\alpha_{e,ws}$  en función de  $x_{e,ws}$

### 3.3.2 Zona vapor sobrecalentado

Para la zona de vapor sobrecalentado la metodología es análoga a la realizada para la zona bifásica, considerando condiciones de equilibrio para la zona de vapor sobrecalentado, a partir de la ecuación 3.10 se obtiene:

$$\varepsilon_{e,sh} = \frac{\dot{Q}_{e,sh}}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{int,sec,e} - T_e)} \quad 3.15$$

Siendo de nuevo  $\varepsilon_{e,sh} = f(NTU_{e,sh}, C_{e,sh})$  una relación conocida que depende del tipo de intercambiador. A partir de este valor se estima el valor del  $NTU_{e,sh}$  por medio de la figura 3.6, y a partir de este, el valor  $UA_{e,sh}$ . Análogamente a la sección anterior, esto permite establecer las siguientes relaciones entre  $\alpha_{e,sh}$  y  $x_{e,sh}$ , como se muestra en la figura 3.8.

$$\alpha_{e,sh} = \frac{UA_{e,sh}}{A_{trnsf,e}} \frac{1}{(1 - x_{e,ws})} \quad 3.16$$

Tabla 3.10. Valores del  $\varepsilon_{e,sh}$  y  $C_{e,sh}$  del evaporador de 5°C

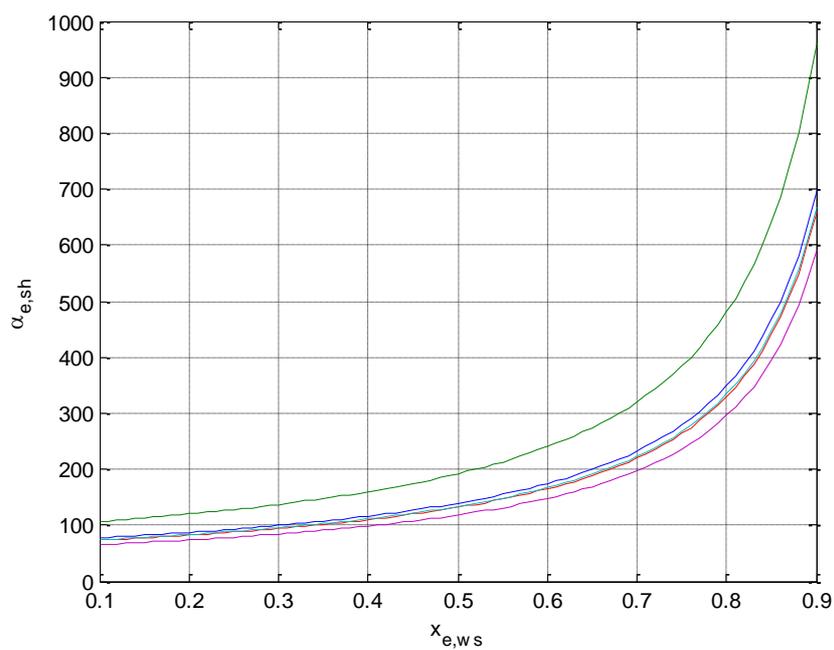
$\hat{\varepsilon}_{e,sh}$	0.86	0.89	0.88	0.86	0.84
$C_{e,sh}$	0.010	0.012	0.009	0.009	0.009

Tabla 3.11. Valores del  $NTU_{e,sh}$  del evaporador de 5°C

$\widehat{NTU}_{e,sh}$	2.00	2.25	2.11	1.99	1.82
------------------------	------	------	------	------	------

Tabla 3.12. Valores del  $UA_{e,sh}$  del evaporador de 5°C

$\widehat{UA}_{e,sh}(W/K)$	22.2	30.6	21.0	21.3	18.9
----------------------------	------	------	------	------	------

Figura 3.8. Valores del coeficiente de transmisión de calor  $\alpha_{e,sh}$  en función de  $x_{e,ws}$

### 3.3.3 Hipótesis

De dichos resultados se espera que el coeficientes  $\alpha_{e,ws}$ , al ser coeficientes globales y compartir el mismo coeficiente de película asociado a la conducción de las paredes del evaporador, y del fluido secundario, véase figura 3.9, no sea mucho mayor que  $\alpha_{e,sh}$ .

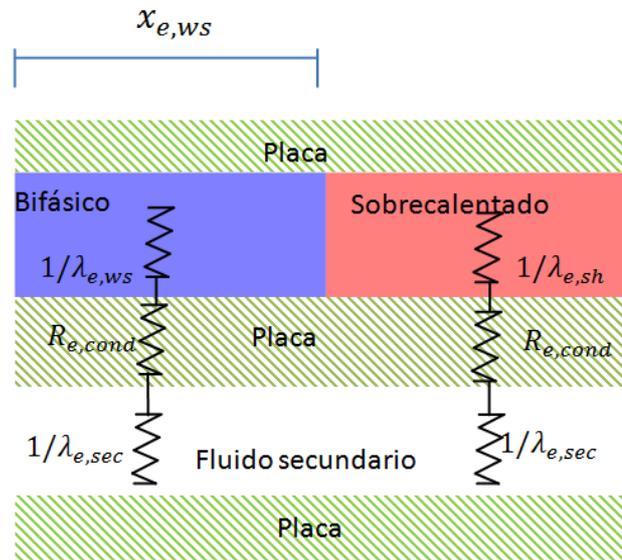


Figura 3.9. Esquema del intercambio de calor en una placa del evaporador

El orden de magnitud estimado del cociente entre  $\alpha_{e,ws}/\alpha_{e,sh}$ , cuya justificación recoge la tabla 3.13, es de  $10^1$ , con este dato obtenemos una aproximación del valor  $x_{e,ws}$  por medio de la figura 3.10, el cual se ha ajustado basándose en los datos del simulador.

Tabla 3.13. Órdenes de magnitud de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el evaporador

Zona	Bifásica ( <i>ws</i> )	Sobrecalentada ( <i>sh</i> )
$\lambda_e \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$\sim 5 \cdot 10^5$	$\sim 5 \cdot 10^1$
$R_{cond,e} \left[ \frac{m^2K}{W} \right]$	$2.05 \cdot 10^{-6}$	
$\lambda_{sec,e} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$\sim 5 \cdot 10^2$	
$\alpha_e \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$\sim 499$	$\sim 45.4$

$$\alpha_{e,ws} = 845 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

$$\alpha_{e,sh} = 130 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

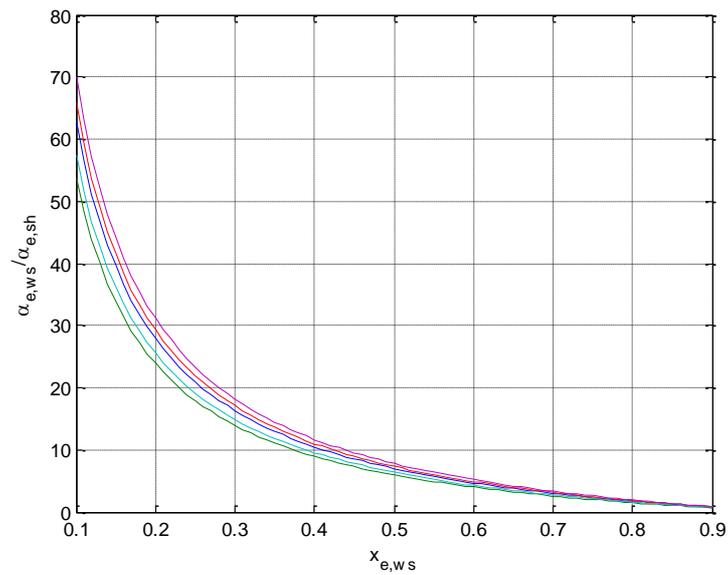


Figura 3.10. Relación del cociente entre  $\alpha_{e,ws}/\alpha_{e,sh}$

Bajo dichas suposiciones se ha llevado a cabo simulaciones ante entradas reales del sistema con los siguientes resultados.

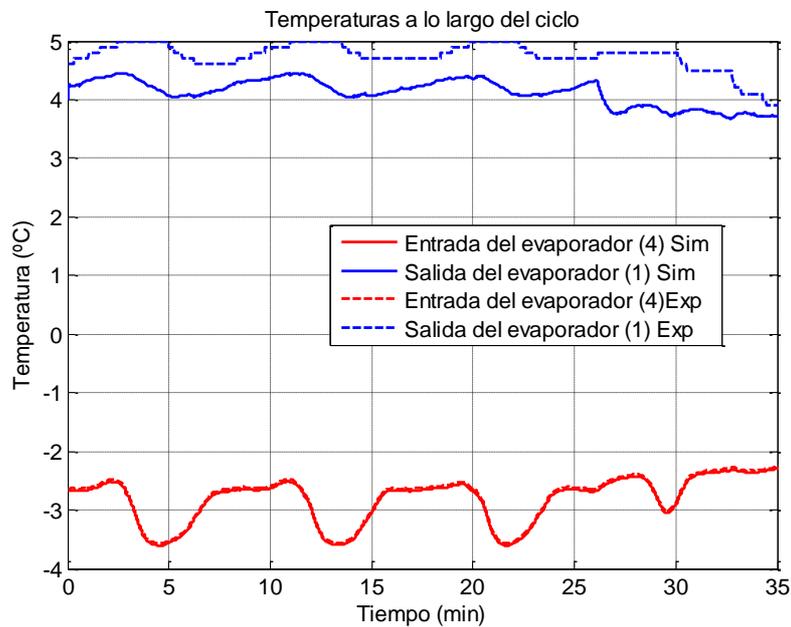


Figura 3.11. Valores de simulación: Temperaturas del evaporador de 5°C

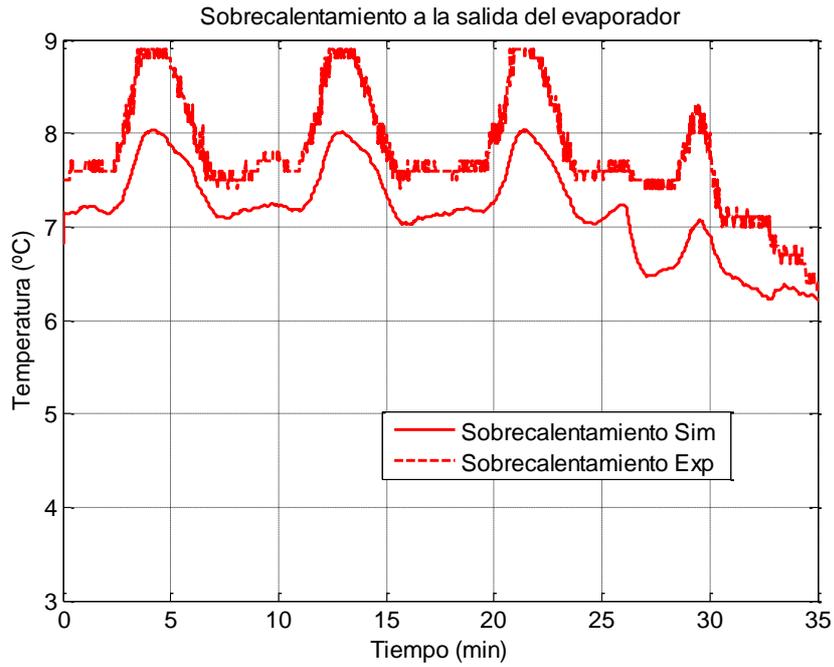


Figura 3.12. Valores de simulación: Sobrecalentamiento del evaporador de 5°C

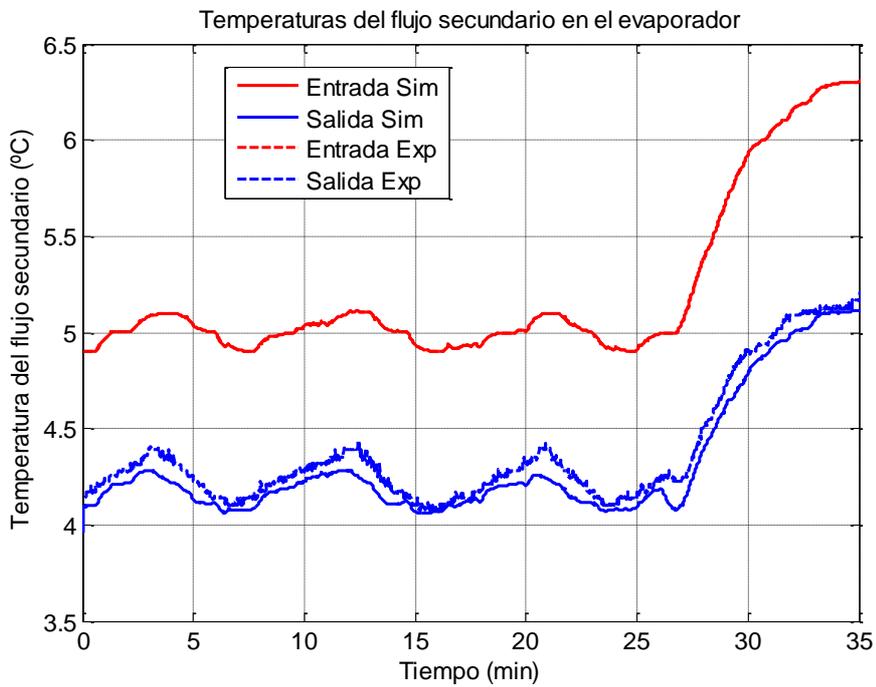


Figura 3.13. Valores de simulación: Temperaturas del fluido secundario del recinto de 5°C

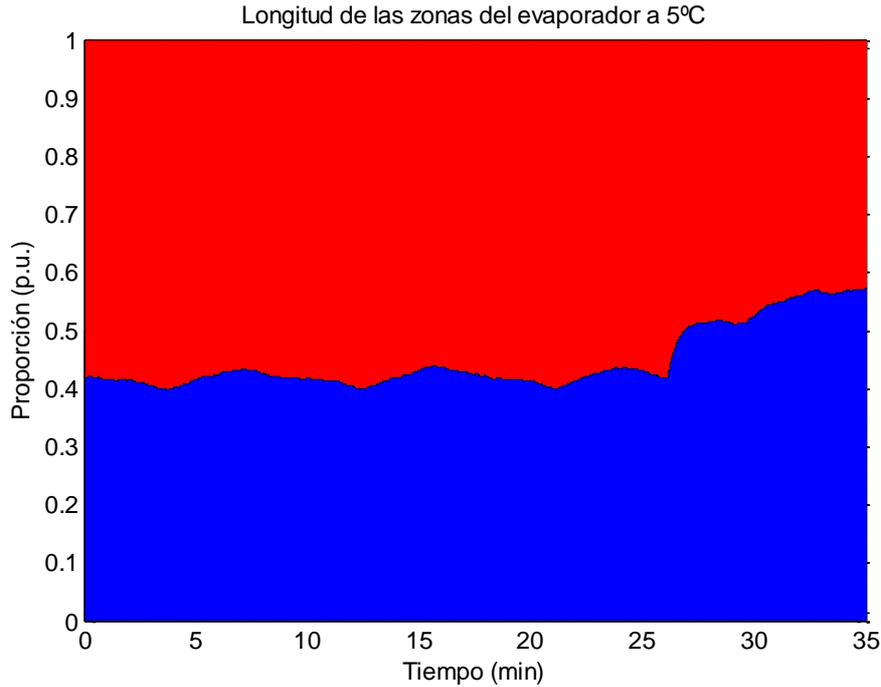


Figura 3.14. Valores de simulación: Longitud de zonas del evaporador de 5°C

### 3.4 Condensador

Para el caso del condensador, al tratarse de un intercambiador de calor como los evaporadores, se plantea un modelo análogo al caso de los evaporadores [14]. Se busca conocer los coeficiente de transmisión de calor entre el refrigerante y el fluido secundario asociado a cada zona de trabajo,  $\alpha_{c,sh}$  asociado a la parte del condensador que se encuentra en zona monofásica, vapor sobrecalentado,  $\alpha_{c,ws}$  asociado a la parte del condensador en zona bifásica y por último, añadiendo una tercera zona respecto al caso del evaporador, un  $\alpha_{c,sc}$  asociado a una segunda zona monofásica, líquido subenfriado. Tal como se hizo en el evaporador al aplicar la hipótesis de *moving boundary model* y realizando el balance de masa y energía en cada zona de trabajo, se obtienen las siguientes ecuaciones.

Comenzando por la zona vapor saturado tenemos:

$$\dot{Q}_{c,sh} = \varepsilon_{c,sh} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{in,c} - T_{in,sec})$$

$$C_{c,sh} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}}$$

$$NTU_{c,sh} = \frac{UA_{c,sh}}{(\dot{m}c_p)_{min}}$$

3.17

$$UA_{c,sh} = \alpha_{c,sh} x_{c,sh} A_{trnsf,c} L_c$$

$$\varepsilon_{c,sh} = f(NTU_{c,sh}, C_{c,sh})$$

De forma análoga para la zona bifásica

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{c,ws} &= \varepsilon_{c,ws} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{s,c} - T_{in,sec}) \\
 C_{c,ws} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = 0 \\
 NTU_{c,ws} &= \frac{UA_{c,ws}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\
 UA_{c,ws} &= \alpha_{c,ws} x_{c,ws} A_{trnsf,c} L_c \\
 \varepsilon_{e,ws} &= f(NTU_{c,ws}, C_{c,ws})
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Por último, de igual forma a los dos anteriores, se encuentra la zona monofásica líquido subenfriado

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{c,sc} &= \varepsilon_{c,sc} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{w,c} - T_{in,sec}) \\
 C_{c,sh} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \\
 NTU_{c,sc} &= \frac{UA_{c,sc}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\
 UA_{c,sc} &= \alpha_{c,sc} (1 - x_{c,ws} - x_{c,sh}) A_{trnsf,c} L_c \\
 \varepsilon_{c,sc} &= f(NTU_{c,sc}, C_{c,sc})
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

Las condiciones del refrigerante y el fluido secundario a la salida se calculan como se indica en las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned}
 h_{out,c} &= h_{w,c} - \frac{\dot{Q}_{c,sc}}{0.5(\dot{m}_{in,c} + \dot{m}_{out,c})} \\
 T_{out,c} &= T(P_c, h_{out,c}) \\
 TSC &= T_{out,c} - T_{w,c} \\
 T_{out,sec,c} &= T_{in,sec,c} + \frac{\dot{Q}_{c,sh}}{\dot{m}_{(sec,c)} c_{p,sec,c}}
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

Al igual que antes aparece el problema de no conocer la longitud del intercambiador se encuentra en zona vapor sobrecalentado ( $x_{c,sh}$ ), cual en zona bifásica ( $x_{c,ws}$ ) y el valor restante de líquido subenfriado, tal como se muestra en la figura, forzando a trabajar por medio de suposiciones y validar por medio de simuladores.

De dichos resultados se espera que  $\alpha_{c,ws}$  sea el coeficiente con mayor valor. Y en el caso particular de la planta experimental, se ha observado que el subenfriamiento en equilibrio es siempre cercano a los 0°C por lo que se espera que estos casos de equilibrio la zona de subenfriamiento ocupe una porción pequeña.

A continuación se explica el procedimiento planteado para el cálculo de los coeficientes de trabajo asociado a cada zona de trabajo, pero la dificultad del problema ha impedido el cálculo de valores exacto, dando pie a un trabajo futuro del cálculo de los mismos.

### 3.4.1 Zona vapor sobrecalentado

Para la zona sobrecalentada del condensador se parte de la siguiente ecuación 3.17, partiendo al igual que en evaporador de puntos de equilibrio para conocer el valor del flujo de calor.

$$\varepsilon_{c,sh} = \frac{\dot{Q}_{c,sh}}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{in,c} - T_{in,sec})} \tag{3.21}$$

Conocida la expresión  $\varepsilon_{c,sh} = f(NTU_{c,sh}, C_{c,sh})$  y el valor del  $C_{c,sh}$  se puede estimar el valor  $NTU_{c,sh}$ , que depende de la geometría y tipo de intercambiador, tratándose de un intercambiador de tipo carcasa y tubo, flujo cruzado (CRO\_UNMIX/MIX\_1).

Tabla 3.14. Valores del  $\varepsilon_{c,sh}$  y  $C_{c,sh}$

$\hat{\varepsilon}_{c,sh}$	0.83	0.80	0.86	0.86
$C_{c,sh}$	0.23	0.25	0.20	0.16

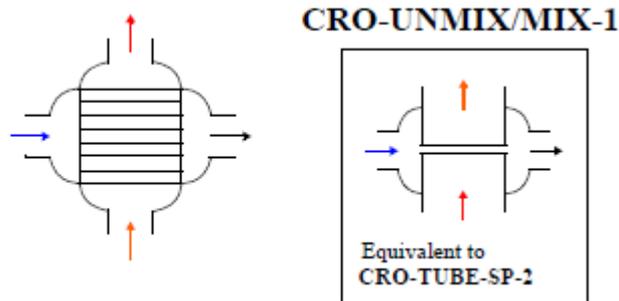


Figura 3.15. Esquema del condensador

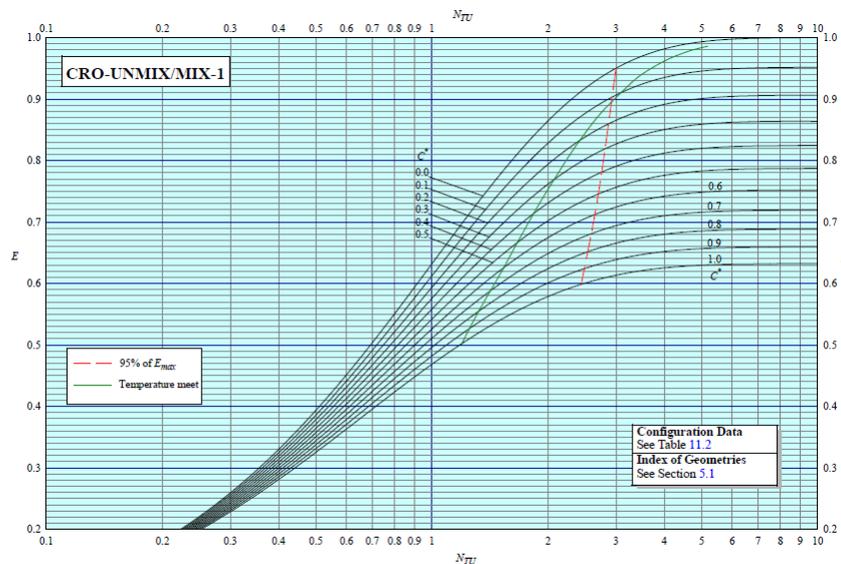


Figura 3.16. Modelo NTU intercambiador de tipo carcasa y tubo, flujo cruzado

Tabla 3.15. Valores del  $NTU_{c,sh}$ 

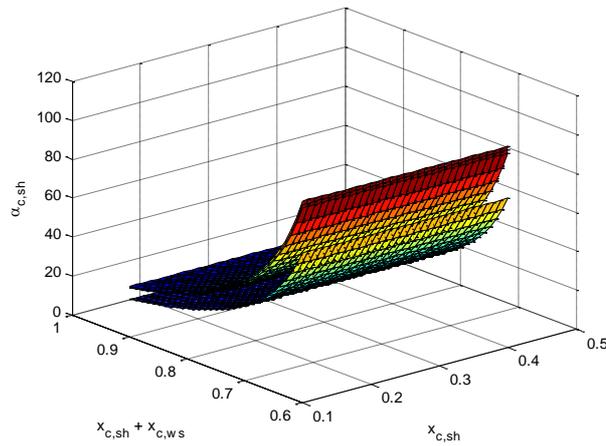
$\widehat{NTU}_{c,sh}$	2.02	1.84	2.21	2.14
------------------------	------	------	------	------

A partir de los valores de la tabla 3.15 se obtiene el valor de  $UA_{c,sh}$  permitiendo llegar a la expresión final 3.22.

Tabla 3.16. Valores del  $UA_{c,sh}$ 

$\widehat{UA}_{c,sh} (W/K)$	46.3	45.5	44.8	34.4
-----------------------------	------	------	------	------

$$\alpha_{c,sh} = \frac{UA_{c,sh}}{A_{trnsf,c} L_c} \frac{1}{x_{c,sh}} \quad 3.22$$

Figura 3.17. Valores del coeficiente de transmisión de calor  $\alpha_{c,sh}$  en función de  $x_{c,ws}$  y  $x_{c,sh}$ 

### 3.4.2 Zona bifásica

A partir de la ecuación 3.18 se procede igual que en el caso anterior. Generando los siguientes valores de  $\varepsilon_{c,ws}$ ,  $C_{c,ws}$ ,  $NTU_{c,ws}$  y  $UA_{c,ws}$ .

$$\varepsilon_{c,ws} = \frac{\dot{Q}_{c,ws}}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{s,c} - T_{in,sec})} \quad 3.23$$

Tabla 3.17. Valores del  $\varepsilon_{c,ws}$  y  $C_{c,ws}$ 

$\hat{\varepsilon}_{c,ws}$	5.74	5.41	8.00	5.42
$C_{c,ws}$	0	0	0	0

Tabla 3.18. Valores del  $NTU_{c,ws}$

$\overline{NTU}_{c,ws}$	16.0	16.0	16.0	16.0
-------------------------	------	------	------	------

Tabla 3.19. Valores del  $UA_{c,ws}$ 

$\overline{UA}_{c,ws} (W/K)$	1590	1573	1599	1601
------------------------------	------	------	------	------

Llegando a la siguiente ecuación.

$$\alpha_{c,ws} = \frac{UA_{c,ws}}{A_{trnsf,c} L_c} \frac{1}{x_{c,ws}} \quad 3.24$$

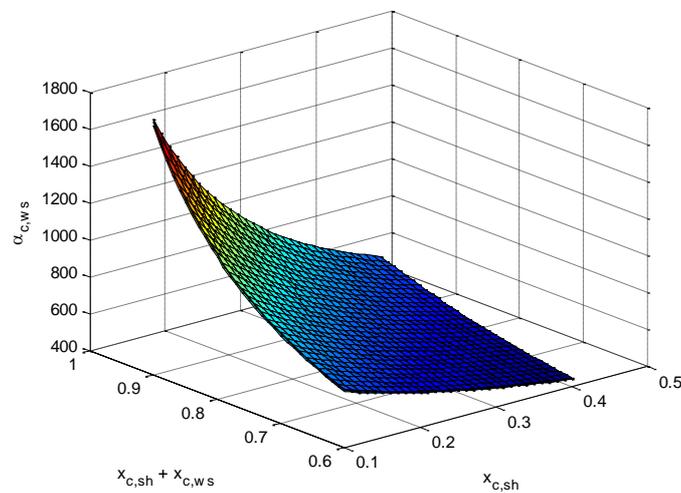


Figura 3.18. Valores del coeficiente de transmisión de calor  $\alpha_{c,ws}$  en función de  $x_{c,ws}$  y  $x_{c,sh}$

### 3.4.3 Zona líquido subenfriado

Por último y al igual que los anteriores para la zona de líquido subenfriado partimos de la ecuación 3.19. Con sus correspondiente valores intermedios de  $\varepsilon_{c,sc}$ ,  $C_{c,sc}$ ,  $NTU_{c,sc}$  y  $UA_{c,sc}$ .

$$\varepsilon_{c,sc} = \frac{\dot{Q}_{c,sc}}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{s,c} - T_{in,sec})} \quad 3.25$$

Tabla 3.20. Valores del  $\varepsilon_{s,sc}$  y  $C_{s,sc}$ 

$\hat{\varepsilon}_{s,sc}$	0.95	0.95	0.92	0.93
$C_{s,sc}$	0.29	0.31	0.26	0.20

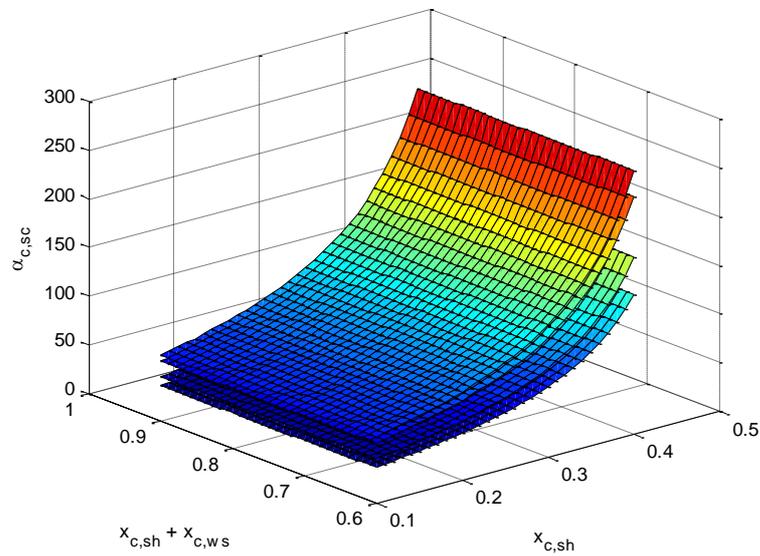
Tabla 3.21. Valores de  $NTU_{s,sc}$

$\overline{NTU}_{s,sc}$	3.83	4.01	3.15	3.18
-------------------------	------	------	------	------

Tabla 3.22. Valores de  $UA_{s,sc}$ 

$\overline{UA}_{s,sc}(W/K)$	109.6	121.5	81.5	64.5
-----------------------------	-------	-------	------	------

$$\alpha_{c,sc} = \frac{UA_{c,sc}}{A_{trnsf,c} L_c} \frac{1}{(1 - x_{c,ws} - x_{c,sc})} \quad 3.26$$

Figura 3.19. Valores del coeficiente de transmisión de calor  $\alpha_{c,sc}$  en función de  $x_{c,ws}$  y  $x_{c,sh}$



## 4 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

---

*La vida es el arte de sacar conclusiones suficientes a partir de datos insuficientes.*

*- Samuel Butler-*

En el presente Trabajo Fin de Grado se ha descrito las tareas realizadas por el autor en los últimos meses respecto la identificación de parámetros de los elementos de una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor, basado en experimentación. Para ello se ha descrito los distintos elementos que componen la planta, así como los sensores que permite capturar los datos experimentales necesarios para la identificación. Finalmente se han planteado modelos sobre los que se han aplicados dichos datos experimentales y, en el caso posible, se han validado por medio de simulación.

Como trabajos futuros, al margen de la resolución de diversos problemas que impiden la identificación completa de la planta, como la sobreoscilación de los valores de la temperatura que interfieren en la identificación del evaporador asociado al recinto de  $-20^{\circ}\text{C}$  o plantear hipótesis sobre el condensador, se plantea la validación de los modelos desarrollados de forma conjunta, ya que durante el desarrollo del proyecto se han tratado de forma aislada.



---

## REFERENCIAS

---

- [1] B. P. Rasmussen, <<Dynamic modeling and advanced control of air and refrigeration systems>> PhD Thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign, USA, 2005.
- [2] Guillermo Bejarano Pellicer, «Automatización y control de una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor» Trabajo fin de Master, Universidad de Sevilla, 2015.
- [3] <<Bitzer Spain>>, [https://www.bitzer.de/index\\_es.jsp?country=ESeng/products/prod/p3/1621](https://www.bitzer.de/index_es.jsp?country=ESeng/products/prod/p3/1621).
- [4] <<Danfoss Spain>>, <http://www.danfoss.com/spain/>.
- [5] «SWEP España», <http://www.swep.es/es/Pages/default.aspx>.
- [6] «Smedegaard», <http://www.smedegaard.com/>.
- [7] «Ebm-Papst», <http://www.ebmpapst.es/es/>.
- [8] «Ifm Electronic España», <https://www.ifm.com/ifmes/web/home.htm>.
- [9] «Johnson Controls Spain», <http://www.johnsoncontrols.es/content/es/es.html>.
- [10] «OSAKA Solutions», <http://osakasolutions.com/>.
- [11] «AKO España», <http://www.ako.com/es/>.
- [12] Schurt, L. C., Hermes, C. J. L., Trofino-Neto, A., (2009) “A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, Iss. 7, pp. 1672-1682..
- [13] Schurt, L. C., Hermes, C. J. L., Trofino-Neto, A., (2010) “Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, Iss. 13, pp. 1538-1546..
- [14] Rasmussen, H., Larsen, L. F. S., (2011) “Non-linear and adaptive control of a refrigeration system”, *IET Control Theory Appl.*, Vol. 5, Iss. 2, pp. 364–378..
- [15] Grald, E.W., MacArthur, J.W., (1992) “Moving boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, Iss. 3, pp. 266–272.
- [16] He, X. D., Asada, H. H., Liu, S., Itoh, H., (1998) “Multivariable control of vapor compression systems”, *HVAC&R Research*, Vol. 4, Iss. 3, pp. 205–230.

- [17] Liang, Y., Shao, S., Tain, C., Yan, Y, Liang, Y., Shao, (2010) “Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, Iss. 10, pp. 1205-1214.
- [18] «ESDU», <https://www.esdu.com/>.
- [19] «Schneider Electric España» , <http://www.schneider-electric.com/es/es/index.jsp>.