



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Análisis y caracterización del equipo de bomba de calor  
utilizado en las clases prácticas del laboratorio del  
Departamento de Termodinámica Aplicada

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Química

AUTOR/A: Agüera Moltó, Claudia

Tutor/a: Royo Pastor, Rafael

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUOLA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

Curso Académico:



## **AGRADECIMIENTOS**

Me gustaría agradecer a mi familia por acompañarme en el desarrollo de este proyecto, y en general, en mi desarrollo estudiantil y profesional.

También me gustaría dirigir un sincero agradecimiento a todos mis amigos que durante toda la carrera han sido motivación en mi estudio, y alegría de cada día.

A los profesores que me han enseñado a lo largo de este periodo de mi vida, y que han constituido la base de mi conocimiento para desarrollar este proyecto de final de grado.

Especialmente, me gustaría agradecer a mi tutor Rafael Royo Pastor del departamento de termodinámica aplicada, pues su asignatura despertó en mí la ilusión por desarrollar este trabajo.

Por último, agradecer a la Universidad Politécnica de Valencia, por sus esfuerzos en favorecer una atmósfera de desarrollo personal, y sobre todo de amistad, ya que creo que es lo más valioso que me llevo del grado de Ingeniería Química Industrial.



## **RESUMEN**

El siguiente proyecto de fin de grado se ha llevado a cabo en el laboratorio del Departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia.

El propósito general de este trabajo es analizar el equipo de bomba de calor que se emplea por los alumnos de la Escuela Técnica de Ingenieros Industriales para la realización de prácticas del programa de estudios.

Hasta ahora no se habían analizado exhaustivamente las condiciones de funcionamiento del equipo, sus componentes, errores, etc. Por ello, los alumnos no disponen de una información fiable a la hora de elaborar los informes de prácticas. Para ello, se desea obtener la máxima información posible del equipo de bomba de calor en sus diferentes condiciones de funcionamiento: calefacción y refrigeración. El análisis se pretende efectuar para sus distintas formas de disipación de calor (a aire o a agua). Asimismo, se pretende caracterizar el equipo en condiciones transitorias y estacionarias.

En el desarrollo de este proyecto se realizarán distintos ensayos para comprobar el correcto funcionamiento de la máquina, detectar posibles pérdidas de calor que disminuyan el rendimiento, y clarificar su utilización para las clases prácticas de la universidad.

Finalmente, se pretende desarrollar un protocolo mucho más documentado, con las consideraciones generales que se deben tomar en cada ensayo, los pasos a seguir y los diferentes cálculos que se han de realizar tras finalizar el ensayo. Y en definitiva, que incluya todas las mejoras derivadas del estudio en profundidad de la máquina de bomba de calor. Asimismo, se pretende desarrollar una rúbrica de evaluación que permita la evaluación del trabajo realizado por los alumnos.

**Palabras clave:** bomba de calor, calefacción, refrigeración, disipación de calor, transitorias, estacionarias, pérdidas de calor, rendimiento, rúbrica, protocolo.

## RESUM

El següent projecte de fi de grau s'ha dut a terme en el laboratori del Departament de Termodinàmica Aplicada de la Universitat Politècnica de València.

El propòsit general d'aquest treball és analitzar l'equip de bomba de calor que s'empra pels alumnes de l'Escola Tècnica d'Enginyers Industrials per a la realització de pràctiques del programa d'estudis.

Fins ara no s'havien analitzat exhaustivament les condicions de funcionament de l'equip, els seus components, errors, etc. Per això, els alumnes no disposen d'una informació fiable a l'hora d'elaborar els informes de pràctiques. Per a això, es desitja obtindre la màxima informació possible de l'equip de bomba de calor en les seues diferents condicions de funcionament: calefacció i refrigeració. L'anàlisi es pretén efectuar per a les seues diferents formes de dissipació de calor (a aire o a aigua). Així mateix, es pretén caracteritzar l'equip en condicions transitòries i estacionàries.

En el desenvolupament d'aquest projecte es realitzaran diferents assajos per a comprovar el correcte funcionament de la màquina, detectar possibles pèrdues de calor que disminuïsquen el rendiment, i aclarir la seua utilització per a les classes pràctiques de la universitat.

Finalment, es pretén desenvolupar un protocol molt més documentat, amb les consideracions generals que s'han de prendre en cada assaig, els passos a seguir i els diferents càlculs que s'han de realitzar després de finalitzar l'assaig. I en definitiva, que incloga totes les millores derivades de l'estudi en profunditat de la màquina de bomba de calor. Així mateix, es pretén desenvolupar una rúbrica d'avaluació que permeta l'avaluació del treball realitzat pels alumnes.

**Paraules clau:** bomba de calor, calefacció, refrigeració, dissipació de calor, transitòries, estacionàries, pèrdues de calor, rendiment, rúbrica, protocol.

## **ABSTRACT**

The following end-of-degree project has been carried out in the laboratory of the Department of Applied Thermodynamics of the Polytechnic University of Valencia.

The general purpose of this work is to analyze the heat pump equipment used by the students of the Technical School of Industrial Engineering for the realization of practices of the study program.

Until now, the operating conditions of the equipment, its components, errors, etc., have not been thoroughly analyzed. As a result, the students do not have reliable information at their disposal when preparing the internship reports. Therefore, the aim is to obtain as much information as possible from the heat pump equipment in its different operating conditions: heating and cooling. The analysis is intended to be carried out for its different forms of heat dissipation (air or water). It is also intended to characterize the equipment in transient and stationary conditions.

In the development of this project, different tests will be carried out to verify the correct operation of the machine, to detect possible heat losses that decrease the performance, and to clarify its use for the practical classes of the university.

Finally, it is intended to develop a protocol much more documented, with the general considerations to be taken in each test, the steps to follow and the different calculations to be performed after the end of the test. And, in short, to include all the improvements derived from the in-depth study of the heat pump machine. It is also intended to develop an evaluation rubric that allows the evaluation of the work done by the students.

**Key words:** heat pump, heating, cooling, heat dissipation, transient, stationary, heat losses, performance, rubric, protocol.



# ÍNDICE

## PARTE I: MEMORIA

<b>CAPÍTULO 1: CONTEXTO TEÓRICO</b> .....	<b>2</b>
1.1 INTRODUCCIÓN .....	2
1.2 OBJETIVOS .....	3
1.3 RELACIÓN CON EL CONTEXTO INTERNACIONAL ACTUAL. OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE .....	4
<b>CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>5</b>
2.1 PRINCIPIOS DE LA BOMBA DE CALOR.....	5
2.1.1 Ciclo de compresión de vapor (CCV) .....	5
2.1.2 Tipos de bomba de calor .....	7
2.1.3 Principios y parámetros de funcionamiento del CCV .....	10
2.1.4 Diagrama de Mollier .....	12
2.1.5 Ciclo de compresión de vapor ideal (Rankine Inverso) .....	14
2.1.6 Ciclo de compresión de vapor real .....	15
2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	16
2.2.1 Clasificación de los intercambiadores de calor .....	16
2.2.2 Balances de energía en un intercambiador .....	17
2.2.3 Coeficiente global de transmisión de calor .....	18
2.3 REFRIGERANTES.....	20
<b>CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>22</b>
3.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO .....	22
3.2 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO .....	25
<b>CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS</b> .....	<b>31</b>
4.1 GENERALIDADES DEL ENSAYO AGUA-AGUA .....	31
4.2 RESULTADOS DEL ENSAYO AGUA-AGUA .....	32
4.2.1 Estado transitorio del ensayo 1. ....	32
4.2.2 Estado estacionario del ensayo 1. ....	34
4.3 RESULTADOS DEL ENSAYO 2 AGUA-AGUA .....	42
4.3.1 Estado transitorio del ensayo 2. ....	43
4.3.2 Estado estacionario del ensayo 2. ....	43
4.4 GENERALIDADES DEL ENSAYO AGUA-AIRE MODO REFRIGERACIÓN .....	49
4.5 RESULTADOS DEL ENSAYO 3 AGUA-AIRE EN MODO REFRIGERACIÓN.....	49
4.5.1 Estado transitorio del ensayo 3. ....	49

4.5.2 Estado estacionario del ensayo 3. ....	50
4.6 TERMOGRAFÍAS.....	54
4.5.1 Termografías del arranque del compresor.....	55
4.5.2 Termografía del estado transitorio hasta el estado estacionario. ....	57
4.7 PROTOCOLO A SEGUIR POR EL PROFESOR Y EL ALUMNO.....	58
4.7.1 Ensayo agua-agua.....	58
4.7.2 Ensayo agua-aire.....	61
4.7.3 Termografías.....	63
4.8 RÚBRICA.....	64
<b>CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES .....</b>	<b>65</b>
<b>CAPÍTULO 6: BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>67</b>

## **PARTE II: PRESUPUESTO**

1. INTRODUCCIÓN .....	70
2. CUADRO DE MEDICIONES .....	71
3. CUADRO DE COSTES UNITARIOS .....	72
4. CUADRO DE COSTES TOTALES.....	76

# ÍNDICE DE TABLAS

## PARTE I: MEMORIA

<b>CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>22</b>
Tabla C3- 1: <i>Agrupación de los componentes del equipo.</i> .....	24
<b>CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS.....</b>	<b>31</b>
Tabla C4- 1: <i>Datos obtenidos en el ensayo 1. Condiciones estacionarias.</i> .....	35
Tabla C4- 2: <i>Valores de flujo másico de agua en el condensador y evaporador. Ensayo 1.</i> .....	37
Tabla C4- 3: <i>Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 1.</i> ...	39
Tabla C4- 4: <i>Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 1.</i> .....	41
Tabla C4- 5: <i>Resultados obtenidos en el ensayo 1.</i> .....	42
Tabla C4- 6: <i>Datos obtenidos en el ensayo 2. Condiciones estacionarias.</i> .....	43
Tabla C4- 7: <i>Valores de flujo másico de agua en el condensador y evaporador. Ensayo 2.</i> .....	45
Tabla C4- 8: <i>Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 2.</i> ...	46
Tabla C4- 9: <i>Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 2.</i> .....	47
Tabla C4- 10: <i>Resultados obtenidos en el ensayo 2.</i> .....	48
Tabla C4- 11: <i>Datos obtenidos en el ensayo 3. Condiciones estacionarias.</i> .....	50
Tabla C4- 12: <i>Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 3.</i> .	52
Tabla C4- 13: <i>Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 3.</i> .....	53
Tabla C4- 14: <i>Resultados obtenidos en el ensayo 3.</i> .....	54
Tabla C4- 15: <i>Datos de referencia ensayo agua-agua.</i> .....	60
Tabla C2- 13: <i>Datos de referencia ensayo de verano</i> .....	63

## PARTE II: PRESUPUESTO

Tabla 1: <i>Cuadro de mediciones de todas las fases del proyecto.</i> .....	71
Tabla 2: <i>Cuadro de costes unitarios de todas las fases del proyecto.</i> .....	73
Tabla 3: <i>Cuadro de costes totales de todas las fases del proyecto.</i> .....	76
Tabla 4: <i>Presupuesto Total Del Proyecto.</i> .....	78

# ÍNDICE DE FIGURAS

## PARTE I: MEMORIA

<b>CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>5</b>
Figura C2- 1: <i>Esquema de un CCV (Figura de elaboración propia)</i> .....	6
Figura C2- 2: <i>Esquema simplificado aire-aire. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia)</i> .....	8
Figura C2- 3: <i>Esquema simplificado de una bomba de calor aire-agua. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia)</i> .....	8
Figura C2- 4: <i>Esquema simplificado de una bomba de calor agua-aire. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia)</i> .....	9
Figura C2- 5: <i>Esquema simplificado de una bomba de calor agua-agua. Modo Refrigeración. (Figura de elaboración propia)</i> .....	10
Figura C2- 6: <i>Diagrama P-h compresión isoentrópica. (Figura de elaboración propia)</i> .....	11
Figura C2- 7: <i>Diagrama p-H R-134a (Figura obtenida partir del software Friov2_1_3)</i> .....	12
Figura C2- 8: <i>Diagrama P-h CCV básico ideal. (Figura de elaboración propia)</i> .....	14
Figura C2- 9: <i>Diagrama P-h CCV real. (Figura de elaboración propia)</i> .....	15
Figura C2- 10: <i>Intercambiador de agua del equipo bomba de calor del laboratorio de Termodinámica Aplicada (Figura de elaboración propia)</i> .....	16
Figura C2- 11: <i>Esquema y evolución de las temperaturas en un intercambiador de flujo. (Figura de elaboración propia)</i> .....	17
Figura C2- 12: <i>Vista de la sección de la tubería del intercambiado de agua (Figura de elaboración propia)</i> .....	17
Figura C2- 13: <i>Curva de presión-temperatura para el refrigerante R-134a (Indubel, 2003)</i> .....	20
<b>CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>22</b>
Figura C3- 1: <i>Equipo de bomba de calor del laboratorio (Figura de elaboración propia)</i> .....	23
Figura C3- 2: <i>Numeración de los componentes que forman al equipo (vista del alzado). (Figura de elaboración propia)</i> .....	23
Figura C3- 3: <i>Numeración de los componentes que forman al equipo (vista de la planta). (Figura de elaboración propia)</i> .....	23
Figura C3- 4: <i>Esquema del equipo de Bomba de Calor. (Figura obtenida partir del software del equipo)</i> .....	25
Figura C3- 5: <i>Equipo preparado para actuar como bomba de calor aire-aire. (Figura de elaboración propia)</i> .....	27
Figura C3- 6: <i>Equipo preparado para actuar como bomba de calor aire-agua. (Figura de elaboración propia)</i> .....	28
Figura C3- 7: <i>Equipo preparado para actuar como bomba de calor agua-aire (Figura de elaboración propia)</i> .....	29

Figura C3- 8: <i>Equipo preparado para actuar como bomba de calor agua-aire (Figura de elaboración propia).</i> .....	30
<b>CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS.....</b>	<b>31</b>
Figura C4- 1: <i>Pasos para obtener propiedades de saturación a partir de la presión. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	36
Figura C4- 2: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 1. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	36
Figura C4- 3: <i>Pasos para obtener el estado de un punto a partir de la presión y temperatura. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	38
Figura C4- 4: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 1. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	39
Figura C4- 5: <i>Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 1. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3).</i> .....	40
Figura C4- 6: <i>Medición de la longitud de la tubería del intercambiador (Figura de elaboración propia).</i> .....	41
Figura C4- 7: <i>Equipo de la bomba de calor tras el aislamiento (Figura de elaboración propia).</i> .....	43
Figura C4- 8: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 2. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	44
Figura C4- 9: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 2. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	46
Figura C4- 10: <i>Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 2. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	47
Figura C4- 11: <i>Trozo de goma de 0,7 cm. (Figura de elaboración propia).</i> .....	50
Figura C4- 12: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 3. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	51
Figura C4- 13: <i>Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 3. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	52
Figura C4- 14: <i>Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 3. (Figura obtenida a partir del software Friov2_1_3)</i> .....	53
Figura C4- 15: <i>Evolución de las temperaturas en el arranque del compresor (imágenes 1-6). (Figura obtenida a partir del software FLIR Tools).</i> .....	56
Figura C4- 16: <i>Evolución de las temperaturas en el arranque del compresor (imágenes 7-12). (Figura obtenida a partir del software FLIR Tools).</i> .....	56
Figura C4- 17: <i>Captura de la interfaz del software utilizado para analizar los datos termográficos. (Figura obtenida a partir de ThermaCAM Researcher Pro-2.10).</i> .....	57
Figura C4- 18: <i>Zoom de la gráfica del software utilizado para analizar los datos termográficos (Figura obtenida a partir de ThermaCAM Researcher Pro-2.10).</i> .....	58
Figura C4- 19: <i>Recorte de pantalla del software THAR 22C donde se muestran los pasos a seguir 7, 8, 9 y 10.</i> .....	59

Figura C4- 20: *Activación del ventilador de aire (Figura de elaboración propia)*. ..... 61

---

## **PARTE I: MEMORIA**

---

# **CAPÍTULO 1: CONTEXTO TEÓRICO**

En el capítulo uno se pretende contextualizar el proyecto de análisis y caracterización de la bomba de calor en las clases prácticas del laboratorio del Departamento de Termodinámica Aplicada. El proyecto tiene la motivación de ayudar al alumno y al profesor al desarrollo de unas prácticas de calidad, como se muestra en la Introducción (1.1). También se extraen objetivos específicos (1.2) en los que se concretan en qué consisten dichas prácticas de calidad, y el papel de este proyecto al analizar y caracterizar la máquina de bomba de calor. A continuación, se limita el alcance de este proyecto (1.3), así como aquello que se sale de él. También se relaciona brevemente con el contexto mundial (1.4) de los ODS que cobran tanta importancia hoy en día. Por último, se exponen términos básicos (1.5) utilizados a lo largo del proyecto para facilitar la lectura del texto y que no sea ambiguo y se entienda de manera clara.

## **1.1 INTRODUCCIÓN**

El tiempo limitado para la realización de prácticas universitarias, el escaso número de prácticas que pueden llevarse a cabo durante el aprendizaje de una asignatura, y los grandes grupos de alumnos que acuden a las sesiones prácticas, plantean la necesidad de optimizar el tiempo al máximo. De forma que la información que se aporte al alumno sea dinámica, clara y concisa. Una práctica debe conseguir que los conceptos se consoliden en la mente del alumno como experiencia vivida, fortaleciendo las horas de estudio y de clase teórica que determinan el temario.

El Departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia dispone de instalaciones y equipos para demostrar la aplicación práctica de los conocimientos impartidos en el aula. Para este fin, será de gran utilidad estudiar en profundidad el funcionamiento de los equipos y elaborar prácticas que puedan hacerse en el tiempo previsto, ya que la preparación de los equipos suele consumir gran parte del tiempo de la práctica.

Estudiar en detalle la evolución de cada uno de los parámetros que forman el equipo, previamente a la realización de la práctica, ayudará a detectar los posibles fallos que se produzcan durante su funcionamiento, de forma que los alumnos aprovechen al máximo el tiempo de duración de la práctica, y así facilitar la toma de datos.

En concreto, a lo largo del presente trabajo de fin de grado (TFG) se va a estudiar el equipo de bomba de calor utilizado en las clases prácticas de laboratorio, que muchos de los alumnos de la Escuela Superior de Ingenieros Industriales (ETSII) realizan a lo largo del grado. Gracias al análisis realizado sobre esta máquina, se va a comprender correctamente el funcionamiento del mismo, así como los elementos que lo componen y las diferentes acciones que se llevan a cabo durante su uso.

## 1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal de este Trabajo Final de Grado es mejorar la calidad de las prácticas de laboratorio impartidas al alumno mediante el análisis y la caracterización del equipo de bomba de calor para proponer una guía de actuación con referencias claras para el desarrollo de la práctica.

Para lograr el objetivo principal se han llevado a cabo varios objetivos específicos que son los siguientes:

- Disminución de errores. Revisar que todos los sensores remotos funcionan correctamente, y no envían valores incongruentes que puedan confundir al alumno.
- Analizar el tiempo necesario en cada ensayo para alcanzar el estado estacionario para poder planificar mejor el tiempo de la práctica.
- Desarrollar tablas de valores de referencia para caracterizar los órdenes de magnitud de las principales variables que el alumno debe obtener. Mediante esta guía se hará más fácil identificar anomalías de funcionamiento y analizar los resultados obtenidos por los alumnos en las prácticas, de forma que se puedan comparar sus resultados y extraer conclusiones.
- Definir los ensayos más adecuados para realizar la práctica, y analizar si el mismo ensayo puede llevarse a cabo durante todo el año o existen diferencias según la temperatura exterior al recinto.
- Obtener un análisis gráfico por medio de imágenes termográficas que muestren el comportamiento de la bomba de calor durante el arranque del compresor toda la evolución de las temperaturas en los distintos componentes del equipo, de forma que los alumnos puedan observar los cambios térmicos desde otra perspectiva, como es la que muestran las termografías, para clarificar lo que está ocurriendo en el interior de la máquina.

### **1.3 RELACIÓN CON EL CONTEXTO INTERNACIONAL ACTUAL. OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE**

Desde un punto de vista de la ingeniería es muy importante revisar si los proyectos que se diseñan están alineados con los “Objetivos de Desarrollo Sostenible” (ODS). Los ODS son 17 objetivos globales interconectados, que en el año 2015 fueron establecidos por la Organización de las Naciones Unidas, y que persiguen un mundo sostenible y un futuro mejor para todos.

El presente TFG no es una nueva construcción o diseño sobre los que se pueden ejercer muchas acciones en este sentido, pero su carácter docente lo implica de lleno en la necesidad de mentalizar a las nuevas generaciones de los peligros actuales.

- El objetivo 4 “Educación de Calidad”, se relaciona directamente con el ámbito docente del proyecto. Este proyecto persigue la educación de calidad. Disminuir el tiempo necesario para afianzar un concepto, tener más tiempo para abarcar mayor número de conceptos y trabajar con las variantes adecuadas que permite el equipo.
- El objetivo 6 de “Agua limpia y saneamiento”, y el objetivo 12 que habla de “Producción y Consumo Responsables”, se relacionan directamente con el agua utilizada en la práctica. Se usa agua de red para los intercambiadores de agua, agua que no se recircula y que va directamente a desagüe. Por ello, el alumno debe comprender que esta acción “NO” se debe hacer en una instalación real, ya que, el agua es un recurso escaso a nivel global, y se debe mentalizar al alumno del cuidado extremo que hay que tener sobre esta.
- El objetivo 9 habla de “Innovación”. Aunque el proyecto no está enmarcado en un contexto industrial, y se parte de un equipo ya existente enmarcado en un laboratorio universitario, la innovación siempre debe acompañar a las reflexiones de un ingeniero, aunque sea como mejora de lo existente. El estudio de la máquina y caracterización de sus componentes es esencial para entender su funcionamiento y poder introducir mejoras e innovación.
- El objetivo 13 “Acción por el Clima” cobra gran importancia en el contexto actual en el que se debe enfrentar el problema del cambio climático. Para esto, nuevamente, toda aportación cuenta y es importante tener en cuenta las características de la máquina y analizar sus pérdidas para utilizar máquinas y elementos químicos que sean eficientes y limpios. Los refrigerantes han sido productos químicos que han evolucionado mucho en los últimos años, eliminando Cloro y Flúor de sus componentes, provocadores a gran escala del efecto invernadero y del agujero de la capa de ozono. (ONU, s.f.)

## **CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO**

En el capítulo dos se pretenden asentar las bases teóricas para el análisis del equipo de bomba de calor utilizado en las clases prácticas del laboratorio del Departamento de Termodinámica Aplicada.

Se analizarán los principios teóricos de la bomba de calor (2.1), del intercambiador de calor (2.2) y del refrigerante (2.3) que componen el equipo de estudio.

En los principios teóricos de la bomba de calor se incidirá en el ciclo de compresión de vapor (2.1.1), los tipos de bombas de calor (2.1.2) que servirán para comprender mejor las distintas configuraciones del equipo de estudio. También se muestran los parámetros utilizados por los alumnos en la práctica (2.1.3) que servirán en este proyecto para el desarrollo de resultados. Se analiza brevemente el diagrama de Mollier (2.1.4.) porque permite la lectura de datos dependiendo del estado del refrigerante que debe ser analizado a posteriori. A partir de este diagrama se explican las etapas del ciclo de compresión de vapor tanto con un comportamiento ideal (2.1.5.) como con un comportamiento real (2.1.6) que será directamente aplicable al equipo objeto de estudio.

En los principios teóricos del intercambiador de calor se analizan los distintos tipos de intercambiadores (2.2.1) para poder extraer los parámetros importantes del estudio, que varían de un intercambiador a otro, además de para la caracterización del equipo. También se analizan los balances de energía que se producen en el intercambiador (2.2.2) que permitirá comparar el calor absorbido o cedido por el agua con el calor absorbido o cedido por el refrigerante, y pondrá de manifiesto las pérdidas de calor de la máquina. Además, se explica cómo obtener el coeficiente global (2.2.3) aplicado al tipo de intercambiador que compone la máquina del laboratorio.

En los principios teóricos del refrigerante (2.3) se analiza el líquido/gas que circula a través de la máquina y se relaciona directamente con las tablas de termodinámica y el diagrama de Mollier del mismo.

### **2.1 PRINCIPIOS DE LA BOMBA DE CALOR**

#### **2.1.1 Ciclo de compresión de vapor (CCV)**

Existen diferentes ciclos de refrigeración y entre ellos, el más utilizado, y que va a ser objeto de estudio durante todo este documento, es el ciclo de compresión de vapor. El ciclo de compresión de vapor define el funcionamiento de una bomba de calor.

Por definición, el ciclo de compresión de vapor es un sistema que mediante la combinación de los elementos necesarios permite absorber o ceder calor a partir de procesos de evaporación y condensación de un fluido refrigerante.

El ciclo compresión de vapor es capaz de transmitir la energía térmica que hay entre dos focos a diferente temperatura, generando así un espacio o región con presiones altas y otro espacio o región donde quedan las presiones más bajas, de tal manera que mientras sucede el intercambio de energía del proceso, el refrigerante que circula por el ciclo de refrigeración está constantemente en cambio de estado, alternando entre líquido y vapor según la etapa en la que se encuentre del ciclo. (A.Boles, 2010)

Fundamentalmente, el ciclo se divide en cuatro componentes principales:

- Compresor
- Condensador
- Válvula de expansión.
- Evaporador

En primer lugar, se puede definir al compresor como una máquina que, utilizando un trabajo exterior, comprime fluidos compresibles y así incrementar su presión, reduciendo su volumen y aumentando su temperatura.

En cuanto al condensador es un intercambiador de calor en el que se produce un cambio de fase en fluido refrigerador, de vapor a líquido, cediendo calor a un foco frío, como puede ser al aire o al agua.

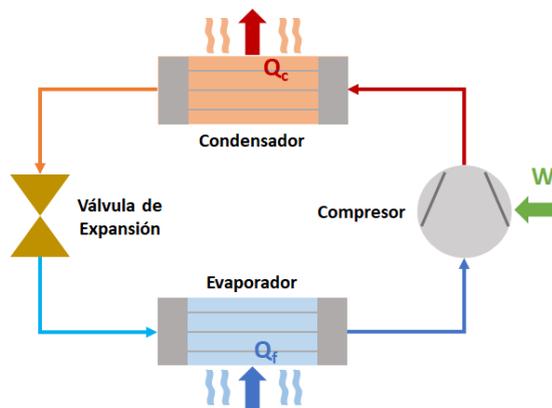
Por otra parte, la válvula de expansión es un elemento que provoca un descenso brusco de la presión y la temperatura, marca la presión y la temperatura de entrada al evaporador del refrigerante líquido procedente del condensador.

Por último, el evaporador es un intercambiador de calor en el que se produce un cambio de fase en el refrigerante de líquido a gas absorbiendo calor de un foco caliente.

Cada uno de estos componentes participan en el funcionamiento del ciclo de compresión de vapor. A continuación, se van a mostrar las fases del circuito frigorífico y como estos componentes están asociados a las distintas fases.

Cabe mencionar que es posible la reversibilidad del equipo mediante una válvula de cuatro vías. La válvula de cuatro vías tiene la capacidad de cambiar la dirección del refrigerante de forma que el evaporador se convierte en condensador, y el condensador se convierte en evaporador (A.Boles, 2010). De esta manera se logra invertir el ciclo por completo y con ello proporcionar la temperatura deseada al espacio en el que se encuentra, es decir, el ciclo reversible podrá actuar como aire acondicionado en verano y como calefacción en invierno gracias a la actuación de la válvula de cuatro vías.

Seguidamente se muestra la Figura C2-1 que representa de forma esquemática un ciclo de compresión de vapor con cada uno de los elementos que los componen.



**Figura C2- 1:** Esquema de un CCV (Figura de elaboración propia).

### 2.1.2 Tipos de bomba de calor

Las bombas de calor, de forma general se clasifican en función del medio a partir de cual intercambian calor. Existen tres grandes grupos:

- **Bombas de calor aerotérmicas.** El principio de funcionamiento de este tipo de bombas de calor se basa en aprovechar la energía del entorno que se encuentra en forma de calor en el aire para aprovecharla en distintas aplicaciones como demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y refrigeración. Una de las principales ventajas de estas bombas de calor aerotérmicas son el aprovechamiento energético renovable del calor del aire. (F.J. Rey Martínez, et al. 2005)
- **Bombas de calor hidrotérmicas.** Este tipo de bombas se basa en el mismo principio que las anteriores, es decir, se basan en aprovechar el calor de un medio físico, pero en este caso de la energía que tienen las aguas superficiales, lagos, mares y ríos.
- **Bombas de calor geotérmicas.** Se obtiene el calor a partir de la energía del subsuelo.

De tal manera que, según si el agua o el aire son el medio de intercambio con el refrigerante que circula por el intercambiador interior o el intercambiador exterior del equipo, se tienen diferentes tipos de bomba de calor que son las que se observan a continuación: aire-aire, aire-agua, agua-aire y agua-agua. El primer término hace referencia al medio, aire o agua, a partir del cual el equipo intercambia calor con el refrigerante en el exterior, o bien absorbiendo calor del medio en modo calefacción o cediéndolo al entorno, lo que significa en modo refrigeración. En cuanto al segundo término, hace referencia al medio interior, aire o agua, al que se transfiere el calor desde el refrigerante de la bomba de calor, es decir, cediendo calor al interior en modo calefacción o absorbiéndolo en modo refrigeración. (AFEC, 2018)

- **Bomba de calor aire-aire.**

Este tipo de bomba de calor intercambia la energía contenida del aire, en dos ubicaciones diferentes de forma que, en modo calefacción, es decir, encontrando el equipo de evaporación en el exterior y el condensador en el interior del recinto que se quiere climatizar, se toma el calor del aire exterior para cederlo al aire interior, siempre usando el refrigerante como medio intercambio en ambas unidades interior y exterior. Y, en modo refrigeración, se proporciona frío al recinto, por lo que el condensador se encuentra en el exterior y el evaporador en el interior. Mediante la válvula de cuatro vías es posible la reversibilidad del equipo, por lo que no importaría donde estén situados los intercambiadores, ya que es posible a través de esta válvula desviar la dirección del refrigerante de forma que la entrada y salida de refrigerante al compresor cambian el intercambiador de origen y destino. En definitiva, que el evaporador se convierte en condensador, y el condensador se convierte en evaporador cuando se necesite con tan solo la actuación de esta válvula de cuatro vías. (AFEC, 2018)

A modo de ejemplo, en la Figura C2-2 se muestra un esquema representativo del enfriamiento de una casa mediante una bomba de calor aire-aire.

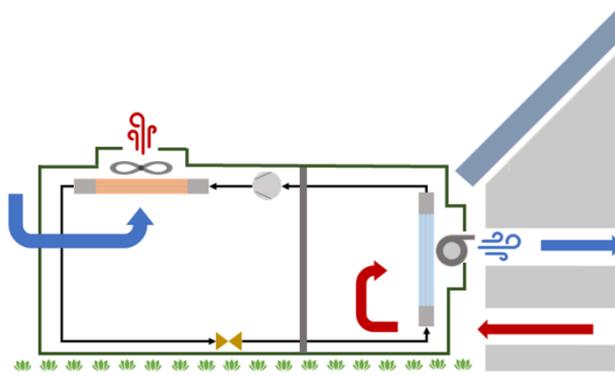


Figura C2- 2: Esquema simplificado aire-aire. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor aire-agua.**

La bomba de calor aire-agua, en modo calefacción, aprovecha el calor del aire exterior y lo transfiere al refrigerante que pasa por el intercambiador de agua cediéndole este calor, de manera que el refrigerante se enfría y el agua se calienta. Para aprovechar esta agua caliente esta se distribuye a un circuito de agua de modo que esta se distribuye a otras unidades, como pueden ser unidades de tratamiento de aire, fancoils, radiadores o suelo radiante, que a su vez ceden el calor de esa agua al ambiente interior del recinto a calentar. Para el caso de querer enfriar el recinto, es decir, en modo refrigeración, en el intercambiador exterior se cede el calor del refrigerante al aire. Este refrigerante toma su energía absorbiéndola del caudal de agua que viene del interior del recinto. El resultado es que este agua se enfría y por tanto se puede enviar a cualquier punto de la casa que se desee enfriar. (AFEC, 2018)

En la Figura C2-3 se muestra un ejemplo de una bomba de calor aire-agua, que toma el calor del aire del exterior y refrigera el agua. Fuera de lo que es la bomba de calor propiamente dicha, se representa un fancoil en el interior de una casa, al que le llega el agua fría y será el encargado del enfriamiento final del recinto.

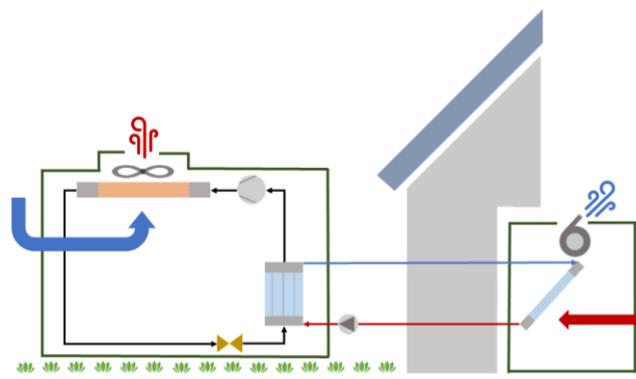
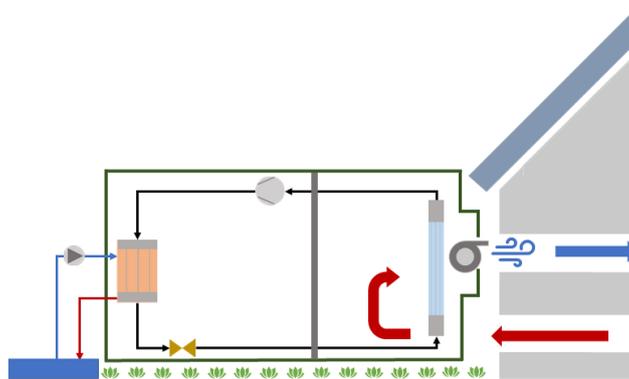


Figura C2- 3: Esquema simplificado de una bomba de calor aire-agua. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor agua-aire.**

Este tipo de bomba, en modo calefacción toma el calor de un circuito exterior de agua, como puede ser un lago, río o acuífero y lo transfiere hasta el refrigerante en el intercambiador exterior y después desde el refrigerante al aire en el intercambiador interior. Aumentará la temperatura en el interior del recinto mediante el impulso de aire caliente que atraviesa este intercambiador interior. De forma opuesta, en modo refrigeración, se cede el calor al circuito exterior de agua y se produce aire frío en la zona interior. Existen diferentes formas de disipar el calor contenido en el agua, como por ejemplo mediante torres de refrigeración, acuíferos, sistemas geotérmicos, etc. (AFEC, 2018)

La Figura C2-4 que se muestra a continuación representa esquemáticamente el funcionamiento de una bomba agua-aire.



**Figura C2- 4:** Esquema simplificado de una bomba de calor agua-aire. Modo refrigeración. (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor agua-agua.**

En cuanto a la bomba de calor de agua-agua intercambia calor tanto en el exterior como en el interior del recinto mediante dos circuitos de agua. En modo calefacción el agua del circuito exterior se enfría y el agua del circuito interior se calienta; el refrigerante toma el calor de un circuito exterior de agua, como puede ser un lago, río o acuífero, y como parte del circuito, este refrigerante cederá su energía para producir agua caliente dirigida al circuito de agua interior, para así, de forma indirecta, calentar el recinto mediante una unidad terminal como pueden ser fancoils, suelo radiante o radiadores. Por otro lado, en modo refrigeración, se produce agua fría en el circuito interior cediendo calor al circuito exterior de agua. El calor absorbido por el circuito de agua exterior, al igual que en la bomba de calor agua-aire, se puede disipar mediante torres de refrigeración, acuífero, etc. (AFEC, 2018)



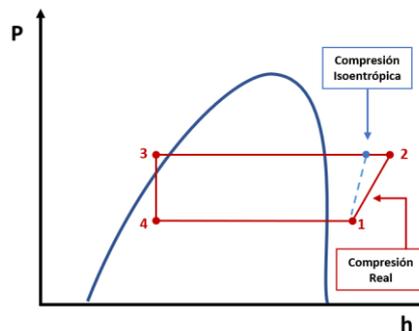
isoentrópicas y el trabajo real consumido por el compresor. Luego el rendimiento isoentrópico del compresor se puede definir como:

$$\eta_{iso} = \frac{\Delta h_{comp,iso}}{\Delta h_{comp,real}} \quad (2.4)$$

desarrollando la expresión anterior se obtiene y sustituyendo por los valores correspondientes se tiene la siguiente expresión:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{s,iso,comp} - h_{e,real,comp}}{h_{s,real,comp} - h_{e,real,comp}} \quad (2.5)$$

La siguiente Figura C2-6 muestra gráficamente los puntos mencionados en la ecuación 2.5.



**Figura C2- 6:** Diagrama P-h compresión isoentrópica. (Figura de elaboración propia).

Como se puede observar en la Figura C2-6 la recta que une los puntos 1 y 2 se corresponde con el proceso de compresión real del fluido refrigerante, desde la entrada (punto 1) hasta la salida (punto 2). Por otro lado, también se observa una línea punteada en azul que indica el proceso de compresión del fluido refrigerante en condiciones isoentrópicas, es decir, para un proceso con un valor de entropía constante.

Un aspecto a considerar es el producto del rendimiento eléctrico con el rendimiento mecánico, que se define como el cociente entre la potencia mecánica del compresor entre la potencia eléctrica. A continuación, se muestra la ecuación que lo define:

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = \frac{W_{mec}}{W_{elec}} \quad (2.6)$$

Dos conceptos que también se van a emplear posteriormente en el análisis de los resultados obtenidos en los diferentes ensayos de la máquina son los coeficientes de operación COP, para calefacción, y el EER, para frío. Por un lado, el concepto de COP proveniente de las siglas en inglés "Coefficient Of Performance", es el ratio entre la capacidad calorífica y el consumo de energía utilizado para obtenerlo. Por otro lado, el concepto de EER que proviene de las siglas en inglés "Energy Efficiency Ratio", es el ratio entre la capacidad frigorífica y el consumo de energía utilizado para obtenerlo. Por tanto, las ecuaciones que definen los diferentes parámetros de eficiencia del ciclo son (F.J. Rey Martínez, et al. 2005) :

$$EER = \frac{Q_f}{W} \quad (2.7)$$

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (2.8)$$

desarrollando  $Q_c$ , se establece la siguiente relación lógica:

$$COP = \frac{W+Q_f}{W} = \frac{Q_f}{W} + 1 = ERR + 1 \quad (2.9)$$

### 2.1.4 Diagrama de Mollier

Para el entendimiento de los puntos sucesivos es importante comprender el diagrama de Mollier. El refrigerante en el circuito es sometido a cambios de temperatura y presión, por ello, dependiendo en la zona del ciclo en la que se encuentre este fluido se encontrará en una fase u otra.

Toda esta información, acerca de los cambios, se encuentra recogida de dos formas distintas: de forma gráfica a través del diagrama de Mollier, y de forma numérica a través de las tablas de termodinámica.

De esta manera, a continuación, se muestra el diagrama de Mollier correspondiente al refrigerante R-134a que es el refrigerante utilizado en la máquina objeto del estudio para la realización de los diferentes ensayos. Además, también se muestran señaladas las distintas zonas más relevantes del diagrama p-h así como los puntos más importantes en la Figura C2-7:

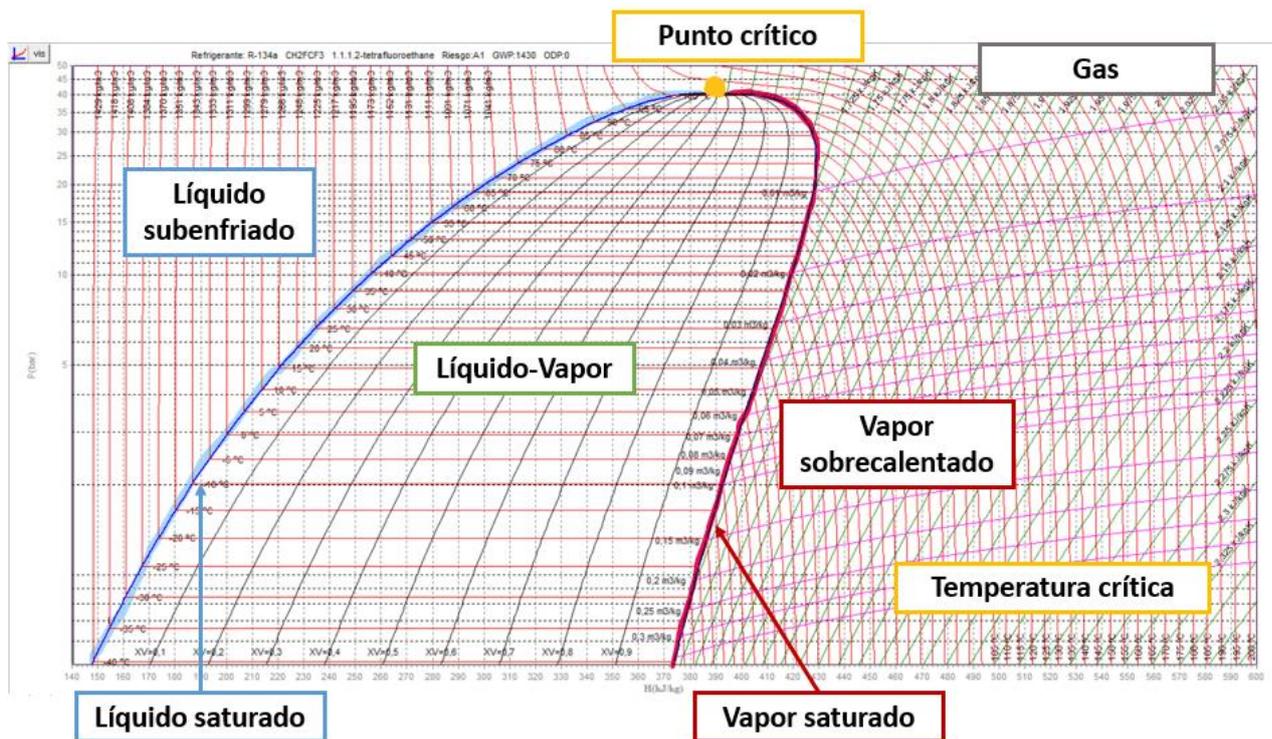


Figura C2- 7: Diagrama p-h R-134a (Figura obtenida partir del software Friov2\_1\_3).

Como se puede observar en la figura anterior el eje de ordenadas se corresponde con valores de la presión absoluta, en particular este gráfico muestra la presión con unidades de bar. En cuanto al eje de abscisas se encuentran los valores de entalpía en kJ/kg.

En el gráfico se observan distintas líneas, mediante las cuales se pueden leer los valores deseados, entre estas se encuentran:

- Líneas de presión (bar)
- Líneas de entalpía (kJ/kg)
- Líneas de temperatura (°C)
- Líneas de entropía (kJ/kg·K)
- Líneas de volumen específico (m<sup>3</sup>/kg)
- Líneas de calidad

Las líneas de presión constante se encuentran representadas como líneas horizontales respunteadas en color negro, por otro lado, las líneas de entalpía se representan como líneas verticales respunteadas en negro. Las líneas de temperatura o isoterms corresponden a las líneas rojas, que en la zona de líquido subenfriado son prácticamente verticales, y cuando entran a la campana avanzan de manera horizontal, y finalmente al salir de la campana a la zona de vapor sobrecalentado tienen tendencia curva hacia abajo. Por otro lado, se encuentran las líneas de entropía se representan como líneas verdes continuas. También se encuentran las líneas de volumen específico que se representan como líneas curvas de color rosa. Y, por último, las líneas de calidad representan el porcentaje de composición de vapor de la mezcla líquido-vapor que se encuentra representada como una línea negra curva dentro de la campana.

En cuanto a las zonas del diagrama p-h, se observan cuatro zonas bien diferenciadas como se ha indicado en la Figura C2-7 ; zona de líquido subenfriado, zona de vapor sobrecalentado, una zona donde conviven ambas, líquido y vapor, y la zona de gas. En primer lugar, la zona de líquido subenfriado situada a la izquierda del diagrama p-h indica que se tiene un estado líquido siempre y cuando la temperatura esté por debajo de la temperatura de saturación. En referencia a la zona de vapor sobrecalentado, ésta se encuentra la derecha del diagrama, de manera que en esta zona se tiene un estado de vapor tras la ebullición del refrigerante, por tanto, la temperatura, a una misma presión, es superior a la de saturación. Como ya se ha comentado, la zona de líquido-vapor o zona de saturación, es donde conviven líquido y vapor y se encuentra situada en el interior de la campana. De esta manera, un punto situado dentro de la campana tiene tanto una parte de vapor como una parte de líquido dependiendo de la fracción de la composición de cada uno de estos. Además de todo esto, la zona de gas se encuentra situada por encima del punto crítico y en dicha zona, se tiene la característica particular que a pesar de seguir aumentando la presión no es posible convertir el estado gas en estado líquido.

Por otra parte, en el diagrama de p-h también existen dos curvas diferenciadas de saturación, de líquido y vapor saturado, y son las que delimitan la campana de forma externa a esta, y se encuentran remarcadas en azul y rojo respectivamente en la Figura C2-7. En cuanto a la línea de líquido saturado, el refrigerante se encuentra como líquido al 100% en estado de equilibrio de acuerdo con la temperatura y presión a la que se encuentre sometido, de manera que, tan solo con la mínima adición de calor comenzaría la aparición de las primeras burbujas. Por otro lado, la línea de vapor saturado indica que el refrigerante se encuentra en un estado de 100% vapor en equilibrio y en caso de una mínima sustracción de calor aparecería una gota de líquido. (Ponce, 2013) .

Y, por último, cabe mencionar también el punto crítico del diagrama de Mollier que es el punto más alto de la campana en el cual por mucho que se incremente la presión ya no es posible condensar. Y en cuanto a la temperatura crítica, es la temperatura a partir de la cual un gas no puede ser licuado

por compresión, es decir, por encima de esta temperatura no es posible condensar un gas aumentando su presión.

### 2.1.5 Ciclo de compresión de vapor ideal (Rankine Inverso)

El ciclo de compresión, que es objeto de estudio de este TFG, es el ciclo de compresión de vapor Rankine Inverso. El funcionamiento de este ciclo de manera ideal es el que se muestra en la Figura C2-8.

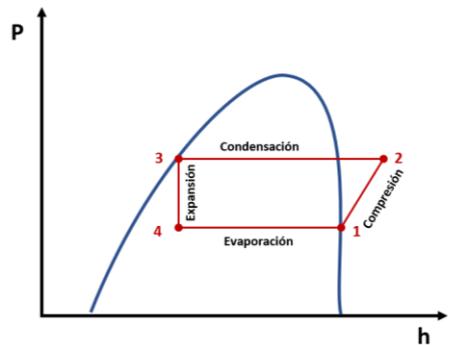


Figura C2- 8: Diagrama P-h CCV básico ideal. (Figura de elaboración propia).

De donde, como se puede observar está formado por los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en el compresor desde el estado de vapor saturado hasta vapor sobrecalentado.
- 2-3 Rechazo del calor a presión constante en condensador.
- 3-4 Expansión adiabática en la válvula de expansión desde el estado de líquido saturado hasta vapor húmedo.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en el evaporador.

En el ciclo de compresión de vapor el fluido refrigerante entra al compresor (punto 1 Figura C2-8) en forma de vapor saturado, este vapor se comprime isoentrópicamente de modo que la presión y la temperatura del refrigerante aumentan hasta llegar a la presión del condensador (punto 2 Figura C2-8).

Tras la compresión del fluido refrigerante, éste se encuentra como vapor sobrecalentado y entra al condensador donde pasará a líquido saturado tras todo el proceso de condensación (punto 3 Figura C2-8). Esto es debido a la diferencia de temperaturas entre la temperatura del fluido del refrigerante y la temperatura ambiental, de tal manera que, el refrigerante cederá calor al ambiente.

Posteriormente, el refrigerante que se encuentra en estado líquido saturado pasa a través de la válvula de expansión, de modo que este se expande adiabáticamente disminuyendo su presión y temperatura hasta que la presión en el punto 4 sea igual a la presión a la entrada del compresor (punto 1 Figura C2-8).

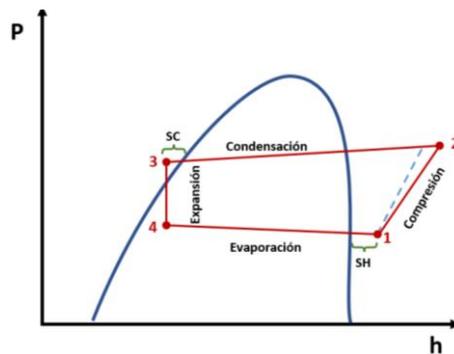
Finalmente, una vez ha llegado el fluido refrigerante al evaporador, éste entra como vapor húmedo y se evapora por completo debido a que absorbe el calor del ambiente y la temperatura del entorno disminuirá. A la salida del evaporador el fluido refrigerante toma nuevamente forma de vapor saturado, al tratarse de un ciclo ideal y el ciclo vuelve a comenzar. (A.Boles, 2010)

### 2.1.6 Ciclo de compresión de vapor real

El ciclo de refrigeración de compresión de vapor real difiere en varios aspectos importantes respecto al ciclo de compresión de vapor básico ideal. Esto se debe a distintos factores como pueden ser la fricción del refrigerante, ocasionando caídas de presión, y la transferencia de calor desde o hacia los alrededores.

En este ciclo de compresión de vapor real existe tanto sobrecalentamiento como subenfriamiento. Para un caso real, a diferencia del caso de ciclo de compresión de vapor ideal, el sobrecalentamiento a la salida del evaporador evitará la posible llegada de gotas antes de entrar al compresor, de modo que el fluido entre como vapor sobrecalentado al compresor, para evitar daños en éste. Por otro lado, se produce un subenfriamiento a la salida del condensador para asegurar el estado líquido del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión. (A.Boles, 2010)

A diferencia del CCV básico ideal la compresión no es isoentrópica. La expansión se considera adiabática por la rapidez con la que se produce, aunque en realidad tiene pérdidas de calor al medio. Para ello, a continuación, se muestra la Figura C2-9 representando como sería el diagrama presión-entalpía para un ciclo de compresión de vapor real.



**Figura C2- 9:** Diagrama P-h CCV real. (Figura de elaboración propia).

Como se puede observar en la Figura C2-9, la diferencia de temperatura entre la entrada al compresor y la temperatura a la salida del evaporador es la que se corresponde con el sobrecalentamiento del fluido refrigerante, esta diferencia se encuentra marcada en la figura como SH, siglas de Superheated, traducido del inglés como sobrecalentamiento.

Por otro lado, también se observa una diferencia respecto a la temperatura de salida del condensador y la temperatura de entrada a la válvula de expansión indicada mediante la abreviatura de Subcooled, SC, que traducido del inglés significa subenfriamiento.

## 2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un equipo cuyo objetivo es la transferencia de calor entre dos fluidos. La transferencia de calor se produce a través de un tubo o placa metálica de modo que se favorezca el intercambio de calor y evitando que ambos fluidos se mezclen a lo largo del intercambiador. (Soutullo, 2018)

A continuación, se va a estudiar qué tipos de intercambiadores componen el equipo, se van a exponer los balances de energía que se producen en un intercambiador y a profundizar en el término de coeficiente global de transmisión de calor.

### 2.2.1 Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores que son objeto de estudio a lo largo del documento usan como medio de intercambio el agua o el aire.

Los intercambiadores que usan aire como medio de intercambio, están dotados de ventiladores axiales. Por otro lado, para determinar de qué tipo es el intercambiador de agua por el que está compuesto el equipo de bomba de calor, se observa físicamente el equipo del laboratorio de prácticas del Departamento de Termodinámica Aplicada y se siguen las tuberías de modo que se localice la entrada del refrigerante al intercambiador y la entrada del agua al mismo. La siguiente Figura C2-10 muestra una imagen real del intercambiador que se encuentra en el laboratorio.

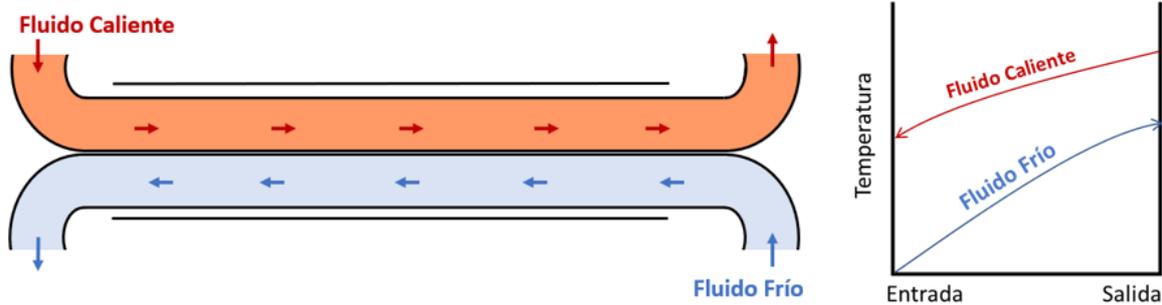


**Figura C2- 10:** Intercambiador de agua del equipo bomba de calor del laboratorio de Termodinámica Aplicada (Figura de elaboración propia).

Como se puede observar en la imagen anterior, el fluido refrigerante entra al intercambiador por la parte inferior y circula a través de él hasta salir por la zona superior, de forma contraria el agua entra por la parte superior y recorre el intercambiador hasta salir por la zona inferior. De este modo ambos fluidos, el agua y el refrigerante circulan paralelamente y en sentido contrario intercambiando calor entre ellos, por tanto, se trata de un intercambiador paralelo en sentido contracorriente. De este modo se logra intercambiar calor entre ambos fluidos. En comparación con el intercambiador de flujo equicorriente este intercambiador es más eficiente térmicamente. (Soutullo, 2018)

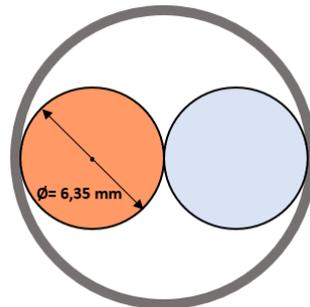
Seguidamente, en la siguiente Figura C2-11 se muestra a la izquierda un esquema representativo del funcionamiento del intercambiador contracorriente que se utiliza en el equipo del laboratorio utilizado

en todos los ensayos. Por otro lado, a la derecha de éste se encuentra un diagrama representativo de la evolución de las temperaturas a lo largo de dicho intercambiador de calor.



**Figura C2- 11:** Esquema y evolución de las temperaturas en un intercambiador de flujo. (Figura de elaboración propia).

Como se puede observar en la Figura C2-11 el intercambio de calor se produce a través del contacto de dos tuberías independientes a través de las cuales, por una circula el fluido caliente y por la otra circula el fluido frío. Y estas tuberías se encuentran dentro de otra tubería más grande que su única función es la sujeción de las dos tuberías interiores para favorecer el intercambio. De modo que, si se le realizara un corte a la tubería se observaría tal y como la siguiente Figura C2-12 muestra esquemáticamente.



**Figura C2- 12:** Vista de la sección de la tubería del intercambiado de agua (Figura de elaboración propia).

## 2.2.2 Balances de energía en un intercambiador

En este apartado se van a explicar los balances de energía que se producen en un intercambiador de calor. Para ello, atendiendo a la primera ley de la termodinámica, para un sistema abierto, en estado estacionario y condiciones de flujo estacionario con cambios insignificantes de energía cinética y potencial, y considerando que no existen pérdidas con el exterior, la ecuación del calor transferido es la siguiente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_C \cdot \Delta h_C = \dot{m}_F \cdot \Delta h_F \quad (2.10)$$

desarrollando la expresión,

$$\dot{Q} = \dot{m}_C \cdot (h_{C,e} - h_{C,s}) = \dot{m}_F \cdot (h_{C,s} - h_{C,e}) \quad (2.11)$$

donde,

$\dot{Q}$  = Calor transferido de la corriente caliente a la corriente fría.

$\dot{m}$  = Flujo másico.

$\Delta h$  = Variación de entalpía.

Los subíndices C y F denotan las corrientes caliente y fría respectivamente y los subíndices e y s hacen referencia a las condiciones de entrada y salida del intercambiador.

Si se suponen que los calores específicos son constantes, se introduce la aproximación  $\Delta h \approx c_p \cdot \Delta T$ . Luego,

$$\dot{Q} = \dot{m}_C \cdot c_p \cdot (T_{C,e} - T_{C,s}) = \dot{m}_F \cdot c_p \cdot (T_{C,s} - T_{C,e}) \quad (2.12)$$

De tal manera, como se observa en la ecuación del balance final de energía, el calor absorbido por el fluido frío es el mismo que el calor cedido por el fluido caliente, suponiendo despreciables las pérdidas al exterior. (A.F.Mills, 1999)

### 2.2.3 Coeficiente global de transmisión de calor

El coeficiente global de transmisión U es un valor que mide la ganancia o la pérdida de calor a través de un material como consecuencia de una diferencia entre un foco caliente y un foco frío. Este valor viene dado en unidades de vatio por metro cuadrado, kelvin ( $W/m^2 \cdot K$ ) (A.F.Mills, 1999)

El coeficiente global de transmisión de calor suele ir referido a un área, el área de intercambio de calor, cuyo producto, A·U, se mantiene constante en la transmisión de calor y que multiplicado por la diferencia de temperaturas se obtiene la potencia calorífica o frigorífica. (véase ecuación 2.13)

$$Q = AU \cdot \Delta T \quad (2.13)$$

Particularmente, en el intercambiador de agua no se conoce la superficie de intercambio entre las dos tuberías mostradas en la Figura C2-11. El área máxima sería el correspondiente al área lateral de una de las tuberías, por tanto, la expresión que define dicho área es la siguiente:

$$A = k \cdot \pi \cdot D \cdot L \quad (2.14)$$

donde D es el diámetro de la tubería, L la longitud de la tubería y k es un valor comprendido entre 0 y 1, que representa la relación existente entre la superficie máxima y la superficie equivalente de intercambio.

Para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor se va a emplear el método de la eficiencia. La eficiencia térmica,  $\varepsilon$ , se define como la proporción entre la magnitud real de transferencia de calor y la máxima transferencia de calor posible, luego: (A.A. Sánchez, et al. 2018)

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.15)$$

Por otro lado, la relación de las capacidades térmicas se obtiene por medio de la ecuación 2.16.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(m \cdot c_p)_{min}}{(m \cdot c_p)_{max}} \quad (2.16)$$

Siendo  $(m \cdot c_p)_{min}$  la capacidad térmica mínima y  $(m \cdot c_p)_{max}$  la capacidad térmica máxima.

Para el caso de un evaporador o un condensador  $\frac{C_{min}}{C_{max}} \approx 0$ , debido a que, si uno de los fluidos permanece a temperatura constante durante el proceso, se puede entender que la capacidad térmica de dicho fluido será elevada y muy superior a la capacidad térmica del otro fluido.

Siendo los dos fluidos que intercambian calor el refrigerante R-134a y el agua, es el refrigerante el fluido que se encuentra en cambio de fase, por ello, será la capacidad térmica del agua la que se utilizará en los cálculos posteriores.

Aplicando la ecuación de la eficiencia en el condensador se obtiene la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{cond} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} (T_{s,agua} - T_{e,agua})}{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} (T_{e,refrig} - T_{e,agua})} \quad (2.17)$$

De la misma forma, la eficiencia en el evaporador se calcula mediante la siguiente relación:

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} (T_{e,agua} - T_{s,agua})}{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} (T_{e,agua} - T_{e,refrig})} \quad (2.18)$$

Es importante definir el número de unidades de transferencia de calor, NTU a partir de la siguiente expresión:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.19)$$

Para cada tipología de intercambiador existe una relación del tipo:

$$\varepsilon = f(C_r, NTU) \quad (2.20)$$

y aplicándolo al intercambiador con cambio de fase.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1 - C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NTU}} = 1 - e^{-NTU} \quad (2.21)$$

Luego despejando el número de unidades de transferencia NTU se obtiene:

$$NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon} \quad (2.22)$$

Aplicando la definición de NTU de la ecuación 2.19, despejando, se obtiene que el coeficiente global de transmisión es:

$$U = \frac{NTU \cdot \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua}}{A} \quad (2.23)$$

## 2.3 REFRIGERANTES

Un refrigerante es el fluido que circula por el interior del circuito frigorífico. El objetivo del fluido refrigerante es transportar el calor desde donde lo absorbe en el evaporador por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo cede tras condensarse en el condensador, a alta temperatura y presión.

Existen un gran número de refrigerantes que son fácilmente licuables, sin embargo, solo algunos poseen todas las ventajas y características apropiadas para considerarse un buen refrigerante. El refrigerante ideal sería por tanto aquel que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba el evaporador, la línea de succión y el compresor sin ninguna pérdida. De tal manera que, para que un líquido pueda considerarse refrigerante debe tener unas buenas propiedades tanto a nivel de presión, temperatura, volumen específico y entropía como a nivel de toxicidad, inflamabilidad, etc.

En cuanto a la presión del refrigerante debe permitir que en el evaporador se trabaje a presión muy reducida (pero superior a la atmosférica), y en el condensador debe de ser lo suficientemente baja. Las temperaturas más importantes en un refrigerante son la temperatura de ebullición, la temperatura crítica, que debe controlarse para permitir que el vapor se condense en el condensador, y por último, la temperatura de congelación que debe de ser más baja que la temperatura del evaporador para evitar riesgos. Para controlar ambas variables existen las curvas de saturación presión-temperatura, que son importantes ya que, marcan a qué presión sería posible evaporar o condensar a temperaturas dadas, es decir, en función de las condiciones de cada ambiente para evaporar y condensar, qué refrigerante debería utilizar o sería más adecuado, para no tener que ir a unas condiciones de presión difíciles de conseguir (Indubel, 2003) (véase Figura C2-13).

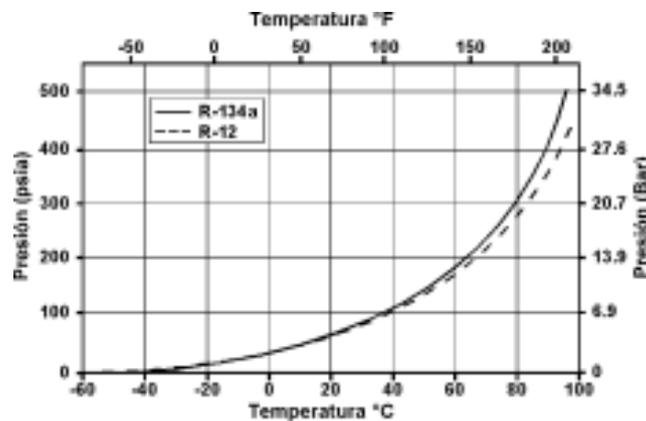


Figura C2- 13: Curva de presión-temperatura para el refrigerante R-134a (Indubel, 2003).

El volumen específico de un refrigerante es importante conocerlo y controlarlo ya que indica el espacio que ocupa el refrigerante, por ello, una vez conocido éste se puede conocer la masa de refrigerante que circula. En cuanto a la entropía de un refrigerante es una propiedad muy útil, es la evaluación del proceso de compresión en el compresor y las posibles pérdidas de calor asociadas durante el mismo, que provocan pérdidas de entropía y por tanto un trabajo que no se utiliza de forma práctica.

El refrigerante utilizado por el equipo de bomba de calor que se estudia durante este TFG es el refrigerante R-134a o 1,1,1,2-trifluoroetano, que es un compuesto hidrofurocarbonado (HFC) que sustituyó a los compuestos hidroclorofurocarbonados (HCFC), R-11 y R-12, que tenían cloro en su

composición y eran mucho más dañinos para la capa de ozono. El R-134a tiene una gran estabilidad térmica y química, así como una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una buena compatibilidad con la mayoría de los materiales. (Gasservei, 2020).

La presión del refrigerante R-134a es una propiedad muy importante debido a que es uno de los pocos refrigerantes que trabaja con presiones bajas en el evaporador, y, además su presión de condensación no es tan alta, por lo que no requiere un equipo robusto y caro.

Dejando aparte las múltiples aplicaciones, así como las diferentes propiedades que tiene el refrigerante R-134a, debido a ciertas leyes y normativas que han ido apareciendo a lo largo de los años, su uso se ha restringido en gran medida. En 2020 se redujo severamente su uso para equipos de refrigeración pequeños, a raíz del “Artículo 13” publicado el 1 de enero de 2020 con el objetivo de reducir los gases de efecto invernadero. Además, ese mismo año (2022), también se aprobó otra ley en el “Anexo III” que limita, prohibiendo incluso en algunos casos la comercialización de equipos frigoríficos y congeladores que trabajan con compuesto hidrofluorocarbonados (HFC).

Por tanto, en la actualidad, el Departamento de Termodinámica Aplicada se encuentra con un reto para sustituir este refrigerante no solo en la bomba de calor estudiada en este TFG, sino también en otras máquinas que lo utilizan para su funcionamiento. Este problema se agrava ya que actualmente no existen equipos comerciales con refrigerantes más sostenibles y por tanto debería de empezarse a buscar alternativas de máquinas que no empleen este refrigerante.

Tras estas leyes que han ido apareciendo y aprobándose, el uso de los refrigerantes que trabajan con HFC como es el caso del refrigerante R-134a han visto restringido su uso en ámbitos industriales, así como también se han restringido la comercialización de muchos equipos.

El más reciente es el Reglamento (UE) Nº 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) no 842/2006. En el Anexo 1 del presente TFG se citan los artículos y anexos del reglamento que expresamente hacen referencia a estas prohibiciones

## **CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL**

En el capítulo tres se describe el equipo de bomba de calor (3.1) para clarificar todos sus componentes de cara al posterior análisis. Seguidamente, se desarrolla el funcionamiento (3.2) de la máquina describiendo las distintas etapas por las que circula el refrigerante, así como los modos de funcionamiento en los que el equipo podría trabajar.

### **3.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO**

El equipo empleado para la realización de los diferentes ensayos, que se explicarán posteriormente, ha sido la bomba de calor THAR22C existente en el laboratorio de Termodinámica Aplicada de la ETSII de la Universidad Politécnica de Valencia. El equipo está adaptado a uso educativo, de modo que los alumnos puedan comprender el funcionamiento de una bomba de calor, el ciclo de refrigeración utilizado, y el intercambio de calor que se producen entre los diferentes fluidos a lo largo del circuito.

Este equipo está formado principalmente por un compresor, una válvula de expansión, dos condensadores y dos evaporadores, de agua y de aire, de forma que permite mostrar al alumno las diferentes posibilidades de funcionamiento para la realización de las prácticas. Según los elementos que se seleccionen el equipo será capaz de enfriar o calentar el aire, así como calentar o enfriar el agua. Además, el equipo consta de diferentes sensores de caudal, presión y temperatura a lo largo del ciclo, de forma que se les permita conocer a los alumnos a nivel práctico cómo los parámetros del fluido refrigerante cambian en función en el punto en el que se encuentre a medida que circula a través de los diferentes elementos que componen al equipo.

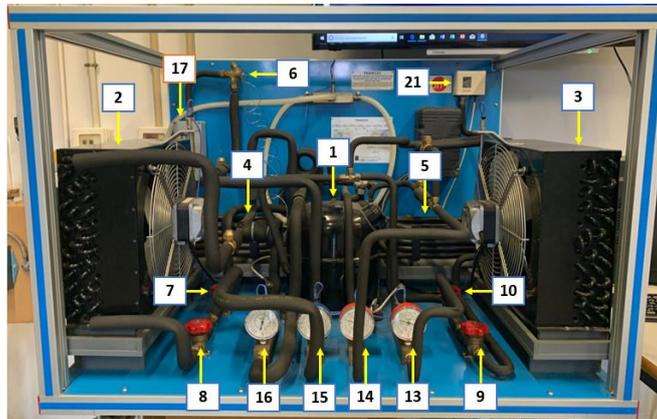
Como ya se ha comentado, en función del elemento del equipo que se seleccione, el equipo es capaz de trabajar en diferentes configuraciones, aire-aire, aire-agua, agua-aire y agua-agua. Todas las formas de funcionamiento de la bomba de calor se encuentran explicados detalladamente en el punto 2.1.2 *Tipos de bomba de calor*, aplicadas a casos reales. Mediante dicha máquina, el alumno podrá observar de forma práctica cada una de las distintas configuraciones de funcionamiento de la bomba de calor de forma simplificada y comparar el funcionamiento práctico con el real.

A continuación, en la siguiente Figura C3-1, se muestra la imagen del equipo de bomba de calor que se encuentra en el laboratorio del departamento de Termodinámica Aplicada y, por tanto, el equipo utilizado en los ensayos experimentales para su posterior análisis y caracterización:

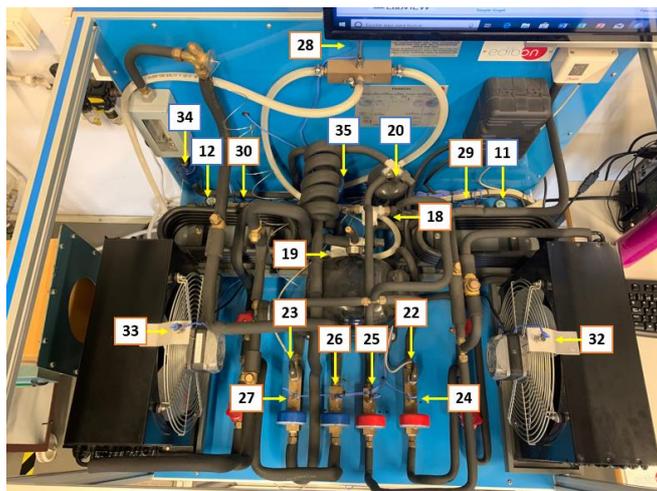


**Figura C3- 1:** *Equipo de bomba de calor del laboratorio (Figura de elaboración propia).*

Una vez mostrada la Figura C3-1 de la bomba de calor, se van a explicar los diferentes componentes por los que está formada. Para ello, se va a hacer uso de dos Figuras (C3-2 y C3-3) donde se señalan los diferentes componentes que forman el equipo, así como el nombre de cada uno de estos:



**Figura C3- 2:** *Numeración de los componentes que forman al equipo (vista del alzado). (Figura de elaboración propia).*



**Figura C3- 3:** *Numeración de los componentes que forman al equipo (vista de la planta). (Figura de elaboración propia).*

Como se puede observar en las Figuras, Figura C3-2 y Figura C3-3, se tienen señalados los 35 elementos por los que está formada la máquina de bomba de calor. De esta forma, en los distintos recuadros azules se observan los componentes principales que forman el equipo. Por otro lado, los recuadros señalizados en naranja son los sensores que miden caudales y las condiciones de temperatura y presión de los fluidos en los puntos críticos del ciclo.

A continuación, en la siguiente Tabla C3-1 se recogen con más en detalle todos los elementos que componen el equipo y que se han mostrado en las figuras anteriores.

**Tabla C3- 1:** Agrupación de los componentes del equipo.

Número	Componentes	Descripción
1	ACO-1	Compresor
2	AEAI-1	Evaporador de Aire
3	ACAI-1	Condensador de Aire
4	AEA-1	Evaporador de Agua
5	ACA-1	Condensador de Agua
6	AVEX-1	Válvula de Expansión
7	VR-1	Válvula de regulación evaporador de agua
8	VR-2	Válvula de regulación evaporador de aire
9	VR-3	Válvula de regulación condensador de aire
10	VR-4	Válvula de regulación condensador de agua
11	VR-5	Válvula de regulación del caudal de agua en el condensador
12	VR-6	Válvula de regulación del caudal de agua en el evaporador
13	M-1	Manómetro situado a la salida del compresor/entrada del condensador
14	M-2	Manómetro situado a la salida del condensador.
15	M-3	Manómetro situado a la entrada del evaporador
16	M-4	Manómetro situado a la entrada del compresor/salida del evaporador
17	SC-1	Sensor de caudal de refrigerante y caudalímetro
18	SC-2	Sensor de caudal de del condensador
19	SC-3	Sensor de caudal de agua del evaporador
20	TANK-1	Acumulador
21	AP-1	Control de presión alta y baja
22	SP-1	Sensor de presión situado a la salida del compresor
23	SP-2	Sensor de presión situado a la entrada del compresor
24	ST-1	Sensor de temperatura del refrigerante situado a la entrada del condensador
25	ST-2	Sensor de temperatura del refrigerante situado a la salida del condensador
26	ST-3	Sensor de temperatura del refrigerante situado a la entrada del evaporador
27	ST-4	Sensor de temperatura del refrigerante situado a la salida del evaporador

Número	Componentes	Descripción
28	ST-5	Sensor de temperatura del agua situado a la entrada del evaporador y del condensador de agua
29	ST-6	Sensor de temperatura del agua situado a la salida del condensador de agua
30	ST-7	Sensor de temperatura del agua situado a la salida del evaporador de agua
31	ST-8	Sensor de temperatura del aire situado a la entrada del evaporador y condensador de aire
32	ST-9	Sensor de temperatura del aire situado a la salida del condensador de aire
33	ST-10	Sensor de temperatura del aire situado a la salida del evaporador de aire
34	FTR-1	Filtro
35	SL-1	Separador de líquidos

Todos los componentes mostrados en la tabla anterior se muestran de forma esquemática en la siguiente Figura C3-4 extraída del propio software de equipo.

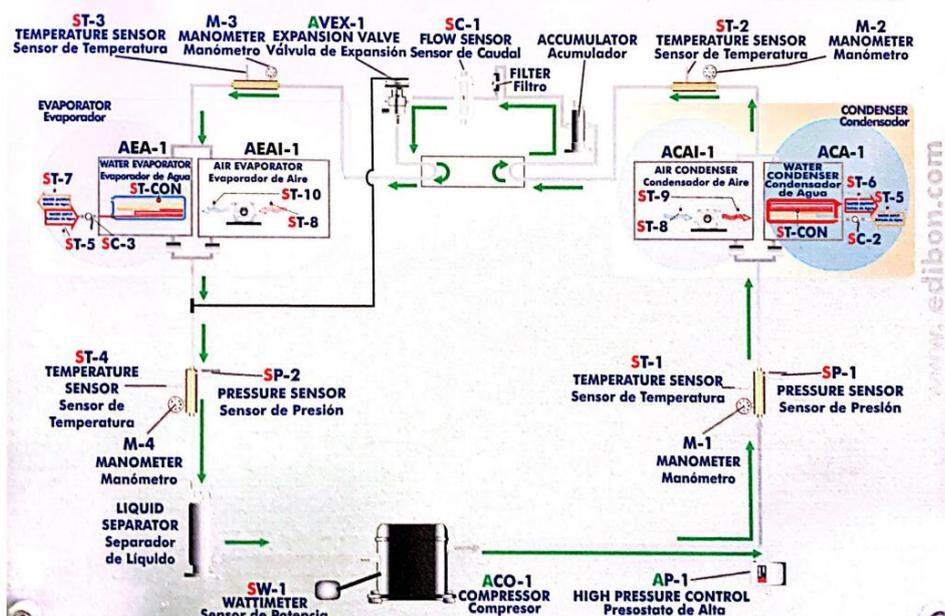


Figura C3- 4: Esquema del equipo de Bomba de Calor. (Figura obtenida partir del software del equipo).

### 3.2 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

De forma general el equipo de bomba de calor consta de cuatro etapas diferenciadas que son las siguientes: compresión, condensación, expansión y evaporación.

Como se puede observar en la Figura C3-4, suponiendo como primera etapa la etapa de compresión, a esta etapa el refrigerante entra en forma de vapor sobrecalentado y se comprime de forma que aumenta su presión y su temperatura. Para medir este cambio en las variables, existen diferentes sensores que se encargan de ello, tanto en la entrada como a la salida del compresor, así como un sensor que mide la potencia eléctrica de éste. Seguidamente, el refrigerante que ha salido del

compresor entra al condensador donde cede su calor al medio que fluye por el condensador, aire o agua, cambiando el estado del refrigerante de vapor a líquido y aumentando la temperatura del entorno. Tras medir la presión y la temperatura del refrigerante a la salida del condensador, el fluido circula previamente a la válvula de expansión por un acumulador y un filtro. Tras esto, el refrigerante pasa por un caudalímetro que mide el caudal volumétrico de éste. Una vez medido el caudal volumétrico, el refrigerante líquido entra en la etapa de expansión, donde una válvula de expansión disminuye la presión y temperatura del refrigerante. Por último, el refrigerante que se encuentra en estado líquido-vapor, entra en la etapa de evaporación donde éste absorbe calor del ambiente, aire o agua, disminuyendo la temperatura del entorno. Como paso final, el refrigerante en estado de vapor pasa por un separador de líquidos que se encarga de retener las posibles partículas líquidas que pudieran quedar, antes de volver al compresor y empezar de nuevo el ciclo, ya que si el refrigerante que vuelve a entrar al compresor tuviera partículas líquidas podría dañarse.

Es importante destacar que la máquina de bomba de calor estudiada en este caso está formada por dos condensadores y dos evaporadores con posibilidad de funcionar tanto con aire como con agua. De esta forma, la bomba de calor posee cuatro posibles configuraciones de funcionamiento que son las siguientes: agua-agua, aire-aire, aire-agua, agua-aire.

Para seleccionar los distintos modos de funcionamiento, existen unas válvulas de regulación (VR-1, VR-2, VR-3 y VR-4) que se colocan a la entrada tanto de los condensadores como de los evaporadores, y se encargan de dirigir el refrigerante hacia un condensador y evaporador de agua o de aire según se seleccione.

De tal manera que todos los ensayos realizados en este TFG se han realizado con alguno de los siguientes modos de funcionamiento.

- **Bomba de calor Aire-Aire.**

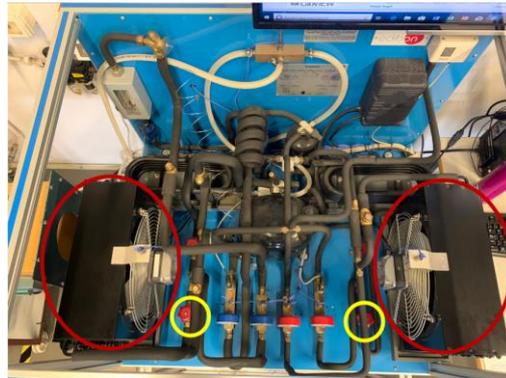
El objetivo de una bomba de calor aire-aire es realizar los intercambios de calor del refrigerante directamente con el ambiente exterior y el ambiente interior por medio de flujos de aire que circulan a través de los intercambiadores, de manera que el evaporador absorberá calor y el condensador lo cederá. De forma que, a partir del aire exterior, y por medio de la energía eléctrica, se consiga calentar o enfriar el aire interior del espacio que se quiere climatizar.

A efectos prácticos, la configuración aire-aire es la más complicada y difícilmente aprovechable por el alumno. Al tratarse de un equipo compacto, ambas unidades de aire se encuentran separadas una de otra a muy poca distancia, es decir, no se encuentran en zonas estancas, interior y exterior, sino que todo el equipo se encuentra en el interior de una misma habitación. Por tanto, si se quiere trabajar en modo calefacción o refrigeración, será muy difícil debido a que cuando el equipo produzca aire a menor temperatura por la acción del evaporador, al mismo tiempo se estará produciendo aire caliente en el condensador.

De manera que, comparando con el ejemplo teórico de la casa, es como si se tuvieran tanto en el evaporador como el condensador en el interior de esta. Por ello, si el objetivo es climatizar la habitación, bien enfriar por ser la estación de verano o calentar por ser la de invierno, en el laboratorio, esta configuración no es la más adecuada.

Como posible solución a dicho problema, se podría reconducir el aire al exterior o bien tratar de independizar uno de los dos intercambiadores, en función de las condiciones en las que se quisiera trabajar, modo calefacción en invierno o modo refrigeración en verano. Si se quisiera calentar el aire de la habitación, el componente aislado debe ser el evaporador de aire, de forma contraria, si se quiere bajar la temperatura del ambiente, es el condensador al que se debe aislar.

A continuación, se muestra la Figura C3-5 del equipo de bomba de calor, donde se encuentran marcadas en rojo las dos unidades de aire que se utilizan en una bomba de calor aire-aire, así como las válvulas de regulación que deben encontrarse abiertas para dirigir al refrigerante por dichas unidades rodeadas con un color amarillo (VR-2 y VR-3).



**Figura C3- 5:** Equipo preparado para actuar como bomba de calor aire-aire. (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor Aire-Agua.**

Obedece a la tipología de intercambiadores explicada en el apartado 2.1.2 *Tipos de bomba de calor*. En la tipología Aire-Agua tenemos una unidad exterior cuyo medio de intercambio con el refrigerante es el aire y una unidad interior cuyo medio de intercambio es el agua.

Cuando este equipo está en marcha en modo calefacción aprovecha el calor del aire exterior, que es cedido al refrigerante y que posteriormente será cedido al agua para elevar la temperatura del circuito. Si funciona en modo refrigeración, con intercambios similares con el refrigerante, el equipo aprovecha el aire exterior, que absorberá calor del refrigerante y a su vez, en el evaporador el refrigerante absorberá calor y el agua cederá, disminuyendo la temperatura del agua.

El alumno comparará teoría y práctica. Debe ser capaz de identificar cada componente partiendo de un modelo simplificado, y debe ser capaz de atribuirle a los valores encontrados una explicación coherente con el comportamiento real del equipo.

También sería interesante que, una vez entendido todo el equipo, el alumnado planteara las diferentes posibilidades para aprovechar el agua que sale del intercambiador, como puede ser climatizar una vivienda a partir de una unidad externa que transmita el calor o frío contenido en el agua.

Para ello, si se quiere calentar el agua por medio de enfriar el aire, se han de abrir las válvulas VR-2 y VR-4 de manera que se dirija el refrigerante al evaporador de aire y al condensador de agua. Y, por el contrario, si se quiere enfriar deben abrirse VR1 y VR3 que son la válvula de regulación del evaporador de agua y del condensador de aire, respectivamente. En la Figura C3-6, se observan marcadas las

unidades de aire con un círculo verde y las unidades de agua con un círculo rojo, además de las válvulas que deben abrirse en función del modo con el que se quiera operar, enfriando agua o calentando agua.

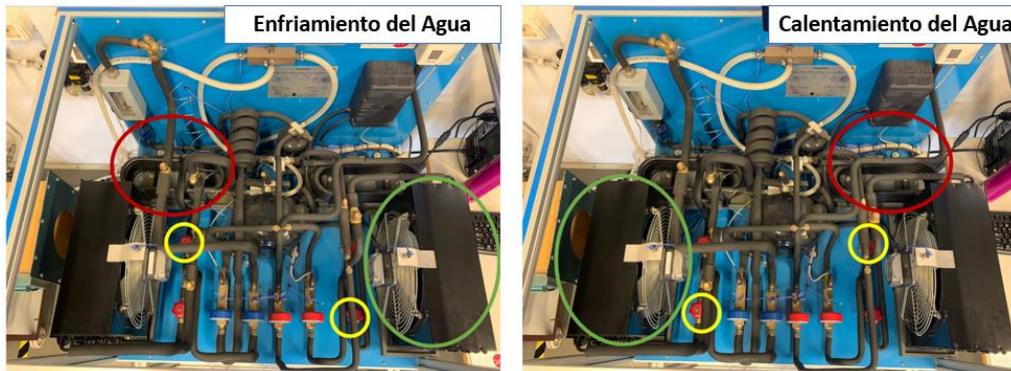


Figura C3- 6: Equipo preparado para actuar como bomba de calor aire-agua. (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor Agua-Aire.**

Tal y como se explica en apartado 2.1.2 *Tipos de bomba de calor*, en esta tipología tenemos una unidad exterior cuyo medio de intercambio es el agua y una interior cuyo medio de intercambio con el refrigerante es el aire.

La explicación es análoga a la anterior. En modo calefacción es el agua quien cede calor al refrigerante y es el aire interior quien absorbe calor del refrigerante; en modo refrigeración es el agua quien absorbe calor del refrigerante y es el aire quien cede al refrigerante disminuyendo la temperatura interior.

Siempre se debe hacer comparar teoría y práctica al alumno, y siempre debe, a partir de un modelo simplificado del ciclo de vapor, interpretar el comportamiento real del equipo.

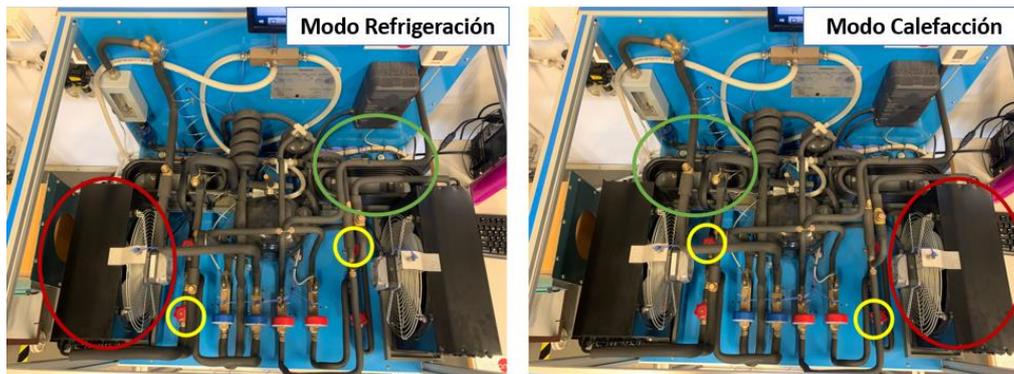
En este caso el alumno debe empezar a asociar el agua exterior con las opciones de dónde dirigirla: climatizadores, acuíferos, torres de refrigeración, etc.

Para comprender el funcionamiento de la bomba de calor agua-aire, el alumno debe imaginar que se quiere climatizar el laboratorio, por ello, relacionándolo con el ejemplo propuesto de la casa, el laboratorio sería la casa y el agua que viene de la red, sería como el río o acuífero que se encuentra en el exterior de la casa. En este caso las válvulas abiertas en cada modo de climatización son totalmente opuestas a las válvulas abiertas en la bomba de calor aire-agua, de manera que, en el modo refrigeración las válvulas abiertas son VR-2 y VR-4, y en el modo calefacción las válvulas que están abiertas son VR-1 y VR-3. Esto se debe a que en el modo de calefacción de la bomba de calor aire-agua se quiere calentar agua y para ello se enfría el aire, fenómeno que ocurre exactamente igual en el modo refrigeración de la bomba de calor agua-aire. Y en cuanto al modo refrigeración, en la bomba de calor aire-agua se quiere enfriar el agua y para ello se calienta el aire, que es lo mismo que ocurre en el modo calefacción de la bomba de calor agua-aire.

Como conclusión, si se comparan las bombas de calor aire-agua y agua-aire, a nivel académico, resulta más interesante para los alumnos el tipo de bomba agua-aire en los modos de calefacción y refrigeración, debido a que es más fácil de imaginar una situación donde se está enfriando o

calentando el aire del interior del laboratorio, aunque a su vez mientras esto ocurre, se está calentando o enfriando el agua, respectivamente.

En la siguiente Figura C3-7 se observa la imagen de los dos modos de climatización para la bomba de calor agua-aire donde los círculos rojos son los equipos que se encuentran en el supuesto interior de la casa y las unidades redondeadas en verde corresponden a las que se encuentran en el exterior de ésta.



**Figura C3- 7:** Equipo preparado para actuar como bomba de calor agua-aire (Figura de elaboración propia).

- **Bomba de calor Agua-Agua.**

En este último caso, el objetivo de la bomba de calor agua-agua es el descrito en el punto 2.1.2 *Tipos de bomba de calor*, es decir, intercambiar calor entre el interior y el exterior del recinto mediante dos circuitos de agua.

En la bomba de calor agua-agua del laboratorio uno de los intercambiadores es el evaporador al cual le llega agua procedente de la red hidráulica y el otro de los intercambiadores es el condensador al cual le llega también este mismo agua. En el caso del modo calefacción, si se hace un símil con respecto al caso de la casa, el condensador sería el que estaría conectado a un equipo externo que proporciona el calor en el interior de la casa, y en el caso del modo de refrigeración, comparando con el caso de la casa, el evaporador sería el equipo que estaría conectado a esta unidad externa suministrando de esa forma frío en el interior de la casa.

Otro de los aspectos importantes de esta bomba de calor agua-agua a nivel académico es que se puede obtener mucha información a partir de los diferentes balances con el agua que se muestran en apartados posteriores y que permiten compararlo con los del refrigerante para ayudar al alumnado a comprender el funcionamiento de la bomba de calor agua-agua.

A continuación, se muestra la Figura C3-8 donde se observa en círculos rojos los intercambiadores de calor y las válvulas de regulación que permiten el paso del agua al circuito que son VR-1 y VR-4:



**Figura C3- 8:** *Equipo preparado para actuar como bomba de calor agua-aire (Figura de elaboración propia).*

## **CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS**

En el capítulo cuatro se analizan algunos aspectos importantes de manera general del ensayo agua-agua (4.1). Tras haber aclarados dichas generalidades se da paso a los resultados del proyecto obtenidos a través de los ensayos que se han llevado a cabo en el laboratorio de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia. Los resultados del primer ensayo (4.2) se entienden mejor al analizar el estado transitorio (4.2.1), y sobre todo al alcanzar el estado estacionario, del cual los alumnos podrán extraer datos (4.2.2).

Seguidamente, se analizan los resultados del segundo ensayo (4.3) y se divide nuevamente en los estados transitorio (4.3.1) y estacionario (4.3.2) que permitirán extraer muchas más conclusiones para el proyecto.

A continuación se exponen las generalidades de otro tipo de ensayo basado en el principio agua-aire en el modo de refrigeración (4.4), acompañado de los resultados de dicho ensayo (4.5), que de manera análoga a los dos anteriores ensayos, se estudia en estado transitorio (4.5.1) y estado estacionario (4.5.2) para facilitar su comprensión.

Para finalizar este apartado se mostrarán las termografías (4.6) que muestran los cambios de temperatura en la fase de arranque del compresor, para ilustrar el funcionamiento de la máquina en su interior, y ser más claro para los estudiantes. Y también se mostrará la termografía que deja vislumbrar el cambio del estado transitorio al estacionario en los componentes de la máquina (4.6.2).

### **4.1 GENERALIDADES DEL ENSAYO AGUA-AGUA**

En este primer modo de funcionamiento, se utiliza un evaporador y un condensador cuyo fluido de intercambio con el refrigerante es agua. Las válvulas de regulación a la entrada del condensador y del evaporador se regulan de manera que el refrigerante se redirige al evaporador y condensador de agua, es decir, se cierra el paso de las válvulas VR-2 y VR-3 que son las que permiten el paso al evaporador y al condensador de aire, respectivamente. Entonces se abren las válvulas VR-1 y VR-4 que permiten que el refrigerante pase al evaporador y al condensador de agua.

Se comienza por este ensayo porque permite calcular los calores intercambiados con las corrientes de agua de forma sencilla, y así, tener una magnitud de control de las potencias intercambiadas por el refrigerante en cada intercambiador.

Para alcanzar unas condiciones válidas en los ensayos, el arranque del equipo requiere unas acciones previas:

- Encender el interruptor general que activará todos los sensores de la bomba de calor.
- Abrir la llave del agua para que comience a circular por los intercambiadores de agua.
- Activar el compresor, paso que se ejecuta desde el ordenador a partir del software específico que conecta éste con todos los sensores y algunos componentes del equipo.

En este ensayo agua-agua se pretende estudiar tanto el estado transitorio como el estado estacionario de las variables que afectan a la bomba de calor. El estado transitorio se define como un estado no estacionario en el que los valores de las condiciones que lo definen evolucionan asintóticamente desde

un estado inicial hacia un estado final estacionario, definiéndose este como el estado de un sistema en el que sus variables no representan variación con el tiempo (Real Academia de la Ingeniería, Consultado en 2022). Los parámetros estudiados son los siguientes:

- Presión en el condensador
- Presión en el evaporador
- Temperatura del refrigerante a la entrada del condensador
- Temperatura del refrigerante a la salida del condensador
- Temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador
- Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador
- Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor
- Temperatura del refrigerante a la salida del compresor
- Temperatura del agua la entrada del condensador
- Temperatura del agua la salida del condensador
- Temperatura del agua en la entrada del evaporador
- Temperatura del agua en la salida del evaporador
- Potencia del compresor
- Caudal de agua que circula en el evaporador
- Caudal de agua que circula en el condensador
- Caudal de refrigerante

En los siguientes puntos se muestran los resultados de dos ensayos agua-agua realizados.

## **4.2 RESULTADOS DEL ENSAYO AGUA-AGUA**

En este primer ensayo se van a analizar los resultados de los parámetros estudiados tanto en el estado transitorio como en el estado estacionario.

### **4.2.1 Estado transitorio del ensayo 1.**

La evolución gráfica de los diferentes parámetros se observa en las gráficas adjuntadas en el Anexo 1.

De los resultados se observa que la evolución de todos los parámetros es la correcta de forma general, ya que todos los parámetros se comportan de manera lógica. En el momento de activación del compresor, en todas las gráficas se observa un pico en los primeros instantes que es debido al arranque, y que a medida que avanza el tiempo se va estabilizando hasta llegar a valores constantes (estado estacionario).

Tras apagar el compresor todas las gráficas muestran un pico a partir del cual, los parámetros comienzan a aproximarse a los valores iniciales. Cabe destacar, un pico que se produce entorno al minuto 68 en todas las gráficas, a excepción de la evolución del caudal de agua que se corresponde con la Figura 8 del Anexo 2. El pico refleja una pequeña inestabilidad del sistema, bien provocado por alguna pequeña anomalía en la válvula de expansión o, aceite que ha expulsado el compresor de más. Este tipo de anomalías son comportamientos normales en los ciclos de compresión de vapor, por lo que no es necesario darles mayor importancia.

Puesto que la carga térmica absorbida del fluido frío en el instante inicial más la potencia del compresor no es igual al calor cedido en el condensador, las **presiones en el evaporador y condensador** van a ir evolucionando con el tiempo como se observa durante el transitorio.

En cuanto al análisis de las temperaturas, se ha estudiado la evolución de esta magnitud en 5 puntos diferentes: evolución de la temperatura del refrigerante en el condensador, evolución de la temperatura de agua en el condensador, evolución de la temperatura del refrigerante en el evaporador, evolución de la temperatura del agua en el evaporador y evolución de la temperatura del refrigerante en el compresor.

La **evolución de las temperaturas del refrigerante en el condensador** se puede observar en la Figura 2 del Anexo 2. De dicha evolución se observa cómo la temperatura de entrada al condensador tiende a ir en aumento hasta estabilizarse y la temperatura de salida disminuye. Este comportamiento es lo usual debido a que, una vez activado el compresor, el refrigerante comienza a circular por todo el ciclo, de forma que, cuando atraviesa el compresor la temperatura del refrigerante se incrementa, ya que el calor que se genera en el compresor, derivado del aumento de presión y disminución del volumen, es absorbido por el refrigerante.

Una vez el refrigerante sale del compresor, se dirige al condensador, donde se produce un intercambio de calor entre el refrigerante y el agua que circula por el interior del condensador. Dado que el refrigerante aumentó su temperatura y presión en la etapa de compresión, la temperatura del refrigerante a la entrada del condensador es mayor a la del agua de red que entra al sistema. De modo que, el intercambio de calor se produce en dirección al agua, es decir, el agua absorbe el calor del refrigerante aumentando su temperatura, y el refrigerante cede su calor disminuyendo su temperatura, primero hasta alcanzar la temperatura de saturación en el condensador, y luego tras alcanzar el punto de líquido saturado, vuelve disminuir a hasta el inicio de la expansión en caso de haber subenfriamiento.

Acerca de la **evolución de las temperaturas del agua en el condensador** ocurre el fenómeno totalmente opuesto al anterior, es decir, la temperatura a la salida del agua será mayor que la de entrada debido a que el agua inicialmente se encuentra a la temperatura del agua de red pero tras ponerse en contacto con el fluido refrigerante caliente, el agua absorbe el calor produciéndose un aumento de su temperatura a la salida del condensador.

Por otro lado, en cuanto la **evolución de las temperaturas del refrigerante en el evaporador**, representado en la Figura 4 Anexo 2, cabe mencionar que el caudal de refrigerante circula por el evaporador, transformándose de líquido a vapor, gracias a la absorción de calor del fluido refrigerante que toma del agua. El refrigerante, al absorber calor, va aumentando el porcentaje en vapor, y después eleva su temperatura tras alcanzar el punto de vapor saturado. Como se puede observar la temperatura del refrigerante cae bruscamente al principio y luego comienza a subir lentamente, esto se debe a que inicialmente no está en estacionario, el compresor succiona el refrigerante del evaporador y hace caer su presión igual que hará subir la del condensador, conforme pasa el tiempo el sistema se ira equilibrando hasta tener temperaturas aproximadamente constantes.

De modo contrario, la **evolución de las temperaturas del agua en el evaporador** (véase Figura 5 Anexo 2) es el resultado del intercambio de calor entre el agua y el fluido refrigerante. El agua que inicialmente se encuentra a mayor temperatura que el refrigerante, cede calor a este último, y, por

tanto, baja su temperatura a costa del cambio de estado, y debido al sobrecalentamiento se produce un aumento de la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.

Por último, en la **evolución de las temperaturas del refrigerante en el compresor**, se ha de tener en cuenta, que los sensores miden las temperaturas en puntos intermedios. Entre la salida del evaporador y la entrada al compresor, y entre la salida del compresor y la entrada al condensador. Por ello se toma, que las condiciones de presión y temperatura a la salida del evaporador son las mismas que a la entrada del compresor, y por consiguiente, los parámetros a la salida del compresor son iguales a los de entrada del condensador. De este modo, la temperatura de entrada al compresor es inferior a la de salida, puesto que, el compresor reduce el volumen del refrigerante produciendo un incremento en su presión y temperatura. El comportamiento que se observa en la Figura 6 del Anexo 2, donde las temperaturas a la salida del compresor son en todo momento mayores que las medidas a la entrada, es correcto.

En cuanto a cómo varía la **potencia del compresor** a lo largo del tiempo se observa gráficamente en la Figura 7 del Anexo 2, que se tiene que la potencia del compresor se mantiene más o menos constante desde su accionamiento hasta su parada, produciéndose mínimas oscilaciones.

Por otro lado, excepto variaciones provocadas por la red de suministro, desde que se abrió la llave, del agua la **evolución de los caudales de agua en el evaporador y el condensador** son constantes hasta que se volvió a cerrar la llave del agua. (Figura 8 del Anexo 2).

Por último, la **evolución del caudal de refrigerante** a lo largo del ciclo frigorífico se observa cómo va en aumento, ajustándose a las necesidades del ciclo hasta mantenerse constante. (Figura 9 del Anexo 2)

#### **4.2.2 Estado estacionario del ensayo 1.**

Tras un período transitorio de todos los parámetros, estos llegan a un cierto instante donde la tendencia se vuelve constante, y por tanto se llega al denominado estado estacionario. En este caso, si se observan las figuras del Anexo 2, que representan los valores transitorios, se puede afirmar que el comportamiento estacionario del ensayo se alcanza entre los minutos 73 y 87 aproximadamente.

Primeramente, lo que se va a realizar es el análisis y caracterización de los diferentes resultados obtenidos para el estado estacionario, con el objetivo de comprobar el correcto funcionamiento de la máquina. Asegurando que en las prácticas realizadas por el Departamento de Termodinámica Aplicada, se obtengan resultados que permitan comprender el funcionamiento de la máquina de calor estudiada.

Para ello, a continuación, en la Tabla C4-1 se muestran los resultados obtenidos en el estado estacionario

**Tabla C4- 1:** Datos obtenidos en el ensayo 1. Condiciones estacionarias.

<b>CONDICIONES ESTACIONARIAS. ENSAYO 1</b>		
<b>PRESIÓN (bar)</b>		
P Condensador ABS	SP-1	8,9
P Evaporador ABS	SP-2	3
<b>TEMPERATURA (°C)</b>		
T entrada Condensador	ST-1	73,8
T salida Condensador	ST-2	34,2
T entrada Evaporador	ST-3	6,2
T salida Evaporador	ST-4	13,8
T entrada Agua	ST-5	24,2
T salida Agua Condensador	ST-6	28,8
T salida Agua Evaporador	ST-7	20,6
<b>POTENCIA (W)</b>		
Pot Eléctrica Compresor	SW-1	615,6
<b>CAUDAL VOLUMÉTRICO (m<sup>3</sup>/s)</b>		
V refrigerante	SC-1	6,22E-06
V agua cond	SC-2	8,50E-05
V agua evap	SC-3	8,17E-05

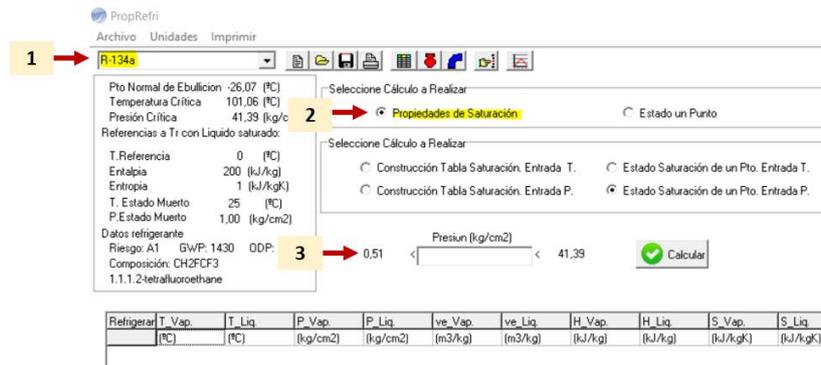
A partir de los valores recogidos en la Tabla C4-1, se procede a analizar y comprobar si los datos obtenidos tienen un sentido lógico.

En primer lugar, de los valores de presión se comprueba que coincidan los valores mostrados en los manómetros situados a la entrada y salida del compresor, con los valores reflejados por los sensores de presión, ya que ambos miden la presión en el mismo punto. Cabe mencionar, que los valores de presión que se leen en los manómetros y sensores de presión son valores de presión manométrica, por tanto, para la obtención de los valores de presión absoluta se le suma la presión atmosférica. Tras observar que en todo momento estos valores coinciden, se establece que esta medida de presión es correcta, y, por tanto, se van a utilizar para los cálculos sucesivos.

De los valores mostrados en la Tabla C4-1, se extraen los valores de presión 8,9 bar del condensador y 3 bar en el evaporador. A partir de estos, se leen los valores de temperatura correspondientes a cada valor de presión para el refrigerante R-134a en las Tablas de Termodinámica.

Todos los valores teóricos que se van a mostrar durante el documento han sido obtenidos a partir del software *Fríov2\_1\_3*, que se basa en las Tablas Termodinámicas del refrigerante R-134a.

A modo de ejemplo, en la Figura C4-1 se muestran los pasos para obtener los valores de estado de saturación en función de la presión seleccionada. En primer lugar, se selecciona el refrigerante R-134a, y a continuación, se selecciona la opción de propiedades de saturación, y por último, se introduce el valor de presión requerido.



**Figura C4- 1:** Pasos para obtener propiedades de saturación a partir de la presión. (Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

A continuación en la Figura C4-2 se muestran los valores de los parámetros en estado de saturación para los puntos de presión ya mencionados.

Refrigerar	T_Vap.	T_Liq.	P_Vap.	P_Liq.	ve_Vap.	ve_Liq.	H_Vap.	H_Liq.	S_Vap.	S_Liq.
	(°C)	(°C)	(kg/cm <sup>2</sup> )	(kg/cm <sup>2</sup> )	(m <sup>3</sup> /kg)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kgK)	(kJ/kgK)
R-134a	35,12	35,12	9,0755	9,0755	0,022951	0,00085631	417,25	249,19	1,713	1,168
R-134a	0,67	0,67	3,0591	3,0591	0,067711	0,00077366	398,99	200,90	1,727	1,003

**Figura C4- 2:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 1. (Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

Al leer los valores de temperatura del condensador y evaporador correspondientes a las presiones respectivas, se observa que no coinciden exactamente con los valores obtenidos experimentalmente.

Los datos mostrados en la Figura C4-2 son en estado de saturación, por ello, las temperaturas mostradas se corresponden con la temperatura de salida de condensador y la temperatura de entrada al evaporador. En cuanto, a la temperatura del condensador si se observa la Tabla C4-1 ésta viene determinada por el sensor ST-2 y tiene un valor de 34,2 °C, por tanto, comparado con el valor leído en tablas de 35,12 °C, no hay gran diferencia. El valor puede diferir un poco debido a que se produzca algo de subenfriamiento en el condensador.

Si se considera que no hay subenfriamiento, se debe calcular el error relativo de la temperatura que indica el porcentaje de desviación del valor experimental con respecto al valor teórico, y que se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$error_{relativo}(\%) = \frac{|valor_{teo} - valor_{exp}|}{valor_{teo}} \cdot 100 \quad (4.1)$$

El cálculo del error relativo referente al condensador, teniendo en cuenta los valores teóricos y experimental comentados arriba, sería del 2,62%.

En cuanto a la temperatura en el evaporador, se lee en la Tabla C4-1 un valor de ensayo de 6,2°C, mientras que, para un valor de presión de 3 bar, la temperatura correspondiente leída en tablas es de 0,67°C (Figura C4-2). La gran diferencia entre ambas temperaturas da como resultado un gran error relativo y por ello, se considera que la temperatura que marca el sensor ST-3 presenta incertidumbres. Estas incertidumbres se pueden deber principalmente a dos razones. La primera de estas se relaciona con la absorción de calor al ambiente. Y, la segunda, se basa en que la temperatura de entrada al evaporador está situada dentro de la campana del diagrama de Mollier donde el refrigerante se

encuentra en estado líquido-vapor, por lo que, tomar medidas en condiciones bifásicas (interior de la campana) puede conllevar desviaciones respecto al valor real.

Por tanto, se ha considerado que es más correcto tomar como referencia el valor obtenido a partir de la presión. Para los posteriores cálculos se utilizarán las temperaturas leídas a partir de las presiones en las tablas de termodinámica del refrigerante R-134a.

Conocidos los caudales de agua que circulan a través del evaporador y condensador, es posible mediante balances de energía comparar las potencias calorífica y frigorífica, así como también la potencia del compresor calculadas a partir del agua y del refrigerante. Debido a que se intercambia calor entre ambos, si no hubiera pérdidas, el calor absorbido por uno de los fluidos debería de ser igual al calor cedido por el otro. Como se trata de un caso real van a existir pérdidas por lo que los valores no tienen por qué ser iguales, aunque sí parecidos. A continuación, se procede a realizar y analizar los cálculos correspondientes.

- **Balances con agua**

En primer lugar, se va a calcular la **potencia cedida en el evaporador por el agua** y la **potencia absorbida por el agua en el condensador**. Para ello, aplicando la ecuación 2.12 al evaporador y al condensador, y desarrollando se obtiene que:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{agua\ evap} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ evap} - T_{e,agua\ evap}) \quad (4.2)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_{agua\ cond} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ cond} - T_{e,agua\ cond}) \quad (4.3)$$

De la Tabla C4-1 se leen los valores de caudal volumétrico para el agua, pero tal y como se muestran en las ecuaciones 4.2 y 4.3, para el cálculo de las potencias del evaporador y el condensador, es necesario obtener el flujo másico expresado en kg/s. Por ello, suponiendo una densidad del agua de 1000 kg/m<sup>3</sup>, se obtienen los siguientes valores mostrados en la Tabla C4-2.

**Tabla C4- 2:** Valores de flujo másico de agua en el condensador y evaporador. Ensayo 1.

FLUJO MÁSIKO DE AGUA (kg/s)		
m agua cond	SC-2	0,085
m agua evap	SC-3	0,082

Sabiendo que el calor específico del agua tiene un valor de 4180 J/Kg·K, sustituyendo las temperaturas del agua en el evaporador y el condensador mostradas en la Tabla C4-1 y el flujo másico se obtiene:

$$Q_{evap} = 1228,92\ W$$

$$Q_{cond} = 1634,38\ W$$

Por otro lado, la **potencia que aporta el compresor** cuando se comprime el fluido, se puede obtener despejando de la ecuación 2.1, de forma que:

$$W = Q_c - Q_f \quad (4.4)$$

donde W se corresponde con la potencia del compresor, Q<sub>f</sub> es la potencia térmica intercambiada en el evaporador y Q<sub>c</sub> la potencia intercambiada en el condensador. Luego,

$$Q_{comp} = Q_{cond} - Q_{evap}$$

obteniéndose un valor de,

$$Q_{comp} = 405,46 \text{ W}$$

El **producto del rendimiento eléctrico por el rendimiento mecánico** se obtiene utilizando la ecuación 2.6, que sustituyendo se obtiene el siguiente valor:

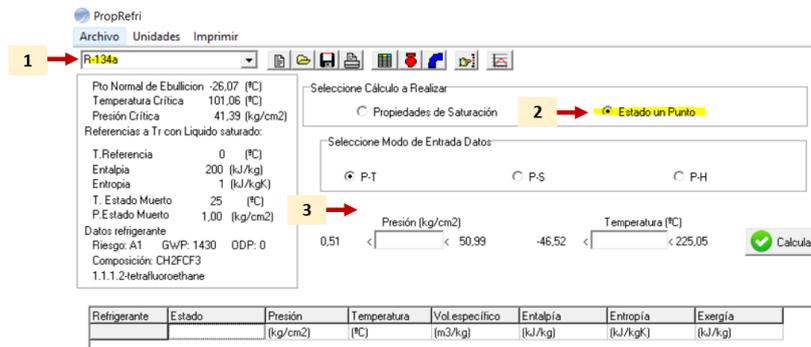
$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = \frac{405,46}{615,6} \cdot 100 = 65,7\%$$

- **Balances con el refrigerante**

En segundo lugar, se calcula **potencia absorbida por el fluido refrigerante en el evaporador, la cedida por el refrigerante en el condensador y la potencia del compresor**. Para ello van a utilizar las ecuaciones 2.2, 2.3 y 4.4, respectivamente.

Para la obtención de los valores de entalpía a la salida y a la entrada del evaporador y el condensador, se hace uso, nuevamente, de la tablas de termodinámica. En la Figura C4-1, se muestran los valores estado de saturación para los puntos de presión del condensador y del evaporador, por ello de esa figura se puede obtener la entalpía a la salida del condensador, que, al tratarse de una expansión adiabática, la entalpía a la entrada del evaporador será la misma que a la salida del condensador.

Para obtener las entalpías de salida del evaporador y entrada en el condensador, se emplea nuevamente el software de *Fríov2\_1\_3*. A diferencia del caso anterior, tras seleccionar el refrigerante R-134a se selecciona la opción del estado de un punto. A continuación, en la Figura C4-3 se muestran los valores obtenidos en las Tablas de Termodinámica.



**Figura C4- 3:** Pasos para obtener el estado de un punto a partir de la presión y temperatura. (Figura obtenida a partir del software *Fríov2\_1\_3*)

Para una presión de 8,9 bar y 73,8°C (temperatura a la entrada del condensador) y una presión de 3 bar y 13,8°C (temperatura de salida del evaporador), se obtienen los siguientes valores:

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	9,0755	73,80	0,028231	457,56	1,836
R-134a	Vapor	3,0591	13,80	0,07221	410,72	1,769

**Figura C4- 4:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 1. (Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

A modo resumen, la siguiente Tabla C4-3 muestra el valor de la entalpía en todos los puntos del ciclo necesarios para el cálculo de las potencias frigorífica y calorífica.

**Tabla C4- 3:** Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 1.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Condensador</b>	73,8	457560
<b>Salida Condensador</b>	35,1	249150
<b>Entrada Evaporador</b>	0,67	249150
<b>Salida Evaporador</b>	13,8	410720

En la Tabla C4-1 se muestra el caudal volumétrico ( $V_{ref}$ ) del refrigerante, por lo que, para obtenerlo como flujo másico, es necesario el valor del volumen específico ( $v_{ref}$ ). Como las medida del caudal se toman cuando el refrigerante es líquido, antes de pasar a la etapa de expansión (véase Figura C3-4), el valor de volumen específico debe ser tomado en el mismo punto, es decir, como líquido saturado, luego, observando la Figura C4-2, el volumen específico del refrigerante es:

$$v_{ref} = 8,57 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Luego,

$$\dot{m}_{ref} = V_{ref} \cdot \frac{1}{v_{ref}} \quad (4.5)$$

donde sustituyendo se obtiene que el flujo másico del refrigerante es  $\dot{m}_{ref} = 7,26 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$ .

Por tanto, sustituyendo todos los valores obtenidos en la ecuación 2.2, ecuación 2.3 y ecuación 4.4, se obtiene:

$$Q_{evap} = 1173,20 \text{ W}$$

$$Q_{cond} = 1513,31 \text{ W}$$

$$Q_{comp} = 340,11 \text{ W}$$

Comparando los valores anteriores con los resultados obtenidos mediante los balances del agua, se observa como los resultados son semejantes. El valor de potencia frigorífica obtenido por balances de agua es mayor que el obtenido por los balances de refrigerante, esto se debe a que el agua en el evaporador cede calor, de manera que es lógico que haya pérdidas de calor y por tanto se obtenga un valor inferior al calcular dicho valor mediante los balances en el refrigerante.

Por el contrario, en el condensador es el refrigerante quien cede el calor, de modo que el valor obtenido de potencia calorífica por los balances de agua debería ser inferior por la existencia de

pérdidas de calor en el sistema, sin embargo, es mayor. Si la diferencia de temperaturas del refrigerante a la entrada y a la salida del condensador fuera mayor, la diferencia de entalpías en consecuencia también lo sería, por lo que la potencia calorífica se incrementaría. De modo que es posible, que a consecuencia de las pérdidas, el valor de temperatura tomado a la salida del condensador sea inferior al que debería ser, y haya error entre las potencias caloríficas obtenidos por ambos métodos.

En cuanto el **producto del rendimiento eléctrico con el rendimiento mecánico**, aplicando la ecuación 2.6 se obtiene:

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = \frac{340,11}{615,6} = 58,3\%$$

Como se puede observar, el producto obtenido a partir de los balances con agua y el obtenido a partir de balances con el refrigerante son muy similares.

A partir de los valores obtenidos, se calculan los diferentes parámetros de eficiencia del ciclo a partir de las ecuaciones del **COP** y **EER** (Ecuación 2.7 y 2.8).

$$EER = 3,45$$

$$COP = 4,45$$

De los resultados de EER y COP se puede observar que tienen un valor con sentido lógico, debido a que el EER que es el factor de eficiencia energética en modo de refrigeración está en valores cercanos a 3, que suele ser los valores que toma para circuitos de refrigeración. Y por otro lado, el COP que hace referencia al coeficiente de eficiencia en modo de calefacción, tiene un valor cercano a 4 y por tanto se puede considerar un sistema de calefacción eficiente.

El **rendimiento isoentrópico** del compresor se calcula mediante tres valores de entalpía: entalpía de entrada real del compresor, entalpía de salida real del compresor y la entalpía de salida isoentrópica del compresor, es decir para una entropía constante.

Sabiendo que la entropía a la entrada del compresor es la leída en la Figura C4-4 a una temperatura de 13,8 °C y una presión de 3 bar, y que tiene un valor de  $s=1,769$  kJ/(kg·K), se puede obtener a partir de este valor y la presión de salida del compresor, leyendo en las tablas de termodinámica, el valor de la entalpía de salida isoentrópica. La siguiente Figura C4-5 muestra los valores de los parámetros del refrigerante en las condiciones descritas.

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	9,0755	51,86	0,0254	435,04	1,769

**Figura C4- 5:** Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 1. ( Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3).

Se construye la siguiente Tabla C4-4 que recoge todos los valores para su posterior cálculo mediante la ecuación 2.5.

**Tabla C4- 4:** Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 1.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Compresor Real</b>	13,8	410720
<b>Salida Compresor Iso</b>	51,9	435040
<b>Salida Compresor Real</b>	73,8	457560

Sustituyendo todos los valores se obtiene que el rendimiento isoentrópico del compresor es:

$$\eta_{iso} = 51,92 \%$$

Como se puede observar el rendimiento de compresión isoentrópico es muy bajo, esto se debe a que el compresor realiza un trabajo de compresión entre dos niveles de presión muy diferentes: la del evaporador y la del condensador. En la Tabla C4-4 se muestra el gran cambio de temperatura desde la entrada del fluido refrigerante al compresor hasta la salida con lo que se observa que hay un calentamiento muy fuerte.

Para el cálculo del **coeficiente de global de transmisión de calor (U) del evaporador y condensador de agua**, se siguen los pasos marcados en el punto 3.3 *Coficiente Global de Transmisión de Calor del Capítulo 1*, de modo para el cálculo del área máxima de intercambio se emplea la ecuación 2.14. El diámetro de ambas tuberías tiene un valor de 0,00635 m y son de una longitud de 4 m. La longitud de las tuberías se ha obtenido a partir de la colocación de un hilo alrededor del intercambiador de agua, tal y como se muestra en la siguiente Figura C4-6.



**Figura C4- 6:** Medición de la longitud de la tubería del intercambiador (Figura de elaboración propia).

Como los dos intercambiadores de agua (evaporador y condensador) son simétricos, la longitud, el diámetro y por consiguiente el área máxima de intercambio será la misma. A partir de todos los valores mencionados, se puede calcular el valor del área máxima de intercambio que es de  $A = 0,078 \text{ m}^2$ , luego el área real será de  $A = k \cdot 0,078 \text{ m}^2$ , siendo k un valor menor a 1 y mayor a 0.

A partir de las ecuaciones 2.17 y 2.18 se determinan los valores de eficiencia en el evaporador y en el condensador.

$$\varepsilon_{cond} = 0,093$$

$$\varepsilon_{evap} = 0,15$$

Luego el número de unidades de transferencia NTU, aplicando la ecuación 2.22, para el condensador y el evaporador son de:

$$NTU_{cond} = 0,097$$

$$NTU_{evap} = 0,166$$

Por último, suponiendo que el área de intercambio es máxima, es decir,  $k = 1$ , a partir de la ecuación 23 se obtiene el **coeficiente global de transferencia calor** para cada caso:

$$U_{cond} = 433,36 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$U_{evap} = 710,35 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

Como se puede observar, a pesar de ser iguales ambos intercambiadores, la tasa de transferencia en el evaporador es mayor que en el condensador, lo que iría asociado a fuertes diferencias en el correspondiente coeficiente de convección.

La siguiente Tabla C4-5 recoge todos los resultados obtenidos en el ensayo 1:

**Tabla C4- 5:** Resultados obtenidos en el ensayo 1.

RESULTADOS ENSAYO 1	
Q_evap (agua) (W)	1228,92
Q_cond (agua) (W)	1634,38
Q_comp (agua) (W)	405,46
Q_evap (refrig) (W)	1171,45
Q_cond (refrig) (W)	1530,30
Q_comp (refrig) (W)	358,84
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (agua)(%)	65,9
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (refrig) (%)	58,3
ERR	3,45
COP	4,45
$\eta_{iso}$ (%)	51,92
U_cond (W/m <sup>2</sup> ·K)	433,36
U_evap (W/m <sup>2</sup> ·K)	710,36

### 4.3 RESULTADOS DEL ENSAYO 2 AGUA-AGUA

Tras las desviaciones observadas en los resultados obtenidos en el ensayo 1, se ha optado por aislar todas las partes que quedaban al descubierto del equipo de bomba de calor haciendo hincapié en las zonas donde se toman las medidas, con el objetivo de evitar al máximo las pérdidas de calor que se producen a lo largo de todo el sistema. Para ello se ha utilizado un material aislante polimérico el cual se ha ajustado a las tuberías mediante bridas. La siguiente Figura C4-7 muestra el equipo totalmente aislado.



Figura C4- 7: Equipo de la bomba de calor tras el aislamiento (Figura de elaboración propia).

En los siguientes apartados, se va a comprobar si los resultados del ensayo 2 han mejorado con respecto a los resultados del ensayo 1, y, por tanto, dicho de otra forma, se va a comprobar si el aislamiento de los conectores de las tuberías y otras zonas al descubierto ha dado resultados.

#### 4.3.1 Estado transitorio del ensayo 2.

En este apartado, van a comentar los distintos resultados del estado transitorio pertenecientes al segundo ensayo. Además, se van a comparar, si hubiese diferencias, con los resultados del primer ensayo. Los gráficos que representan el estado transitorio de los parámetros a lo largo del tiempo del ensayo 2 se encuentran recogidos en el Anexo 2.

En cuanto al evolución de los diferentes parámetros en el estado transitorio del ensayo 2, se pueden observar que, de la misma forma que en el primer ensayo, se producen los picos de arranque del compresor, así como los picos finales cuando el compresor se apaga. A diferencia del ensayo 1, no se observan los picos de inestabilidad, que se observaban en los resultados del primer ensayo. Además, se puede observar rasgos generales, que los valores de los diferentes parámetros son más regulares a lo largo del tiempo, es decir, que no presentan tantas oscilaciones como ocurría en el primer ensayo.

Se puede concluir que el revestimiento del material polimérico ha disminuido las pérdidas de calor a lo largo del CCV, y es por ello por lo que se observan valores más regulares.

#### 4.3.2 Estado estacionario del ensayo 2.

Tras el estado transitorio donde se observa la evolución de todos los parámetros a lo largo del tiempo, llega un momento en que estos valores empiezan a tener una tendencia mucho más constante, llegando al estado estacionario. Para este segundo ensayo estos valores del estado estacionario se encuentran aproximadamente entre el minuto 74 y el minuto 90.

En la siguiente Tabla C4-6 se muestran los valores del estado estacionario de este segundo ensayo:

Tabla C4- 6: Datos obtenidos en el ensayo 2. Condiciones estacionarias.

CONDICIONES ESTACIONARIAS. ENSAYO 2		
PRESIÓN (bar)		
P Condensador (absoluta)	SP-1	10
P Evaporador (absoluta)	SP-2	3,8

CONDICIONES ESTACIONARIAS. ENSAYO 2		
TEMPERATURA (°C)		
T entrada Condensador	ST-1	75,3
T salida Condensador	ST-2	38,2
T entrada Evaporador	ST-3	13,1
T salida Evaporador	ST-4	19,9
T entrada Agua	ST-5	25,3
T salida Agua Condensador	ST-6	31,2
T salida Agua Evaporador	ST-7	20,6
POTENCIA (W)		
Pot Eléctrica Compresor	SW-1	675,5
CAUDAL VOLUMÉTRICO (m <sup>3</sup> /s)		
V refrigerante	SC-1	8,58E-06
V agua cond	SC-2	8,50E-05
V agua evap	SC-3	8,33E-05

Una vez mostrados los diferentes resultados obtenidos en el estado estacionario, se van a analizar para ver si se ha producido una mejora con respecto al anterior ensayo, y donde se puede observar esto.

Como ya se explicó en el ensayo 1, de todos los valores medidos en el laboratorio los valores más fiables son los de presión, ya que medir en condiciones bifásicas puede provocar desviaciones respecto al valor real. Cabe la posibilidad de que una gota condense y caiga sobre el sensor de medida, se evapore, enfríe el sensor y por tanto genere más oscilaciones en la medida de la temperatura. Es por ello, que se elige como valor más fiable los valores de presión.

Leyendo a partir de los valores de presión en las Tablas de Termodinámica, se obtienen los valores de temperatura que se van a comentar posteriormente. La presión en el condensador, como se muestra en la Tabla C4-6 es de 10 bar, mientras que la presión el evaporador es de 3,8 bar, por tanto, a continuación, se muestran los valores de todos los parámetros en el estado de saturación para dichos valores de presión que se han obtenido mediante la lectura en tablas.

Refrigerar	T_Vap.	T_Liq.	P_Vap.	P_Liq.	ve_Vap.	ve_Liq.	H_Vap.	H_Liq.	S_Vap.	S_Liq.
	[°C]	[°C]	[kg/cm <sup>2</sup> ]	[kg/cm <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> /kg]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]
R-134a	39,39	39,39	10,197	10,197	0,02032	0,00087007	419,16	255,50	1,711	1,188
R-134a	7,42	7,42	3,8749	3,8749	0,053833	0,0007875	402,87	210,04	1,723	1,036

**Figura C4- 8:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 2. ( Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

Los valores correspondientes a la primera fila mostrados en la Figura C4-8 son los valores de saturación en el condensador, y, por otro lado, los valores de la segunda fila corresponden a los valores de saturación en el evaporador.

De forma general, en la Tabla C4-5 se puede observar que la temperatura experimental de salida del condensador es de 38,1°C, y que por otro lado la temperatura teórica obtenida a partir de las tablas es de 39,39°C (Figura C4-8). Se observa, que ambas temperaturas coinciden en gran medida, ya que tan solo se observa una diferencia de un grado, el cual puede asociarse al subenfriamiento. En el caso que no se considerara subenfriamiento esta pequeña diferencia entre las temperaturas, se reflejaría

en un error relativo del 3,27%. Por otro lado, en cuanto a la temperatura de entrada al evaporador experimental que se corresponde con la temperatura del sensor ST-3 observada en la Tabla C4-5, se tiene un valor de 13,1°C, mientras que, el valor teórico obtenido a partir de tablas es de 7,42°C. Por tanto, el error relativo en este caso es de 77%. El error relativo sigue siendo demasiado grande, aunque comparado con el obtenido en el ensayo 1, el error relativo ha mejorado. Esta mejora es atribuible a la reducción de pérdidas de calor gracias a los aislamientos, que acerca el valor de la temperatura al valor teórico obtenido a partir de la expansión isoentálpica.

En este segundo ensayo, debido al aislamiento que hacen disminuir las pérdidas de calor, los valores obtenidos a partir de los balances de agua deberían ser más cercanos a los valores obtenidos a partir de los balances con el refrigerante.

- **Balances con agua**

En primer lugar, se va a calcular la **potencia cedida en el evaporador por el agua** y la **potencia absorbida por el agua en el condensador**, a partir de las ecuaciones 4.2, 4.3 y 4.4. Para ello, se necesitan los valores de flujo másico, que se obtienen a partir de los datos experimentales de flujo volumétrico mediante una conversión de unidades, considerando una densidad del agua de 1000 kg/m<sup>3</sup>. Los valores de flujo másico del condensador y evaporador de agua se muestran en la Tabla C4-7:

**Tabla C4- 7:** Valores de flujo másico de agua en el condensador y evaporador. Ensayo 2.

FLUJO MÁSIKO AGUA (kg/s)		
m agua cond	SC-2	0,085
m agua evap	SC-3	0,083

A partir del calor específico del agua, que es de 4180 J/Kg·K, las temperaturas del agua en el evaporador y el condensador mostradas en la Tabla C4-6, el flujo másico, y sustituyendo en las 4.2 y 4.3, se obtienen los siguientes valores de potencia en el evaporador, en el condensador:

$$Q_{evap} = 1637,17 \text{ W}$$

$$Q_{cond} = 2096,27 \text{ W}$$

También se puede calcular la **potencia aportada por el compresor**, haciendo la diferencia entre el calor del condensador y el calor del evaporador, que da como resultado el siguiente valor de potencia del compresor:

$$Q_{comp} = 459,1 \text{ W}$$

El **producto del rendimiento eléctrico con el rendimiento mecánico** se obtiene:

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = 68\%$$

• **Balances con el refrigerante**

Tras calcular todo los parámetros anteriores con respecto al agua, a continuación, se van a calcular las **potencias frigoríficas y caloríficas**, así como la **potencia del compresor** referidos al fluido refrigerante.

Como indican las ecuaciones 2.2 y 2.3 se necesitan conocer las entalpías de salida y entrada al condensador y al evaporador, así como el flujo másico del refrigerante que circula por el ciclo. Para conocer las entalpías de entrada y salida del evaporador y del condensador, se utilizan las tablas de termodinámica. Las entalpías de salida del condensador y entrada al evaporador se recogen de la Figura C4-8 mostrada anteriormente, donde los valores mostrados se corresponden a los puntos de saturación, luego el valor de la entalpía a la entrada del evaporador es la misma que a la salida del condensador. Por otra parte, las entalpías de entrada al condensador y salida del evaporador se leen en las tablas de termodinámica del software *Fríov2\_1\_3*, a partir de los valores de 10 bar y 75,3 °C (temperatura a la entrada del condensador) y una presión de 3,8 bar y 19,3°C (temperatura de salida del evaporador).

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	10,197	75,30	0,024873	457,52	1,828
R-134a	Vapor	3,8749	19,90	0,05736	414,37	1,763

**Figura C4- 9:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 2. ( Figura obtenida a partir del software Fríov2\_1\_3)

En la siguiente Tabla C4-8 se recogen los valores de la entalpía mencionados, necesarios para el cálculo de las potencias frigorífica y calorífica.

**Tabla C4- 8:** Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 2.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Condensador</b>	75,3	457520
<b>Salida Condensador</b>	39,39	255500
<b>Entrada Evaporador</b>	7,42	255500
<b>Salida Evaporador</b>	19,9	414370

El flujo másico se obtiene a partir del valor del caudal volumétrico mediante una conversión con el volumen específico  $v_{ref} = 8,70 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$ . El flujo másico calculado es el siguiente:

$$\dot{m}_{ref} = 9,87 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Tras tener todos los valores necesarios, y sustituyendo en las ecuaciones 2.1, 2.2 y 2.3, se obtienen unos valores de potencia del evaporador y del condensador, así como de potencia en el compresor de:

$$Q_{evap} = 1567,27 W$$

$$Q_{cond} = 1992,95 W$$

$$Q_{comp} = 425,68 W$$

Al igual, que en el ensayo anterior, comparando los valores de las potencias, obtenidos por lo diferentes métodos (balances con agua y balances con refrigerante), los resultados son similares, pero nuevamente el valor obtenido de potencia calorífica por los balances de agua es superior, cuando debería ser inferior por ser el refrigerante quien está cediendo calor al agua y la pérdidas de calor se producirían en ese sentido.

En cuanto el **producto del rendimiento eléctrico con el rendimiento mecánico** aplicando la ecuación 2.6, se obtiene:

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = 63\%$$

Como se puede observar, el producto obtenido a partir de los balances con agua y el obtenido a partir de balances con el refrigerante son más cercanos que los del ensayo anterior, hecho que ratifica que se han reducido las pérdidas de calor tras el aislamiento.

Con todos los valores mencionados, se pueden calcular los valores de eficiencia del ciclo **COP** y **EER** utilizando las ecuaciones 2.7 y 2.8.

$$EER = 3,68$$

$$COP = 4,68$$

Los valores del EER y COP obtenidos a partir de los balances realizados con el refrigerante se observa que mejoran respecto del ensayo 1, prueba del resultado positivo consecuencia de la colocación de aislamiento en las tuberías de refrigerante.

Para el cálculo del rendimiento isoentrópico se necesitan tres entalpías distintas: entalpía de entrada real del compresor, entalpía de salida real del compresor y entalpía de salida isoentrópico del compresor. Conociendo la entropía a la entrada del compresor que se lee a una temperatura de 19,9°C y la presión a la salida del compresor de 10 bar, se obtiene un valor de 1,763 kJ/(kg·K). A partir de este valor, se consigue el valor de la entalpía de salida isoentrópica del compresor que se observa en la Figura C4-10:

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	10,197	54,51	0,022378	435,71	1,763

**Figura C4- 10:** Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 2. ( Figura obtenida a partir del software FrioV2\_1\_3)

A partir de estos valores y siguiendo la ecuación 2.5 se obtiene el valor del rendimiento isoentrópico. En la Tabla C4-9 se muestran todos los valores recogidos para su posterior cálculo.

**Tabla C4- 9:** Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 2.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Compresor Real</b>	19,9	414370
<b>Salida Compresor Iso</b>	54,5	435710
<b>Salida Compresor Real</b>	75,3	457520

Sustituyendo todos los valores se obtiene que el **rendimiento isoentrópico** del compresor es:

$$\eta_{iso} = 49,46 \%$$

El resultado del rendimiento de compresión isoentrópico es muy bajo y parecido al obtenido en el ensayo 1.

Conocido el área de intercambio,  $A = k \cdot 0,078 \text{ m}^2$ , siendo k un valor menor a 1 y mayor a 0, se determina a partir de las ecuaciones 2.17 y 2.18, la eficiencia del evaporador y del condensador.

$$\varepsilon_{cond} = 0,12$$

$$\varepsilon_{evap} = 0,26$$

Aplicando la ecuación 2.22 se obtienen la unidades de transferencia NTU,

$$NTU_{cond} = 0,13$$

$$NTU_{evap} = 0,31$$

luego, suponiendo que el área de intercambio es máxima, se obtiene que el **coeficiente global de transferencia calor** es para cada caso,

$$U_{cond} = 559,08 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$U_{evap} = 1331,33 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

Como se puede observar, la tasa de transferencia en el evaporador es mayor que en el condensador, además, y el valor de ambos se ha incrementado respecto al ensayo 1. Todo ello debería ser objeto de un estudio posterior mucho más avanzado.

**Tabla C4- 10:** Resultados obtenidos en el ensayo 2.

RESULTADOS ENSAYO 2	
Q_evap (agua) (W)	1637,17
Q_cond (agua) (W)	2096,27
Q_comp (agua) (W)	459,10
Q_evap (refrig) (W)	1567,27
Q_cond (refrig) (W)	1992,95
Q_comp (refrig) (W)	425,68
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (agua)(%)	68
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (refrig) (%)	63
ERR	3,68
COP	4,68
$\eta_{iso}$ (%)	49,46
U_cond (W/m <sup>2</sup> ·K)	559,08
U_evap (W/m <sup>2</sup> ·K)	1331,33

#### 4.4 GENERALIDADES DEL ENSAYO AGUA-AIRE MODO REFRIGERACIÓN

En este modo de funcionamiento, agua-aire refrigeración, se evapora por aire y se condensa mediante agua. Para conseguir esto, las válvulas que deben estar abiertas antes de iniciar el ensayo son la VR-2 y VR-4 y las que deben de esta cerradas son las VR-1 y la VR-3, para que así, se dirija el refrigerante hacia el evaporador de aire y hacia el condensador de agua. Otra de las acciones previas antes de encender el compresor, es abrir la llave de paso del agua de red y cerrar la válvula de regulación de caudal de agua (VR-6), de forma que se haga circular todo el caudal únicamente por el condensador de agua. Por último, se pone en marcha el ventilador del evaporador de aire.

Tras todas estas acciones previas, se enciende el compresor y se inicia la recogida de datos del ensayo. En este ensayo, el equipo también se encuentra aislado para tratar de reducir las pérdidas de calor, como se hizo ya anteriormente con el ensayo 2 del modo agua-agua.

Este ensayo tan solo se ha realizado en modo refrigeración, ya que, las condiciones ambientales de verano en las que se ha realizado el ensayo no han permitido realizarlo en modo calefacción. Aun así, cabe comentar que si se realizara la práctica en invierno donde las temperaturas son más bajas, el modo más favorable sería el de calefacción. En modo calefacción, se condensaría por aire y se evaporaría por agua de forma que se consiguiera elevar la temperatura ambiente obteniendo la mayoría de este calor, de enfriar el agua de red.

Se va a explicar de forma más detallada los resultados obtenidos en el estado transitorio y en el estado estacionario. De manera que, se van a analizar los mismos parámetros que se han analizado en los otros ensayos. A diferencia del anterior ensayo, también se analizan las temperaturas del aire a la entrada y a la salida del evaporador.

#### 4.5 RESULTADOS DEL ENSAYO 3 AGUA-AIRE EN MODO REFRIGERACIÓN

En este ensayo como en el anterior se va a estudiar el estado transitorio analizando la evolución de los diferentes parámetros que lo concierne, hasta llegar al estado estacionario para su posterior análisis y caracterización.

##### 4.5.1 Estado transitorio del ensayo 3.

En cuanto a los resultados del estado transitorio, cabe destacar que, tal y como se ha comentado en los ensayos anteriores la evolución de todos estos parámetros es correcta. En el Anexo 2 se muestran las diferentes gráficas de la evolución de todos los parámetros que se han analizado a lo largo de este ensayo.

En referencia a la **evolución de la temperatura del aire a la entrada y a la salida del evaporador**, se puede observar que la temperatura de entrada del aire, que se corresponde con la temperatura ambiental del laboratorio, es superior a la entrada que a la salida del evaporador, ya que lo que se está produciendo en el evaporador es un enfriamiento de la corriente de aire (Figura 23 Anexo 2).

Por otro lado, observando la **evolución de los caudales de agua** en la Figura 26 Anexo 1, el caudal de agua del evaporador es cero, puesto que, para la configuración del equipo en este ensayo, la válvula de regulación VR-6 está cerrado, de modo que, todo el caudal circula únicamente por el condensador de agua.

Un aspecto importante que cabe comentar es que, durante el funcionamiento de la máquina en este ensayo, el sensor SC-2 dejó de funcionar, es decir, el software dejó de detectar los valores de caudal de agua que circulaba por el condensador. Por ello, tras descartar que el problema viniera de la interfaz, se desmontó el sensor y se comprobó que había un trozo de goma obstruyendo las palas del sensor que estaban bloqueando el giro de este. En la Figura C4-11 muestra dicha obstrucción.



**Figura C4- 11:** Trozo de goma de 0,7 cm. (Figura de elaboración propia).

Una vez extraído dicho trozo del sensor se montó de nuevo y se logró que el sensor SC-2 tomara de nuevo medidas. Tras lo sucedido, se pensó que una posible mejora sería colocar filtro en la entrada general de agua.

Por último, todos los demás parámetros de evolución siguen la misma tendencia que para los ensayos anteriores.

#### 4.5.2 Estado estacionario del ensayo 3.

En este tercer ensayo, el minuto para el cual los valores de los diferentes parámetros empiezan a tomar valores ya considerados estacionarios es a partir del minuto 55 aproximadamente. A continuación, se muestran los resultados de los parámetros en estado estacionario en la Tabla C4-11:

**Tabla C4- 11:** Datos obtenidos en el ensayo 3. Condiciones estacionarias.

<b>CONDICIONES ESTACIONARIAS. ENSAYO 3</b>		
<b>PRESIÓN (bar)</b>		
P Condensador (absoluta)	SP-1	10,2
P Evaporador (absoluta)	SP-2	3,9
<b>TEMPERATURA (°C)</b>		
T entrada Condensador	ST-1	73,4
T salida Condensador	ST-2	38,1
T entrada Evaporador	ST-3	15,3
T salida Evaporador	ST-4	22,3
T entrada Agua	ST-5	26,2
T salida Agua Condensador	ST-6	31,1
T entrada Aire	ST-8	26,3
T salida Aire Evaporador	ST-10	23,5
<b>POTENCIA (W)</b>		
Pot Eléctrica Compresor	SW-1	680,3
<b>CAUDAL VOLUMÉTRICO (m<sup>3</sup>/s)</b>		

CONDICIONES ESTACIONARIAS. ENSAYO 3		
V refrigerante	SC-1	9,08E-06
V agua cond	SC-2	1,0E-04
V agua evap	SC-3	0

Tal y como se ha explicado en los ensayos anteriores los valores más fiables son los valores de presión, por tanto, sabiendo que la presión en el condensador es de 10,2 bar y la presión en el evaporador es de 3,9 bar, se obtiene a partir de las Tablas de termodinámica para el refrigerante R-134a los valores de: temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en estado de líquido y vapor saturado que se muestran en la siguiente Figura C4-12.

Refrigerar	T_Vap.	T_Liq.	P_Vap.	P_Liq.	ve_Vap.	ve_Liq.	H_Vap.	H_Liq.	S_Vap.	S_Liq.
	(°C)	(°C)	(kg/cm <sup>2</sup> )	(kg/cm <sup>2</sup> )	(m <sup>3</sup> /kg)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kgK)	(kJ/kgK)
R-134a	40,13	40,13	10,401	10,401	0,019897	0,00087246	419,48	256,60	1,711	1,191
R-134a	8,18	8,18	3,9769	3,9769	0,052488	0,00078913	403,30	211,09	1,723	1,040

**Figura C4- 12:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en el condensador y evaporador. Ensayo 3. ( Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

Como se puede observar en la figura anterior, la temperatura a la salida de condensador es de 40,13°C, frente a los 38,1 °C tomados de los valores experimentales mostrada en la Tabla C4-11; esta diferencia entre la medida experimental y la temperatura teórica de saturación de vapor, permite analizar al alumno el posible subenfriamiento existente antes de la entrada del fluido refrigerante a la válvula de expansión. Si esta diferencia no fuera atribuible al subenfriamiento, su interpretación sería que existe error entre la medida teórica y la experimental que sería del 5%.

El error existente en la toma de datos de la temperatura de entrada al evaporador, que en este caso debería de coincidir con los valores teóricos de temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador, es demasiado grande. Por ello, no es recomendable incluirlo en la toma de datos del alumno debido a que el sensor toma la medida de la temperatura del refrigerante en condiciones bifásicas, por lo que puede haber desviaciones respecto al valor real.

- **Balances con agua**

Conocido el caudal de agua que circula a través del condensador es posible calcular la **potencia absorbida por el agua en el condensador** o lo que es lo mismo la potencia que cede el refrigerante al agua. A partir del caudal volumétrico y con el valor de la densidad del agua, se obtiene el flujo másico de agua que es de  $\dot{m}_{agua} = 0,1 \frac{kg}{s}$ . Por último, conocidos el calor específico y la temperatura del agua a la salida y a la entrada del condensador mostrados en la Tabla C4-11, sustituyendo en la ecuación 4.3 se obtiene la potencia del condensador.

$$Q_{cond} = 2048,2 W$$

- **Balances con el refrigerante**

A continuación, se calculan **las potencias frigoríficas y caloríficas**, así como **la potencia del compresor** a partir de la realización de balances de energía del refrigerante. Por ello, como se indica en las ecuaciones 2.2 y 2.3 son necesarias los valores de entalpía de los puntos relevantes del ciclo, así como

el flujo másico. Teniendo en cuenta, que los valores de entalpía a la entrada del evaporador y salida del condensador son los mismos, y se muestra en la Figura C4-12, a partir de las Tablas de Termodinámica del refrigerante, teniendo en cuenta los valores de 10,2 bar a 73,4 °C y 3,9 bar a 22,3°C, se obtienen los valores las entalpias de entrada al condensador y salida del evaporador respectivamente. (Véase Figura C4-13)

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	10,401	73,40	0,024091	455,23	1,820
R-134a	Vapor	3,9769	22,30	0,056379	416,35	1,768

**Figura C4- 13:** Valores de temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía en la salida del condensador y evaporador. Ensayo 3. ( Figura obtenida a partir del software Friov2\_1\_3)

Agrupando los valores de entalpía que se han comentado, se obtiene la siguiente Tabla C4-12:

**Tabla C4- 12:** Valores de entalpía a la entrada y salida del evaporador y el condensador. Ensayo 3.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Condensador</b>	73,4	455230
<b>Salida Condensador</b>	40,13	256600
<b>Entrada Evaporador</b>	8,18	256600
<b>Salida Evaporador</b>	22,3	416350

Conocido el caudal volumétrico y sabiendo que el volumen específico del refrigerante es  $v_{ref} = 8,72 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$ , para este ensayo se obtiene un flujo másico del refrigerante de  $\dot{m}_{ref} = 1,04 \cdot 10^{-2} \frac{kg}{s}$ . Luego, una vez obtenidos todo los valores, sustituyendo en las ecuaciones 2.1, 2.2 y 2.3 se obtienen unos valores de potencia del evaporador y del condensador, así como de potencia en el compresor de:

$$Q_{evap} = 1663,18 W$$

$$Q_{cond} = 2067,97 W$$

$$Q_{comp} = 404,78 W$$

El valor de potencia frigorífica obtenido por balances de agua es mayor que el obtenido por los balances de refrigerante. El agua en el evaporador cede calor, de manera que es lógico que haya pérdidas de calor y por tanto el calor absorbido por el refrigerante sea un valor inferior al calcularlo mediante los balances del refrigerante. Por el contrario, en el condensador es el refrigerante quien cede el calor, de modo que el valor obtenido de potencia calorífica por los balances del refrigerante es mayor que el valor obtenido a partir de los balances con agua, consecuencia de las pérdidas existentes cuando el refrigerante cede calor al agua en el condensador.

El **producto del rendimiento eléctrico con el rendimiento mecánico** se obtiene:

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = 59,5 \%$$

A partir de los resultados obtenidos, se calculan los diferentes parámetros de eficiencia del ciclo a partir de las ecuaciones del **COP Y EER** (Ecuación 2.7 y 2.8)

$$EER = 4,1$$

$$COP = 5,1$$

Para calcular el **rendimiento isoentrópico** es necesario conocer los valores de entalpía reales a la entrada y a la salida del compresor, así como la entalpía de salida isoentrópica. Para la obtención de esta última, es necesario el valor de entropía a la salida a la entrada del compresor, de modo que observando la Figura C4-13 para una temperatura de salida del evaporador de 22,3°C y una presión de 3,9 bar se lee un valor de entropía de 1,768 kJ/(kg·K). Por tanto, sabiendo que la entalpía se mantiene constante en una compresión isoentrópica y que la presión a la salida del compresor es de 10 bar, se obtiene el punto donde, a partir de la tablas de termodinámica se puede leer el valor de la entalpía de salida isoentrópica. La siguiente Figura C4-14 muestra el valor obtenido.

Refrigerante	Estado	Presión (kg/cm <sup>2</sup> )	Temperatura (°C)	Vol.específico (m <sup>3</sup> /kg)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
R-134a	Vapor	10,197	56,06	0,022574	437,36	1,768

**Figura C4- 14:** Valores de presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía en el compresor (compresión isoentrópica). Ensayo 3. ( Figura obtenida a partir del software FrioV2\_1\_3)

Sabiendo todos los valores de entalpía, se construye la siguiente Tabla C4-13 de forma que sustituyéndolos en la ecuación 2.5 se obtenga el rendimiento isoentrópico.

**Tabla C4- 13:** Valores de temperatura y entalpía en el compresor. Ensayo 3.

	Temperatura(°C)	Entalpía (J/kg)
<b>Entrada Compresor Real</b>	22,3	416350
<b>Salida Compresor Iso</b>	56,84	437800
<b>Salida Compresor Real</b>	73,4	455230

De modo que, a partir de los valores mostrados en la Tabla C4-13 se obtiene un rendimiento isoentrópico de:

$$\eta_{iso} = 55,2 \%$$

Como se puede observar el valor del rendimiento isoentrópico es menor al 100% y, por ello, se considera que es un valor correcto. Aunque, el valor del rendimiento es relativamente bajo debido a que el compresor realiza mucho trabajo de compresión y es por ello por lo que la eficiencia isoentrópica no es elevada.

Tras observar que en todos los ensayos realizados se obtiene un valor bajo, se trata de reducir el trabajo de compresión. Para ello, lo que se debería de hacer es enfriar el refrigerante en una etapa intermedia, de manera que, el refrigerante primeramente se comprima un poco, luego se enfríe, y finalmente se comprima por segunda vez hasta el valor deseado, en lo que se denomina una compresión en dos etapas. De esta manera se aumentaría el rendimiento isoentrópico. Esto implicaría

la utilización de dos compresores y un enfriamiento intermedio, lo que supone una modificación muy sustancial del equipo.

Para el cálculo de  $U$ , en este ensayo solo es posible calcularlo en el condensador. Sabiendo que el área de intercambio,  $A = k \cdot 0,078 \text{ m}^2$ , siendo  $k$  un valor menor a 1 y mayor a 0, se determina a partir de la ecuación 2.17 la eficiencia del condensador.

$$\varepsilon_{cond} = 0,104$$

Aplicando la ecuación 2.22 se obtienen la unidades de transferencia NTU,

$$NTU_{cond} = 0,11$$

luego, suponiendo que el área de intercambio es máxima, se obtiene que el coeficiente global de transferencia calor es:

$$U_{cond} = 574,16 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

A continuación se muestra la Tabla C4-14 donde se encuentran recogidos los resultados obtenidos del ensayo 3.

**Tabla C4- 14:** Resultados obtenidos en el ensayo 3.

RESULTADOS ENSAYO 3	
Q_cond (agua) (W)	2048,2
Q_evap (refrig) (W)	1663,19
Q_cond (refrig) (W)	2067,97
Q_comp (refrig) (W)	404,79
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (refrig) (%)	59,5
ERR	4,11
COP	5,11
$\eta_{iso}$ (%)	55,17
U_cond (W/m <sup>2</sup> ·K)	574,16

## 4.6 TERMOGRAFÍAS

En este apartado, se han realizado unas termografías del equipo donde se observa la evolución de las temperaturas, gracias a que el Departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia, dispone de cámaras térmicas de alta resolución térmica y óptica. Se ha tratado de caracterizar dos termografías diferentes. Por un lado, el estado transitorio de arranque de las instalaciones hasta llegar a condiciones estacionarias (cada 10 segundos). Y por otro lado, se ha intentado hacer un especial hincapié en el arranque de todo los equipos (cada 1 segundo), en el cual, se ve claramente el cambio de temperatura brusco tanto del evaporador como el condensador.

Estas termografías tienen un gran interés para el alumnado que realice las prácticas de la asignatura, ya que pueden comprobar mediante una cámara térmica las etapas de temperatura que van experimentando todos los equipos que forman la máquina, así como el análisis de los dos

intercambiadores de calor donde se puede observar claramente la zona de condensador que es la zona caliente y la zona del evaporador que es la zona fría.

#### **4.5.1 Termografías del arranque del compresor.**

Una de las dos termografías que se han realizado al equipo, ha sido la termografía del arranque del compresor donde se puede observar el cambio de temperatura que se produce tanto en el evaporador como en el condensador. De tal manera que en las Figuras C4-15 y C4-16 se observa la evolución termográfica del equipo haciendo hincapié en el condensador de agua y el evaporador de agua. Cabe comentar previamente a la discusión de los resultados, que el modo utilizado para la termografía ha sido la bomba de calor agua-agua, de manera que, se condensa y se evapora mediante agua.

Las imágenes de la termografía del arranque de la máquina muestran la evolución de las temperaturas durante los seis primeros minutos, desde que se pone en marcha el funcionamiento de todos los equipos de la máquina hasta que se deja de grabar. Para poder obtener estas imágenes se ha utilizado un software capaz de transformar el video que se realizó en el laboratorio, en imágenes termográficas, en concreto el software utilizado ha sido “Flir Tools”.

Una vez comentado todo esto, como se puede observar en la primera imagen de la Figura C4-15, aún no se ha activado el compresor, y es por ello, por lo que se observa como el condensador y el evaporador inicialmente están a baja temperatura ya que tienen un color azulado. Además, también se observa que el agua está circulando ya por todo el ciclo ya que las tuberías de arriba de la imagen están más frías que todos los demás equipos de la instalación.

Una vez se acciona el compresor a partir de la imagen 2, se va observando como al llegar a la imagen 4 el condensador va tomando un color más claro, es decir, el condensador se está empezando a calentar debido a que el refrigerante entra al condensador caliente y transfiere ese calor al agua. El evaporador, a su vez va tomando un color más oscuro, debido a que el paso del refrigerante va enfriando el agua.

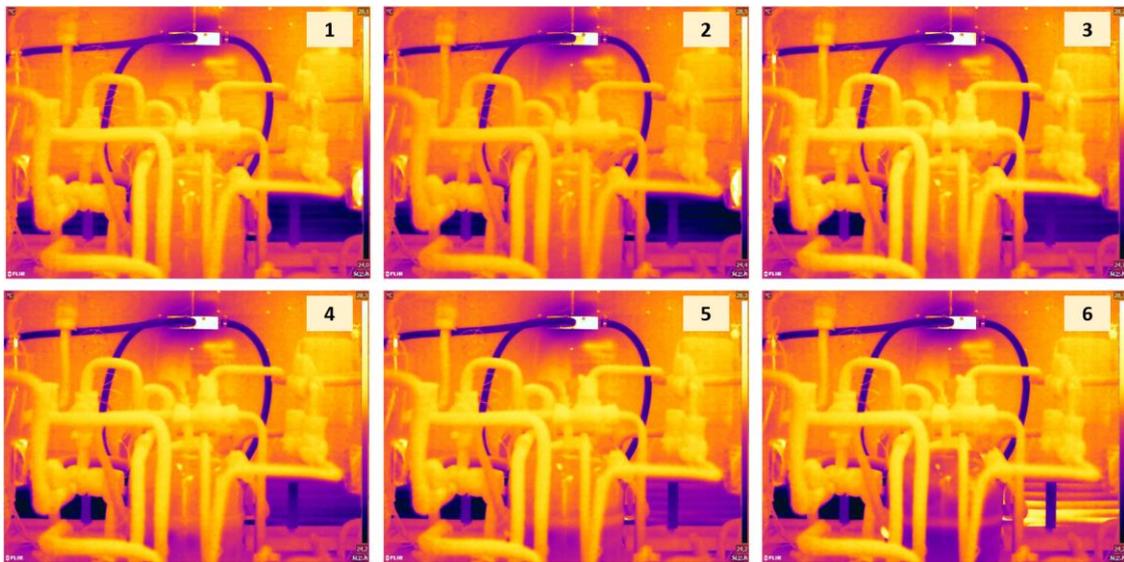
En la imagen 6 de la termografía se aprecia cómo va apareciendo un color amarillo por la parte inferior del condensador, es decir, se observa como el condensador comienza a calentarse desde la zona inferior hasta la zona superior. Cuando el refrigerante caliente entra al condensador por la parte inferior, se produce el intercambio de calor con el agua, y a medida que este avanza por el condensador va perdiendo gradiente de temperatura, y es por ello, que la parte superior del condensador tardará más en calentarse.

A partir de la imagen 7, véase Figura C4-16, en adelante se observa cómo el refrigerante ya ha recorrido todo el condensador y ya ha calentado la parte superior de este. A la vez el evaporador se ha enfriado tras el intercambio producido entre el agua y el refrigerante. Esto se debe a que el agua que circula por dentro del evaporador se enfría debido a que el refrigerante, que se encuentra a menor temperatura tras su paso por la válvula de expansión, absorbe el calor del agua enfriando así el evaporador.

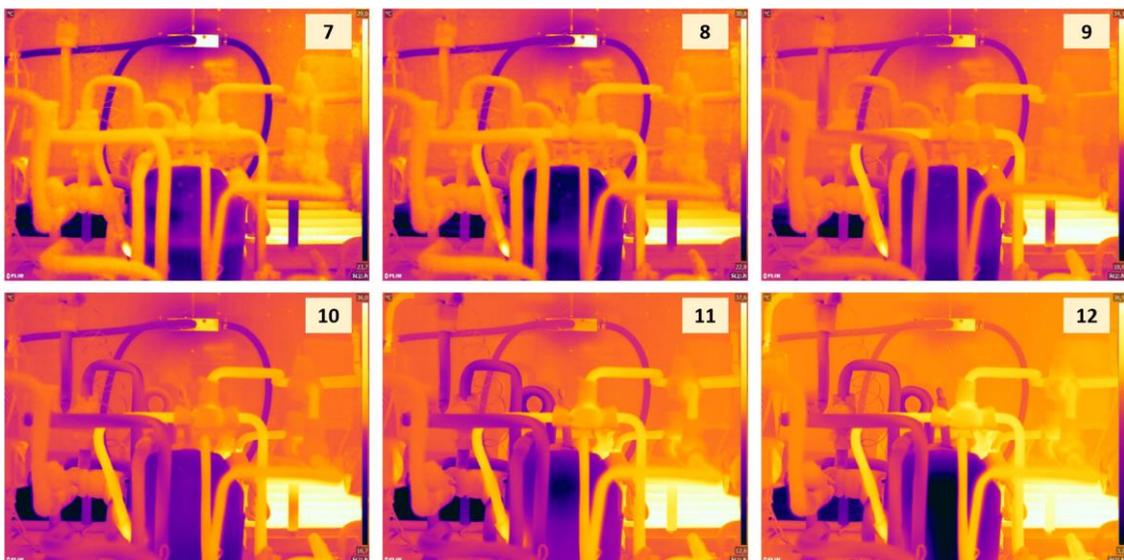
Por último, al llegar al final de los seis minutos en las termografías once y doce, se observa cómo el refrigerante ya ha calentado a una temperatura relativamente alta el condensador y ha bajado la

temperatura en el evaporador. Por eso, se considera que el ciclo funciona correctamente debido a que cada uno de los equipos de la máquina tienen las temperaturas correspondientes.

Cabe destacar el hecho de que la unidad del compresor parte de una temperatura ambiente hasta una temperatura más fría que la inicial al cabo de los seis minutos. No es hasta los aproximadamente treinta minutos que se observa como sí que aumenta la temperatura en el interior de este. Inicialmente cuando el compresor se pone en marcha puede que en la carcasa hermética externa entre algo de líquido desde el evaporador, de manera que, lo vaya evaporando poco a poco, y es esta evaporación la que provoca que el compresor en los primeros instantes se enfríe. Tras esto, cuando este líquido se elimina de la carcasa externa del compresor y se llega al régimen estacionario, se empiezan a tener valores más regulares a lo largo del tiempo.



**Figura C4- 15:** Evolución de las temperaturas en el arranque del compresor (imágenes 1-6). ( Figura obtenida a partir del software FLIR Tools).



**Figura C4- 16:** Evolución de las temperaturas en el arranque del compresor (imágenes 7-12). ( Figura obtenida a partir del software FLIR Tools).

#### 4.5.2 Termografía del estado transitorio hasta el estado estacionario.

La segunda termografía realizada muestra la evolución de las temperaturas (cada 10 segundos) hasta llegar al estado estacionario. En particular, las temperaturas estudiadas en esta termografía han sido las temperaturas del condensador y del evaporador. En la Figura C4-17 se muestra una captura de la interfaz del software utilizado para analizar los datos termográficos recopilados en el laboratorio. Este software llamado “ThermaCAM Researcher Pro-2.10” permite importar las imágenes termográficas del laboratorio en las cuales se puede añadir un medidor de puntos en las zonas más relevantes para ver la evolución de las temperaturas. En este caso, los medidores de puntos se han colocado en el evaporador y el condensador del equipo con el objetivo de monitorear en todo momento la evolución de las temperaturas a lo largo del ciclo, pero es posible añadir más medidores en cualquier otro elemento.

Se muestra además en la Figura C4-18 un zoom de la gráfica donde se observa la evolución de las temperaturas en el condensador (curva de color rojo) y el evaporador (curva de color azul). Cabe comentar de la misma forma que en la anterior termografía, esta se ha realizado también a la bomba de calor en modo de funcionamiento agua-agua.

Como se puede observar en estos resultados, la evolución de las temperaturas del evaporador en el estado transitorio tiene una tendencia descendente, de manera que, la temperatura inicial que es de unos 24°C, empieza a bajar, ya que el evaporador en modo agua-agua se enfría debido a que el refrigerante entra frío proveniente de la válvula de expansión. En cuanto a la evolución de las temperaturas en el condensador, cabe destacar que aumentan, acabando en valores más altos que los iniciales, debido a que durante el ciclo de compresión de vapor el refrigerante que sale muy caliente del compresor, transfiere parte de su calor al agua que circula por el interior del condensador, elevando la temperatura de éste.

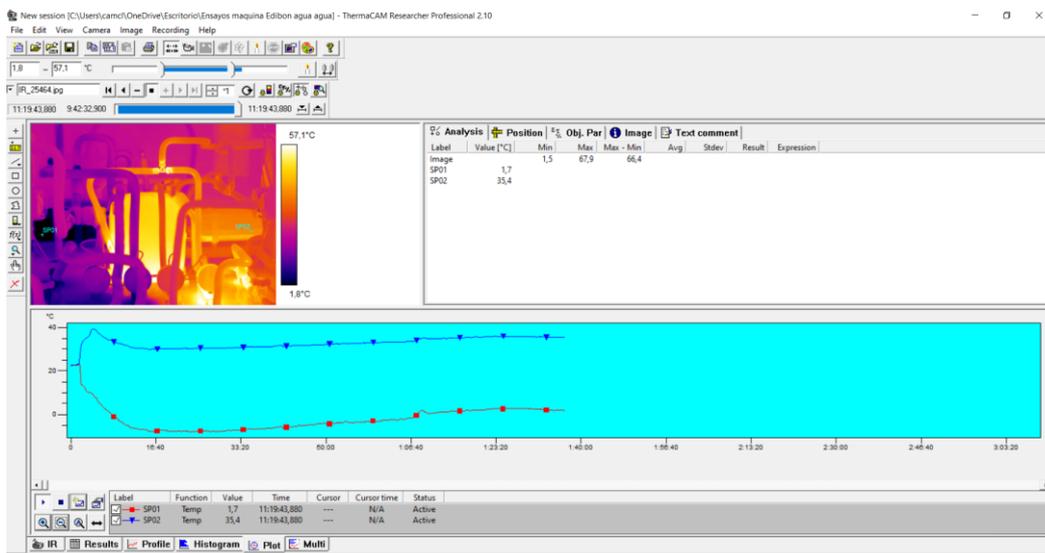
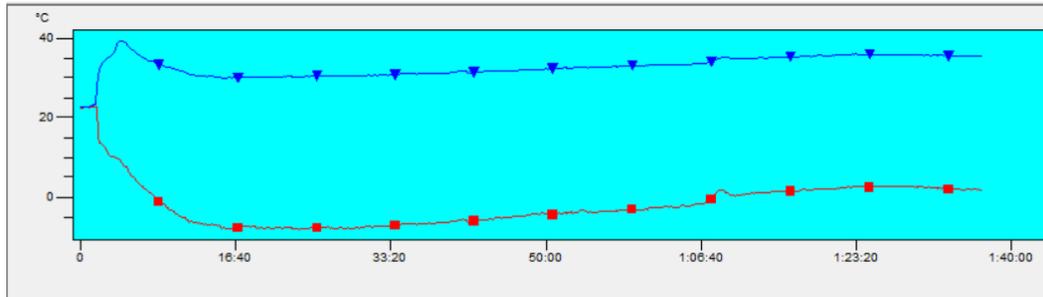


Figura C4- 17: Captura de la interfaz del software utilizado para analizar los datos termográficos. (Figura obtenida a partir de ThermaCAM Researcher Pro-2.10).



**Figura C4- 18:** Zoom de la gráfica del software utilizado para analizar los datos termográficos (Figura obtenida a partir de ThermaCAM Researcher Pro-2.10).

## 4.7 PROTOCOLO A SEGUIR POR EL PROFESOR Y EL ALUMNO

El protocolo que se muestra a continuación contiene algunas consideraciones a tener en cuenta previas al ensayo, también se muestran los diferentes cálculos que deben realizar los alumnos, y por último, se muestran algunos resultados de referencia para que los alumnos puedan compararlos con los obtenidos en su práctica.

El protocolo se va a realizar sobre los ensayos agua-agua y agua-aire. En función de la estación del año en la que se realice la práctica el ensayo el ensayo agua-aire se realizará en modo refrigeración o modo calefacción.

### 4.7.1 Ensayo agua-agua.

Se muestran a continuación las consideraciones previas que se deben tomar para realizar el ensayo, los cálculos que se pueden realizar con este ensayo y algunos resultados de referencia para que los alumnos comparen y verifiquen si han cometido algún fallo.

#### Consideraciones generales del ensayo

- Se recomienda empezar por el ensayo agua-agua ya que de entre los dos ensayos es el que más tiempo tarda en llegar a valores del estado estacionario.
- Se recomienda poner el equipo en marcha 90 minutos antes de la llegada de los alumnos a la práctica.
- Los resultados que proporciona el sensor ST-3 (entrada al evaporador) no son fiables y se tomará como referencia el valor obtenido a partir de la presión en el evaporador registrada por el sensor SP-2.

#### Pasos a seguir previos al accionamiento del compresor

- 1- Abrir las válvulas VR-1, VR-4, VR-5 y VR-6 manualmente.
- 2- Cerrar las válvulas VR2 y VR-3 manualmente.
- 3- Activar la interfaz que activa los sensores de la máquina.
- 4- Abrir la llave de agua para que circule por el equipo.
- 5- Encender el ordenador que controla a la bomba de calor.
- 6- Abrir el enlace directo al software de la bomba de calor (THAR 22C).
- 7- Pulsar el botón START del software de modo que los sensores comiencen a tomar valores.
- 8- Pulsar el botón SAVE DATA para grabar los datos a lo largo del ensayo.

- 9- Seleccionar la frecuencia de la toma de datos y pulsar START SAVING. Se recomienda una frecuencia de 10 segundos para representar la evolución de los parámetros.
- 10- Pulsar el botón de accionamiento del compresor en el software.

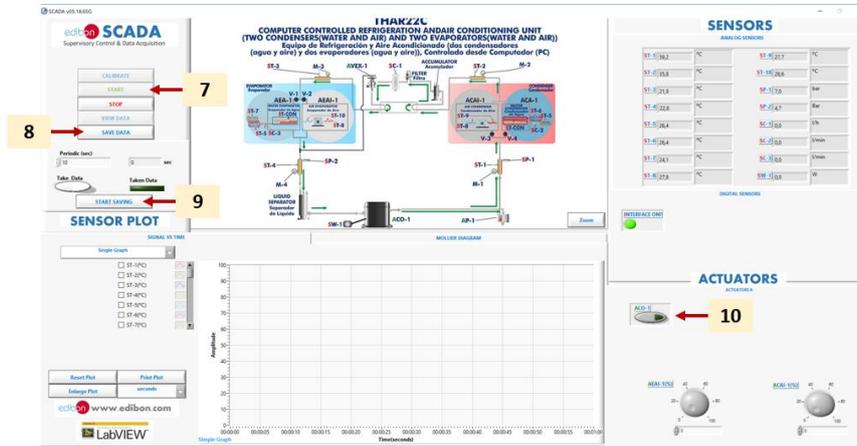


Figura C4- 19: Recorte de pantalla del software THAR 22C donde se muestran los pasos a seguir 7, 8, 9 y 10.

Consideraciones durante el ensayo

- Comprobar que el funcionamiento de la máquina sea el correcto.
- Esperar a que los valores lleguen al estado estacionario.
- Pulsar el botón STOP SAVING para parar la grabación de los datos.
- Apagar el botón de accionamiento del compresor en el software después de que los valores lleguen al estado estacionario. Experimentalmente se ha comprobado que al estado estacionario se llega entre el minuto 75 y 90.
- Dejar que circule el agua un tiempo para que se enfríe el equipo.

Cuestiones a realizar por los alumnos tras el ensayo

Representar en Excel los resultados obtenidos del **estado transitorio**, y analizar la evolución en cada una de las gráficas.

- Evolución de las presiones en el evaporador y condensador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del condensador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del evaporador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del compresor
- Evolución de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del condensador
- Evolución de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del evaporador
- Evolución de la potencia en el compresor
- Evolución del caudal de agua en el evaporador
- Evolución del caudal de agua en el condensador
- Evolución del caudal del refrigerante

A partir de los valores extraídos en el **estado estacionario** calcular y comentar los siguientes apartados:

- La potencia cedida por el agua y absorbida por el refrigerante en el evaporador a partir de las ecuaciones,

$$Q_{evap,agua} = \dot{m}_{agua\ evap} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ evap} - T_{e,agua\ evap})$$

$$Q_{evap,refrig} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_{s,refrig\ evap} - h_{e,refrig\ evap})$$

- La potencia absorbida por el agua y cedida por el refrigerante en el condensador a partir de las ecuaciones,

$$Q_{cond,agua} = \dot{m}_{agua\ cond} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ cond} - T_{e,agua\ cond})$$

$$Q_{cond,refrig} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_{e,refrig\ cond} - h_{s,refrig\ cond})$$

- Potencia del compresor utilizando balances con el agua y balances del refrigerante,

$$Q_{comp} = Q_{cond} - Q_{evap}$$

- El producto del rendimiento eléctrico por el rendimiento mecánico a partir de balances con el agua y el refrigerante,

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = \frac{Q_{mec,comp}}{Q_{elec,comp}}$$

- Los coeficientes de operación COP, para calefacción, y EER, para frío, a partir de las ecuaciones,

$$EER = \frac{Q_{evap}}{Q_{comp}}$$

$$COP = \frac{Q_{cond}}{Q_{comp}}$$

- El rendimiento isoentrópico del compresor mediante la siguiente relación,

$$\eta_{iso} = \frac{h_{s,iso,comp} - h_{e,real\ comp}}{h_{s,real,comp} - h_{e,real\ comp}}$$

- El coeficiente global de transmisión de calor U (W/m<sup>2</sup>·K) en el evaporador y en el condensador suponiendo que el área de intercambio (A) es máxima (k = 1), con las siguientes relaciones,

$$U = \frac{NTU \cdot m_{agua} \cdot c_{p,agua}}{A}, \quad \text{donde } A = k \cdot 0,078 \text{ m}^2$$

Resultados de referencia para comparar los cálculos

**Tabla C4- 15:** Datos de referencia ensayo agua-agua.

	Ensayo agua-agua
Q_evap (agua) (W)	1637,17
Q_cond (agua) (W)	2096,27
Q_comp (agua) (W)	459,10
Q_evap (refrig) (W)	1567,27

	Ensayo agua-agua
Q_cond (refrig) (W)	1992,95
Q_comp (refrig) (W)	425,68
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (agua)(%)	68,00
$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}$ (refrig) (%)	63,00
ERR	3,68
COP	4,68
$\eta_{iso}$ (%)	49,46
U_cond (W/m <sup>2</sup> ·K)	559,08
U_evap (W/m <sup>2</sup> ·K)	1331,33

#### 4.7.2 Ensayo agua-aire.

A continuación, se muestran las consideraciones previas que se deben tomar para el ensayo, también los cálculos que se deben de realizar tras finalizar el ensayo y algunos resultados de referencia para comparar.

##### Consideraciones generales del ensayo

- Se realizará después del ensayo de agua-agua.
- Se realizará en modo refrigeración si la práctica se realiza en verano, y se realizará en modo calefacción si la práctica se realiza en invierno
- Los resultados que proporciona el sensor ST-3 (entrada al evaporador) no son fiables y se tomará como referencia el valor obtenido a partir de la presión en el evaporador registrada por el sensor SP-2.

##### Pasos a seguir previos al accionamiento del compresor

- 1- Abrir las válvulas VR-2, VR-4 y VR-5 manualmente.
- 2- Cerrar las válvulas VR-1, VR-3 y VR-6 manualmente.
- 3- Activar la interfaz que activa los sensores de la máquina.
- 4- Abrir la llave de agua para que circule por el equipo.
- 5- Encender el ordenador que controla a la bomba de calor.
- 6- Abrir el enlace directo al software de la bomba de calor (THAR 22C).
- 7- Pulsar el botón START del software de modo que los sensores comiencen a tomar valores.
- 8- Pulsar el botón SAVE DATA para grabar los datos a lo largo del ensayo.
- 9- Seleccionar la frecuencia de la toma de datos y pulsar START SAVING. Se recomienda una frecuencia de 10 segundos para representar la evolución de los parámetros.
- 10- Activar ventilador correspondiente al modo realizado.

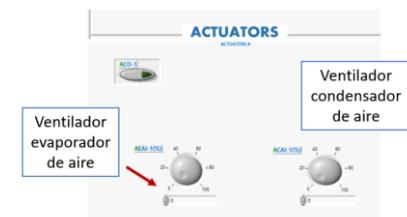


Figura C4- 20: Activación del ventilador de aire (Figura de elaboración propia).

11- Pulsar el botón de accionamiento del compresor en el software

#### Consideraciones durante el ensayo

- Comprobar que el funcionamiento de la máquina sea el correcto.
- Esperar a que los valores lleguen al estado estacionario.
- Pulsar el botón STOP SAVING para parar la grabación de los datos.
- Apagar el botón de accionamiento del compresor en el software y del ventilador, después de que los valores lleguen al estado estacionario. Experimentalmente se ha comprobado que al estado estacionario se llega entre el minuto 50 y 60.
- Dejar que circule el agua un tiempo para que se enfríe el equipo.

#### Cuestiones a realizar tras el ensayo

Representar en Excel los resultados obtenidos del **estado transitorio**, y analizar la evolución en cada una de las gráficas.

- Evolución de las presiones en el evaporador y condensador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del condensador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del evaporador
- Evolución de la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida del compresor
- Evolución de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del condensador
- Evolución de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del evaporador
- Evolución de la temperatura del aire a la entrada y a la salida del evaporador
- Evolución de la potencia en el compresor
- Evolución del caudal de agua en el evaporador
- Evolución del caudal de agua en el condensador
- Evolución del caudal del refrigerante

A partir de los valores extraídos en el **estado estacionario** calcular y comentar los siguientes apartados:

- La potencia absorbida por el refrigerante en el evaporador a partir de las ecuaciones,

$$Q_{evap,agua} = \dot{m}_{agua\ evap} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ evap} - T_{e,agua\ evap})$$

$$Q_{evap,refrig} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_{s,refrig\ evap} - h_{e,refrig\ evap})$$

- La potencia absorbida por el agua y cedida por el refrigerante en el condensador a partir de las ecuaciones,

$$Q_{cond,agua} = \dot{m}_{agua\ cond} \cdot c_p \cdot (T_{s,agua\ cond} - T_{e,agua\ cond})$$

$$Q_{cond,refrig} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_{e,refrig\ cond} - h_{s,refrig\ cond})$$

- La potencia del compresor utilizando balances del refrigerante,

$$Q_{comp} = Q_{cond} - Q_{evap}$$

- El producto del rendimiento eléctrico por el rendimiento mecánico a partir de los balances con el refrigerante,

$$\eta_{elec} \cdot \eta_{mec} = \frac{Q_{mec,comp}}{Q_{elec,comp}}$$

- Los coeficientes de operación COP, para calefacción, y EER, para frío,

$$EER = \frac{Q_{evap}}{Q_{comp}}$$

$$COP = \frac{Q_{cond}}{Q_{comp}}$$

- El rendimiento isoentrópico del compresor mediante la siguiente relación,

$$\eta_{iso} = \frac{h_{s,iso,comp} - h_{e,real\ comp}}{h_{s,real,comp} - h_{e,real\ comp}}$$

- El coeficiente global de transmisión de calor U (W/m<sup>2</sup>·K) en el condensador suponiendo que el área de intercambio (A) es máxima (k = 1), con las siguientes relaciones,

$$U = \frac{NTU \cdot m_{agua} \cdot c_{p,agua}}{A}, \quad \text{donde } A = k \cdot 0,078 \text{ m}^2$$

#### Resultados de referencia para comparar los cálculos

Tabla C2- 1: Datos de referencia ensayo de verano

	Ensayo Verano
Q_cond (agua) (W)	2048,2
Q_evap (refrig) (W)	1663,19
Q_cond (refrig) (W)	2067,97
Q_comp (refrig) (W)	404,79
η_elec · η_mec (refrig) (%)	59,5
ERR	4,11
COP	5,11
η_iso (%)	55,17
U_cond (W/m <sup>2</sup> ·K)	574,16

#### 4.7.3 Termografías

Durante la práctica se recomienda mostrar a los alumnos la termografía del arranque del compresor, así como la termografía del estado transitorio hasta el estado estacionario del ensayo agua-agua, realizadas mediante una cámara térmica del Departamento de Termodinámica. La imagen termográfica que observarán los alumnos es la realizada en un ensayo previo por el profesor, es decir, no serán los alumnos los que realicen la termografía.

Lo que se busca con esto, es que los alumnos afiancen los conceptos que han ido desarrollando durante la práctica desde otra perspectiva. Para ello, deberán analizar la evolución de las temperaturas de los elementos que componen el equipo y estudiar la evolución de los dos intercambiadores de calor donde se puede observar claramente la zona de condensador, que es la zona caliente, y la zona del evaporador, que es la zona fría.

#### 4.8 RÚBRICA

En este apartado se muestra la rúbrica que complementa al apartado del protocolo a seguir por el alumno y el profesor, para que el profesor que imparta la práctica, pueda evaluar a los alumnos de una manera sencilla.

CATEGORÍA	5	4	3	2	1
<b>LABORATORIO</b>					
El comportamiento en el laboratorio ha sido correcto					
El alumno ha participado activamente durante la práctica					
<b>ENSAYO AGUA-AGUA</b>					
Las representaciones gráficas del estado transitorio del ensayo son correctas					
Se han analizado correctamente la evolución de todos los parámetros en el estado transitorio					
Ha realizado correctamente los cálculos requeridos en el estado estacionario					
Ha comentado debidamente los resultados obtenidos					
<b>ENSAYO AGUA-AIRE</b>					
Las representaciones gráficas del estado transitorio del ensayo son correctas					
Se han analizado correctamente la evolución de todos los parámetros en el estado transitorio					
Ha realizado correctamente los cálculos requeridos en el estado estacionario					
Ha comentado debidamente los resultados obtenidos					
<b>TERMOGRAFÍAS</b>					
Ha analizado correctamente la termografía de arranque del compresor					
Ha analizado correctamente la termografía del estado transitorio hasta el estado estacionario					

*\*Donde 5 es la máxima puntuación y 1 la mínima.*

## **CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES**

Durante los ensayos realizados se ha conseguido analizar y caracterizar el equipo de bomba de calor, así como realizar una guía de actuación con referencias claras para que los alumnos realicen las prácticas. Con todo esto, se ha logrado mejorar la calidad de las prácticas que se realicen posteriormente por parte de los alumnos de la escuela.

Se ha conseguido definir los ensayos más adecuados para realizar la práctica. El ensayo agua-agua, se ha descubierto tras realizar los ensayos, que es el ensayo más idóneo para que los alumnos tomen datos, ya que gracias a que los caudales de agua son conocidos, esto permite obtener mucha información acerca del comportamiento del equipo. Además este ensayo es posible realizarlo en cualquier momento del año, sin importar la estación en la que se realice la práctica.

En el primer ensayo agua-agua se ha observado cómo las pérdidas de calor por disipación al exterior afectaban en gran medida a los resultados que se obtenían, por tanto, se ha decidido aislar con un material polimérico todas las zonas que quedaban al descubierto, en especial en los puntos donde se toman las medidas.

De forma satisfactoria, tras analizar los resultados de los dos ensayos agua-agua realizados, se ha determinado que tras el aislamiento se ha conseguido reducir las pérdidas y aumentar la eficiencia del ensayo, de modo que los alumnos consigan mejores resultados.

De los cálculos realizados en el ensayo agua-agua, como se indicó en los objetivos específicos, se ha conseguido obtener una tabla de valores de referencia de cada uno de los parámetros calculados. De esta forma, el alumno a la hora de realizar la práctica tiene unos órdenes de magnitud de los parámetros que debe calcular, para que compare y analice si sus resultados tienen sentido lógico, y pueda sacar sus conclusiones.

La otra tipología con la que se ha realizado el ensayo ha sido la de agua-aire en modo refrigeración. Debido a que el ensayo agua-aire se ha realizado en verano, la condición más óptima en este caso ha sido la de refrigeración. Del mismo modo, en invierno el modo calefacción será la condición más recomendada para este caso.

Cabe comentar que durante la realización de los diferentes ensayos se ha encontrado un sensor que da problemas en todos los ensayos realizados, el cual mide la temperatura del refrigerante en la entrada del evaporador (ST-3). Tras evaluar la situación, se ha concluido que esto se debe principalmente a que cuando el refrigerante pasa por este punto se encuentra en estado bifásico, es decir, parte sería vapor y la otra líquido. Por este motivo el sensor de temperatura no mide correctamente la temperatura. Por ello, tras observar esto, se decidió para la realización de todos los ensayos explicados anteriormente tomar como referencia los valores de presión como valor irrefutable para el cálculo de todos los parámetros ya comentados.

Una de las principales conclusiones que se han obtenido, desde el punto de vista práctico, tras haber realizado todos los ensayos con la bomba de calor, es que el tiempo que tarda en llegar la bomba de calor a estado estacionario es elevado. Por ello, a la hora de realizar las prácticas se ha concluido que es mejor hacerlas con preparación previa. De tal manera que, si desde el departamento se pone en

marcha el equipo con antelación al comienzo de la práctica, se optimizará este tiempo. Teniendo en cuenta que se quieren realizar dos ensayos, agua-agua y agua-aire en modo refrigeración, si la práctica se realizara en verano, o agua-aire en modo calefacción si se realizara en invierno, lo óptimo será dejar en funcionamiento, antes de la llegada de los alumnos, la bomba de calor con la configuración agua-agua, ya que es más costoso llegar a condiciones estacionarias que los ensayos agua-aire. De esta forma, el alumno podrá tomar los datos estacionarios del primer ensayo y observar las condiciones transitorias hasta llegar a estacionarias del segundo.

Mediante el análisis de las termografías se ha conseguido estudiar y comprender mejor el comportamiento de los equipos que forman la bomba de calor. El hecho de analizar imágenes termográficas ha ayudado a comprender la evolución de temperaturas en los modos de funcionamiento ensayados. Además, se ha conseguido obtener imágenes termográficas que servirán a los alumnos que realicen la práctica para afianzar sus conceptos teóricos adquiridos en clase.

Por todo ello, se ha efectuado un estudio completo del equipo de bomba de calor y se han cumplido todos los objetivos específicos que se habían planteado.

## **CAPÍTULO 6: BIBLIOGRAFÍA**

- A.Boles, Y. A. (2010). *Thermodynamics. An Engineering Approach*. Inc. New York, N.Y., U.S.A: The McGraw-Hill Companies.
- A.F.Mills. (1999). *Transferencia de Calor*. Los Ángeles, California: Mc Graw Hill.
- AFEC. (2018). *La Bomba de Calor, Fundamentos, Tecnología y Casos Prácticos*. Madrid, España.: Tregolam.
- Fenercom. (2013). *Manual de manipulación de gases refrigerantes*. Madrid: Asefosam.
- FRANCISCO JAVIER REY MARTINEZ, E. V. (2005). *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. Madrid: International Thomson.
- Frank P. Incropera, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: Prentice Hall.
- Gasservei. (16 de Marzo de 2020). *Ficha técnica R-134a Gas Servei S.A*. Obtenido de Ficha técnica R-134a Gas Servei S.A: <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-134a-gas-servei.pdf>
- Indubel. (11 de Septiembre de 2003). *Indubel*. Obtenido de <https://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>
- Leyva, A. A. (2018). Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor comparando los métodos DTML y [epsilon]-NUT/Determination of the overall heat transfer coefficients comparing the LMTD and [epsilon]-NTU methods. En A. A. Leyva, *Ingeniería Energética* (págs. Vol.39 (3), p.203). Cuba: Editorial Universitaria de la Republica de Cuba.
- ONU. (s.f.). Obtenido de Naciones Unidas: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/>
- Ponce, J. (23 de 10 de 2013). *Diagrama de Mollier [video]*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=IYqu98t2WYk>
- Real Academia de la Ingeniería. (s.f.). *Diccionario Español de Ingeniería*. Obtenido de Diccionario Español de Ingeniería: <https://diccionario.raing.es/es/lema/estado-transitorio>
- Soutullo, R. G. (2018). *Ingeniero Marino*. Obtenido de [https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/#1Definicion\\_de\\_Intercambiador\\_de\\_Calor](https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/#1Definicion_de_Intercambiador_de_Calor)



---

## **PARTE 2: PRESUPUESTO**

---

## 1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se va a calcular el presupuesto, que es el documento que refleja el coste del proyecto con los valores desglosados de cada una de las fases que se ha seguido en el proyecto y que se describen en las siguientes Tablas.

Para la redacción del documento del presupuesto se han realizado, como se verá a continuación, las mediciones de todas las fases del proyecto. Posteriormente se han calculado los costes unitarios de todos los elementos que se han incluido en el presupuesto (mano de obra (MO), materiales (MAT) y maquinaria empleada (MES), y, por último, se han calculado los importes totales de cada una de las tareas realizadas. Para ello, se han considerado una serie de factores que se nombran a continuación:

- El precio unitario del portátil se ha calculado mediante la amortización del precio de compra de cada uno de ellos con un período de vida útil de 5 años, considerando que se trabajan 250 días al año y una media de 8 horas/día.
- Los precios unitarios de la bomba de calor y el ordenador de sobremesa se han calculado mediante la amortización del precio de compra de cada uno de ellos con un período de vida útil de 5 años, que se utiliza 50 días al año y 5 horas/día.
- El precio unitario de la cámara termográfica se ha obtenido mediante la amortización del precio de compra suponiendo un período de vida útil de 5 años, que se utiliza 150 días al año y 5 horas/día.
- Los precios unitarios del software se han obtenido transformando el precio de compra de suscripción dividido entre las horas que se trabajan en un año que son una media de 8 horas/día durante 250 días laborables y los años de duración de la licencia.
- El precio unitario del alumno es de 20 €/hora considerando la media del sueldo por hora de un Graduado en Ingeniería Química en España.
- El precio unitario del tutor del proyecto que es un Ingeniero Superior Industrial es de 50€/hora.
- El precio unitario del técnico que ha colaborado en el proyecto que es un Técnico Superior de Laboratorio ha sido de 30 €/hora.
- Los gastos generales que se relacionan con el pago de la electricidad, luz, agua de red, etc. de los equipos utilizados en el proyecto es del 13%.
- El beneficio industrial del proyecto, dado que es un trabajo con fines académicos para mejorar la realización de las prácticas, es del 0 % del PEM.
- Se considera un IVA del 21 % para todos los precios unitarios calculados.

Para el cálculo del presupuesto se han dividido las actividades realizadas a lo largo del trabajo en varias fases. La primera fase, que es la definición del proyecto, recoge las reuniones que se han realizado tanto inicialmente como a lo largo del proyecto. La segunda fase se relaciona con la investigación del estado del arte que recoge la búsqueda bibliográfica de los diferentes conceptos utilizados en el trabajo, así como el aprendizaje del manejo del equipo y comprensión de los diferentes softwares empleados. En cuanto a la tercera fase de preparación del equipo, se refiere a todas las actividades de supervisión y preparación, así como mejoras del equipo de bomba de calor. Seguidamente, la cuarta fase de recopilación y tratamiento de datos se refiere principalmente a la compresión e interpretación de los distintos resultados obtenidos. Por último, la redacción del TFG comprende todas las horas

dedicadas a redactar el documento del proyecto, así como la revisión y corrección de los distintos errores.

A continuación, se muestran los cálculos realizados para llegar al importe total del proyecto:

## 2. CUADRO DE MEDICIONES

En este apartado se muestran los cálculos de las mediciones de cada una de las cinco fases del presente proyecto:

**Tabla 1:** Cuadro de mediciones de todas las fases del proyecto.

<b>01 Definición del proyecto</b>				
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medición</b>	
<b>01.01</b>	<b>h</b>	Reunión inicial con el director del TFG	<b>Total h:</b>	<b>1,5</b>
<b>01.02</b>	<b>h</b>	Reunión planificación actividades a realizar	<b>Total h:</b>	<b>14</b>
<b>02 Investigación del estado del arte</b>				
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medición</b>	
<b>02.01</b>	<b>h</b>	Investigación del estado del arte	<b>Total h:</b>	<b>45</b>
<b>02.02</b>	<b>h</b>	Aprendizaje manejo del equipo	<b>Total h:</b>	<b>25</b>
<b>02.03</b>	<b>h</b>	Instalación de programas necesarios	<b>Total h:</b>	<b>2</b>
<b>02.04</b>	<b>h</b>	Aprendizaje manejo de programas	<b>Total h:</b>	<b>10</b>
<b>03 Preparación del equipo</b>				
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medición</b>	
<b>03.01</b>	<b>h</b>	Preparación previa del equipo	<b>Total h:</b>	<b>2</b>
<b>03.02</b>	<b>h</b>	Supervisión durante el funcionamiento del equipo	<b>Total h:</b>	<b>18</b>
<b>03.03</b>	<b>h</b>	Preparación de la cámara termográfica para la toma de datos	<b>Total h:</b>	<b>1</b>
<b>03.04</b>	<b>h</b>	Aplicación de mejoras al equipo	<b>Total h:</b>	<b>10</b>

<b>04 Recopilación y tratamiento de datos</b>			
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medición</b>
<b>04.01</b>	<b>h</b>	Recopilación de datos	
			<b>Total h: 1,5</b>
<b>04.03</b>	<b>h</b>	Análisis e interpretación de los datos	
			<b>Total h: 35</b>
<b>05 Redacción del TFG</b>			
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Medición</b>
<b>05.01</b>	<b>h</b>	Redacción de los documentos	
			<b>Total h: 100</b>
<b>05.02</b>	<b>h</b>	Revisión de los documentos y corrección de errores	
			<b>Total h: 35</b>
<b>05.03</b>	<b>u</b>	Impresión y encuadernación de documentos	
			<b>Total u: 2</b>

Las horas totales de medición de todas las fases del proyecto suman un total de **trescientas horas** invertidas en el proyecto.

Como se puede observar en la Tabla 1 del presupuesto, se han calculado las mediciones de todas y cada una de las fases del proyecto que servirán para calcular los costes parciales de cada una de estas, para finalmente, calcular el coste final del trabajo. Pero antes se debe calcular los costes unitarios de cada una de las tareas que comprenden las fases.

### 3. CUADRO DE COSTES UNITARIOS

En este apartado se calculan los costes unitarios de cada una de las tareas realizadas en las fases del proyecto. Para ello, se tienen en consideración los factores nombrados anteriormente. En cuanto al coste parcial de la mano de obra de los elementos del proyecto, son los comentados anteriormente en los factores a considerar del presupuesto (coste del tutor, coste del técnico y coste del alumno).

El coste parcial de los diferentes equipos utilizados en la práctica se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\text{Coste parcial equipo} \left( \frac{\text{€}}{\text{h}} \right) = \frac{\text{Precio compra equipo (€)}}{5 \text{ años vida útil} \cdot \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{h}}{\text{día}}}$$

Y, el coste parcial de las diferentes licencias empleados para el análisis del equipo se ha calculado como:

$$\text{Coste parcial licencias} \left( \frac{\text{€}}{\text{h}} \right) = \frac{\text{Precio suscripción anual (€)}}{\text{años duración licencia} \cdot 250 \text{ días laborables} \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{día}}}$$

Con todo esto se calculan los costes unitarios que se muestran en la Tabla 2:

**Tabla 2:** Cuadro de costes unitarios de todas las fases del proyecto.

<b>01</b>		<b>Definición del proyecto</b>				
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>		<b>Coste unitario (€/Ud.)</b>		
<b>01.01</b>	<b>h</b>	<b>Reunión inicial con el director del TFG</b>				
MO.ITS	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior		50,00	50,00	
MO.TSL	0,50 h	Técnico Superior Laboratorio		30,00	15,00	
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior		20,00	20,00	
<b>Precio total por h</b>					<b>85,00</b>	
<b>01.02</b>	<b>h</b>	<b>Reunión planificación actividades a realizar</b>				
MO.ITS	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior		50,00	50,00	
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior		20,00	20,00	
<b>Precio total por h</b>					<b>70,00</b>	
<b>02</b>		<b>Investigación del estado del arte</b>				
<b>Código</b>	<b>Ud.</b>	<b>Descripción</b>		<b>Coste unitario (€/Ud.)</b>		
<b>02.01</b>	<b>h</b>	<b>Investigación del estado del arte</b>				
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior		20,00	20,00	
MES.PCp	1,00 h	Portátil		0,06	0,06	
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365		0,03	0,03	
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10		0,01	0,01	
<b>Precio total por h</b>					<b>20,11</b>	
<b>02.02</b>	<b>h</b>	<b>Aprendizaje manejo del equipo</b>				
MO.ITS	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior		50,00	50,00	
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior		30,00	30,00	
MES.BCT22	1,00 h	Equipo bomba de calor THAR22C		15,20	15,20	
MES.PCf	1,00 h	Ordenador de sobremesa		0,6	0,60	
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365		0,03	0,03	
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10		0,01	0,01	
<b>Precio total por h</b>					<b>95,85</b>	
<b>02.03</b>	<b>h</b>	<b>Instalación de programas necesarios</b>				
MO.ITS	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior		50,00	50,00	
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior		20,00	20,00	
MES.PCp	1,00 h	Portátil		0,06	0,06	

## 02 Investigación del estado del arte

Código	Ud.	Descripción	Coste unitario (€/Ud.)	
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MES.SFT	1,00 h	Software FLIR Tools	0,00	0,00
MES.STR	1,00 h	Software ThermaCAM Reseacher	0,00	0,00
MES.SFv2	1,00 h	Software Friov2_1_3	0,00	0,00
<b>Precio total por h</b>			<b>70,11</b>	
<b>02.04</b>	<b>h</b>	<b>Aprendizaje manejo de programas</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.PCp	1,00 h	Portátil	0,06	0,06
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MES.SFT	1,00 h	Software FLIR Tools	0,00	0,00
MES.STR	1,00 h	Software ThermaCAM Reseacher	0,00	0,00
MES.SFv2	1,00 h	Software Friov2_1_3	0,00	0,00
<b>Precio total por h</b>			<b>20,11</b>	

## 03 Preparación del equipo

Código	Ud.	Descripción	Coste unitario (€/Ud.)	
<b>03.01</b>	<b>h</b>	<b>Preparación previa del equipo</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.BCT22	1,00 h	Equipo bomba de calor THAR22C	15,20	15,20
MES.PCf	1,00 h	Ordenador de sobremesa	0,60	0,60
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MO.TSL	0,25 h	Técnico Superior Laboratorio	30,00	7,50
<b>Precio total por h</b>			<b>43,35</b>	
<b>03.02</b>	<b>h</b>	<b>Supervisión durante el funcionamiento del equipo</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.BCT22	1,00 h	Equipo bomba de calor THAR22C	15,20	15,20
MES.PCf	1,00 h	Ordenador de sobremesa	0,60	0,60
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03

### 03 Preparación del equipo

Código	Ud.	Descripción	Coste unitario (€/Ud.)	
<b>Precio total por h</b>			<b>35,85</b>	
03.03	<b>h</b>	<b>Preparación de la cámara termográfica para la toma de datos</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MO.TSL	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior	50,00	50,00
MES.CT	1,00 h	Cámara Termográfica	8,00	8,00
<b>Precio total por h</b>			<b>78,00</b>	
03.04	<b>h</b>	<b>Aplicación de mejoras al equipo</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MO.TSL	1,00 h	Ingeniero o Titulado Superior	30,00	30,00
MES.MAT	0,20 m	Material de aislamiento para tuberías	5,50	1,10
MES.BCT22	1,00 h	Equipo bomba de calor THAR22C	15,20	15,20
MES.BS	0,10 u	Paquete bridas para sujeción	6,39	0,64
MES.AUD	3,00 %	Alicate universal DEXTER	66,94	2,01
<b>Precio total por h</b>			<b>68,95</b>	

### 04 Recopilación y tratamiento de datos

Código	Ud.	Descripción	Coste unitario (€/Ud.)	
04.01	<b>h</b>	<b>Recopilación de datos</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.BCT22	1,00 h	Equipo bomba de calor THAR22C	15,20	15,20
MES.PCf	1,00 h	Ordenador de sobremesa	0,6	0,60
MES.PCp	1,00 h	Portátil	0,06	0,06
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
<b>Precio total por h</b>			<b>35,91</b>	
04.02	<b>h</b>	<b>Análisis e interpretación de los datos</b>		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.PCp	1,00 h	Portátil	0,06	0,06
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
<b>Precio total por h</b>			<b>20,11</b>	

## 05 Redacción del TFG

Código	Ud.	Descripción	Coste unitario (€/Ud.)	
05.01	h	Redacción de los documentos		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MES.PCp	1,00 h	Portátil	0,06	0,06
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
<b>Precio total por h</b>			20,11	
05.02	h	Revisión de los documentos y corrección de errores		
MO.IQJ	1,00 h	Ingeniero Químico Junior	20,00	20,00
MO.ITS	0,10 h	Ingeniero o Titulado Superior	50,00	5,00
MO.ITS	0,50 h	Ingeniero o Titulado Superior	50,00	25,00
MES.PCp	1,00 h	Portátil	0,06	0,06
MES.LO365	1,00 h	Licencia de Office 365	0,03	0,03
MES.LW10	1,00 h	Licencia Windows 10	0,01	0,01
<b>Precio total por h</b>			50,11	
05.03	u	Impresión y encuadernación de documentos		
MAT.A4	104,00 u	Páginas A4 impresas del documento	0,07	7,28
MAT.ENC	1,00 u	Encuadernación del documento	5,00	5,00
<b>Precio total por u</b>			12,28	

## 4. CUADRO DE COSTES TOTALES

Con los valores de las mediciones recogidos y mostrados en la Tabla 1 y los costes unitarios de cada una de las tareas, se pueden calcular los costes totales de todas las tareas que se llevan a cabo en el proyecto multiplicando ambos valores.

A continuación, se muestran en la Tabla 3 los diferentes costes totales de cada una de estas tareas:

**Tabla 3:** Cuadro de costes totales de todas las fases del proyecto.

### 01 Definición del proyecto

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
01.01	h	Reunión inicial con el director del TFG	1,50	85,00	127,50

### 01 Definición del proyecto

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
01.02	h	Reunión planificación actividades a realizar	14,00	70,00	980,00
<b>Importe total Tarea (€):</b>					<b>1107,50</b>

### 02 Investigación del estado del arte

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
02.01	h	Investigación del estado del arte	45,00	20,11	904,73
02.02	h	Aprendizaje manejo del equipo	25,00	95,85	2396,23
02.03	h	Instalación de programas necesarios	2,00	70,11	140,21
02.04	h	Aprendizaje manejo de programas	10,00	20,11	201,05
<b>Importe total Tarea (€):</b>					<b>3642,21</b>

### 03 Preparación del equipo

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
03.01	h	Preparación previa del equipo	2,00	43,35	86,70
03.02	h	Supervisión durante el funcionamiento del equipo	18,00	35,85	645,28
03.03	h	Preparación de la cámara termográfica para la toma de datos	1,00	78,00	78,00
03.04	h	Aplicación de mejoras al equipo	10,00	68,95	689,47
<b>Importe total Tarea (€):</b>					<b>1499,45</b>

#### 04 Recopilación y tratamiento de datos

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
04.01	h	Recopilación de datos	1,50	35,91	53,86
04.02	h	Análisis e interpretación de los datos	35,00	20,11	703,68
<b>Importe total Tarea (€):</b>					<b>757,53</b>

#### 05 Redacción y defensa del TFG

Código	Ud.	Descripción	Medición total (Ud.)	Coste unitario (€/Ud.)	Importe parcial (€/Ud.)
05.01	h	Redacción de los documentos	100,00	20,11	2010,50
05.02	h	Revisión de los documentos y corrección de errores	35,00	50,11	1753,68
05.03	u	Impresión y encuadernación de documentos	2,00	12,28	24,56
<b>Importe total Tarea (€):</b>					<b>3788,74</b>

Los costes totales de todas las fases del proyecto ascienden a **diez mil setecientos noventa y cinco euros y cuarenta y tres céntimos**.

Una vez calculados los importes totales de cada una de las tareas del proyecto, se debe de aplicar el efecto del IVA, y los gastos generales al presupuesto de ejecución material para conseguir calcular finalmente el valor deseado que es el del Presupuesto Total del Proyecto calculado en la Tabla 4:

**Tabla 4: Presupuesto Total Del Proyecto.**

Código	Descripción	Coste parcial (€)
1	Definición del proyecto	1107,50
2	Investigación del estado del arte	3642,21
3	Preparación del equipo	1499,45
4	Recopilación y tratamiento de datos	757,53
5	Redacción del TFG	3788,74
<b>PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)</b>		<b>10795,43</b>
<b>PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM) (€)</b>		<b>10795,43</b>
<b>COSTES GENERALES (13%) (€)</b>		<b>1403,41</b>

<b>BASE IMPONIBLE TOTAL (€)</b>	12198,83
<b>IVA (21%) (€)</b>	2561,76
<b>PRESUPUESTO TOTAL (€)</b>	14760,59

El Presupuesto Total del Proyecto asciende a un total de **catorce mil setecientos sesenta euros y cincuenta y nueve céntimos.**

## **ANEXO 1: LEYES Y NORMATIVAS**

**Reglamento (UE) N° 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014**

**Artículo 13 “Control del uso”**

*3. “Quedará prohibido a partir del 1 de enero de 2020 el uso de gases fluorados de efecto invernadero con un potencial de calentamiento atmosférico igual o superior a 2500, para revisar o efectuar el mantenimiento de aparatos de refrigeración con un tamaño de carga de 40 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> o más”*

**Anexo III “Prohibiciones de comercialización”**

*11. “Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente), que contienen HFC con un PCA igual o superior a 2500”*

*12. “Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 2500. Excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a –50 °C”.*

## **ANEXO 2: GRÁFICAS ESTADO TRANSITORIO**

## ANEXO 2: Ensayo 1.

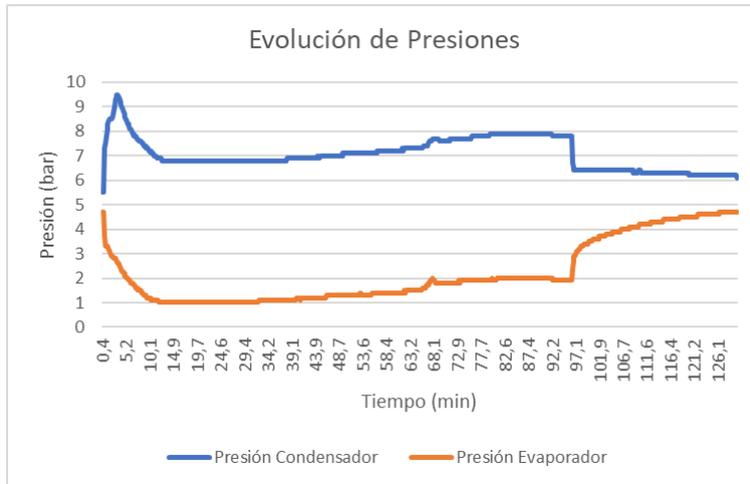


Figura 1: Evolución de las presiones en el condensador y evaporador. Ensayo 1.

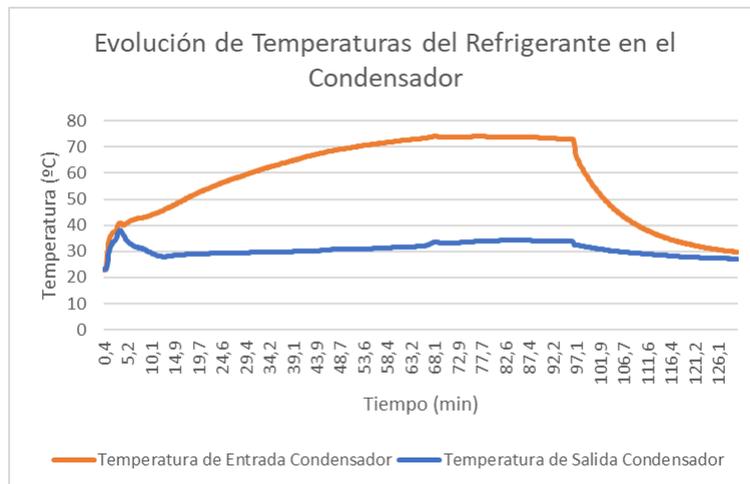


Figura 2: Evolución de las temperaturas del refrigerante del condensador. Ensayo 1.

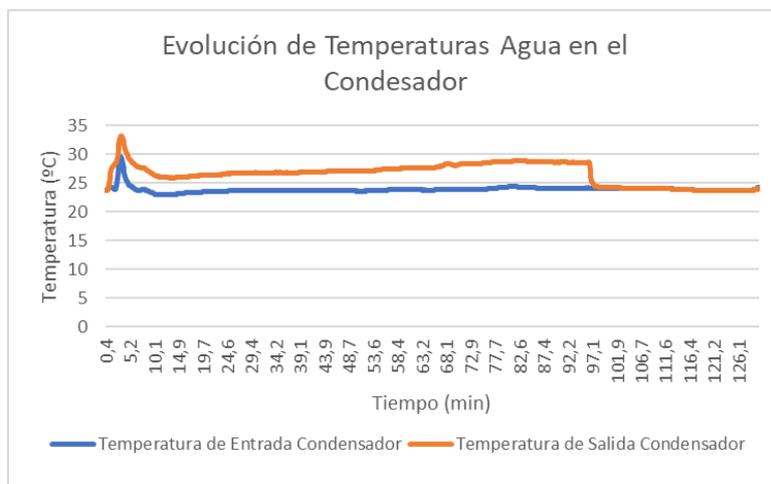


Figura 3: Evolución de las temperaturas del agua en el condensador. Ensayo 1.

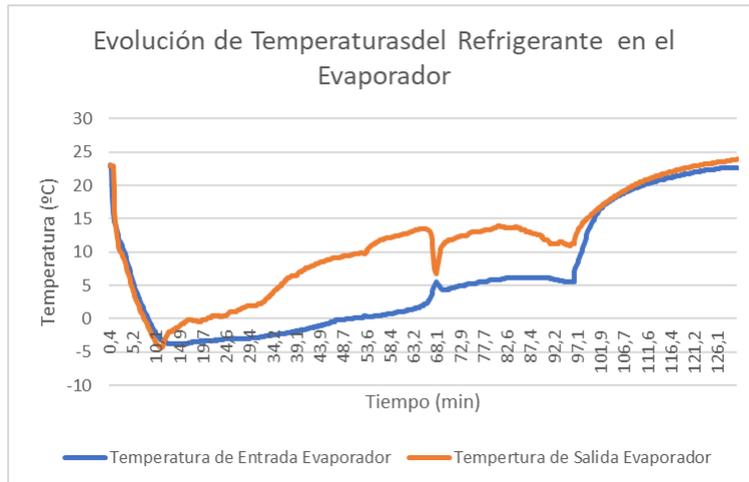


Figura 4: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el evaporador. Ensayo 1.

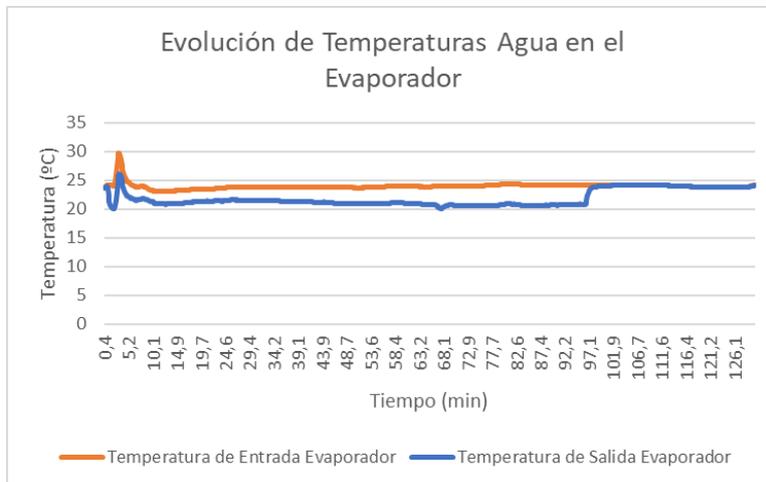


Figura 5: Evolución de las temperaturas del agua en el evaporador. Ensayo 1.

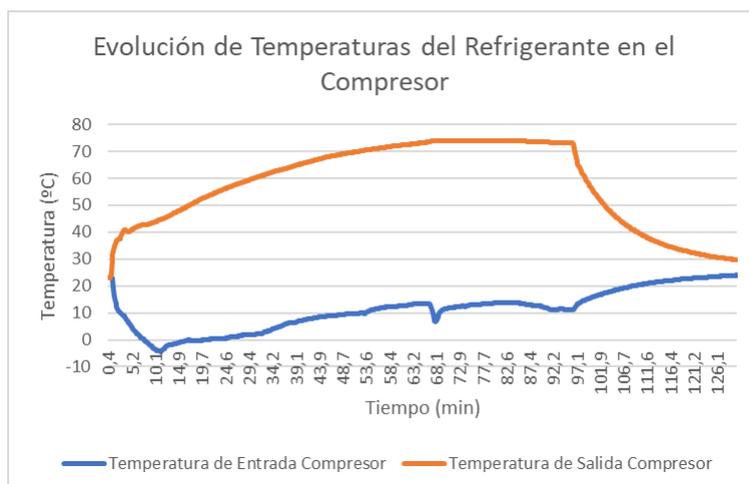
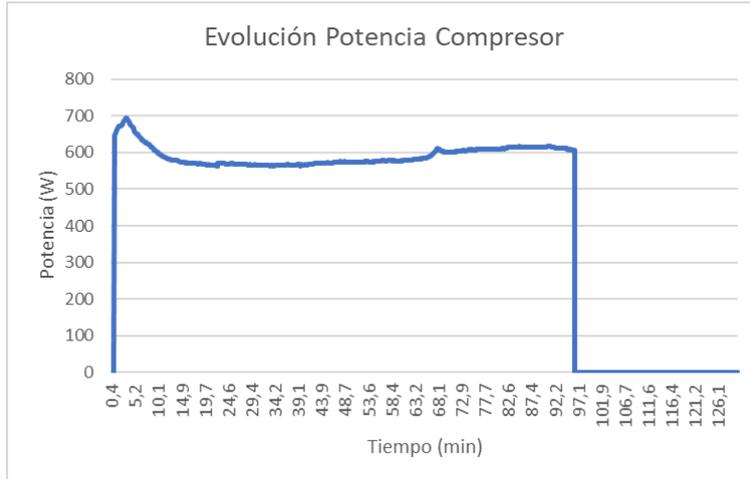
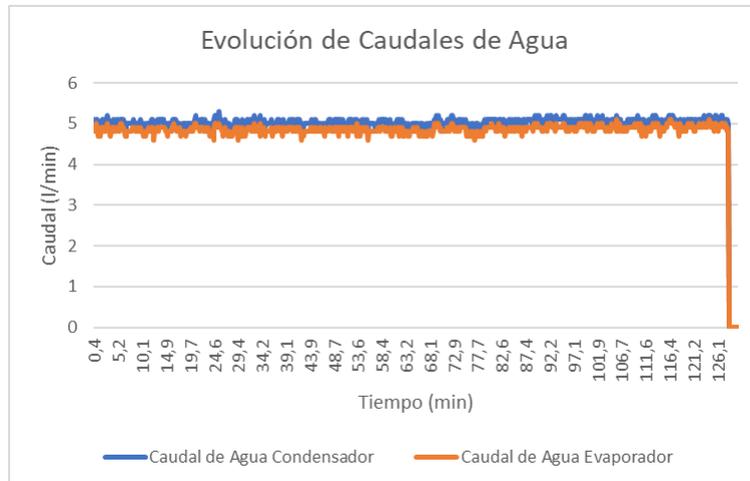


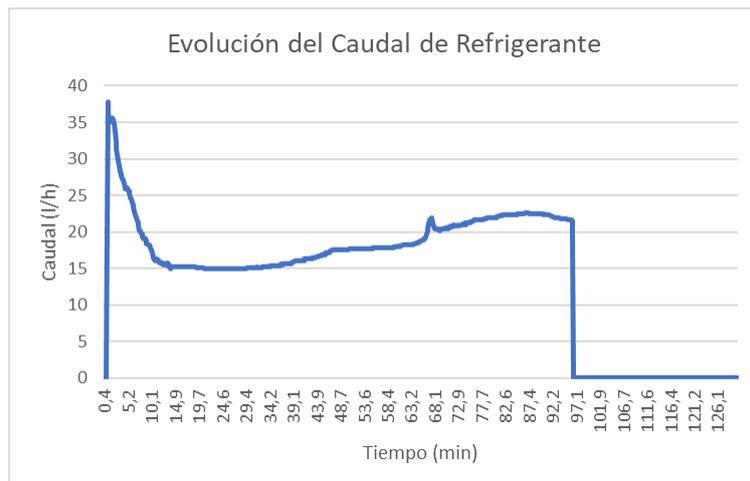
Figura 6: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el compresor. Ensayo 1.



**Figura 7:** Evolución de la potencia del compresor. Ensayo 1.



**Figura 8:** Evolución de las caudales de agua. Ensayo 1.



**Figura 9:** Evolución del caudal de refrigerante. Ensayo 1.

## ANEXO 2: Ensayo 2.

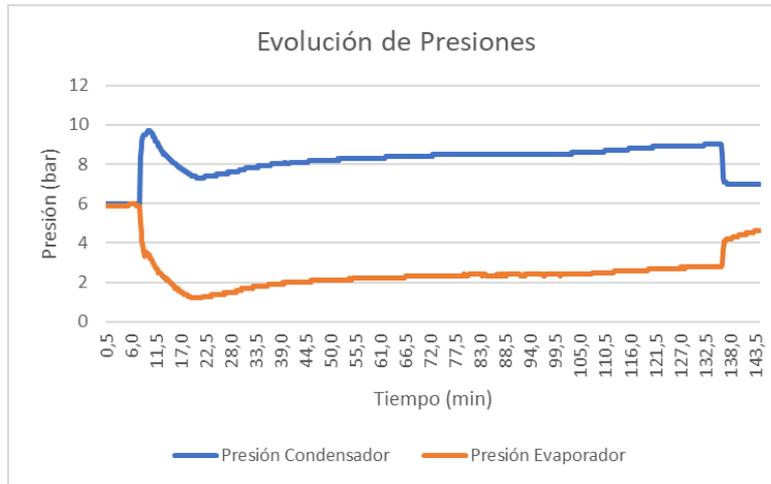


Figura 10: Evolución de las presiones en el condensador y evaporador. Ensayo 2.

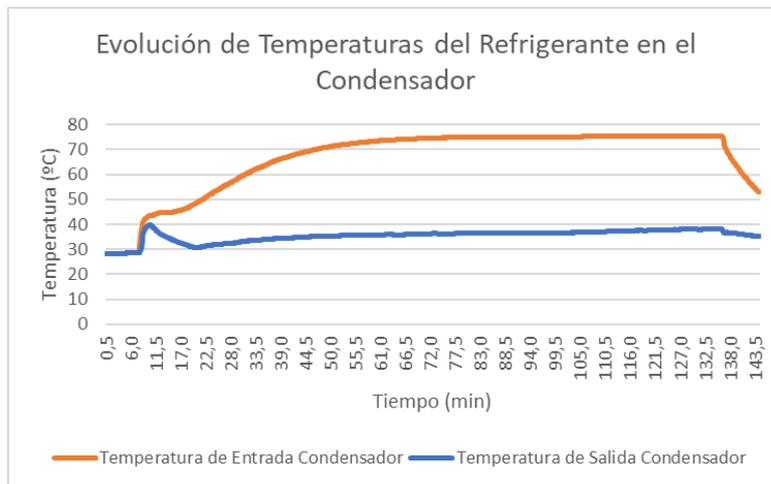


Figura 11: Evolución de las temperaturas en el condensador. Ensayo 2.

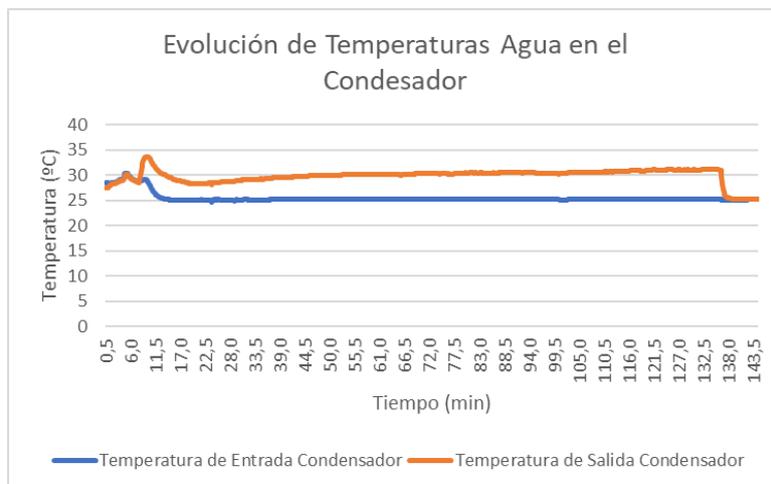


Figura 12: Evolución de las temperaturas del agua en el condensador. Ensayo 2.

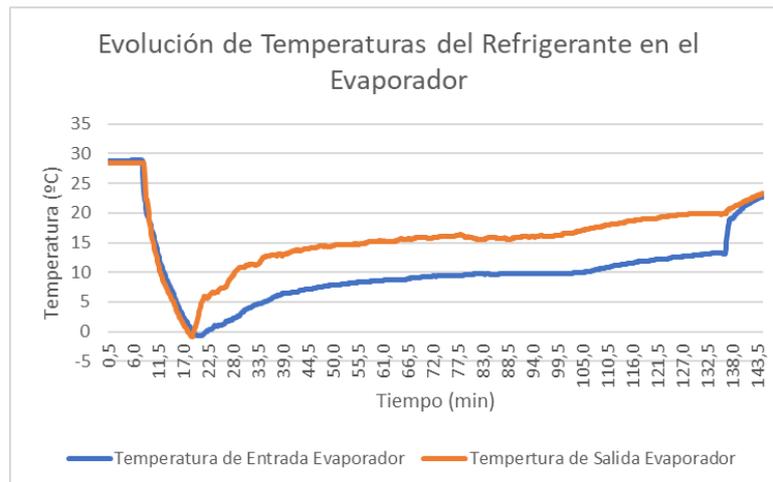


Figura 13: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el evaporador. Ensayo 2.

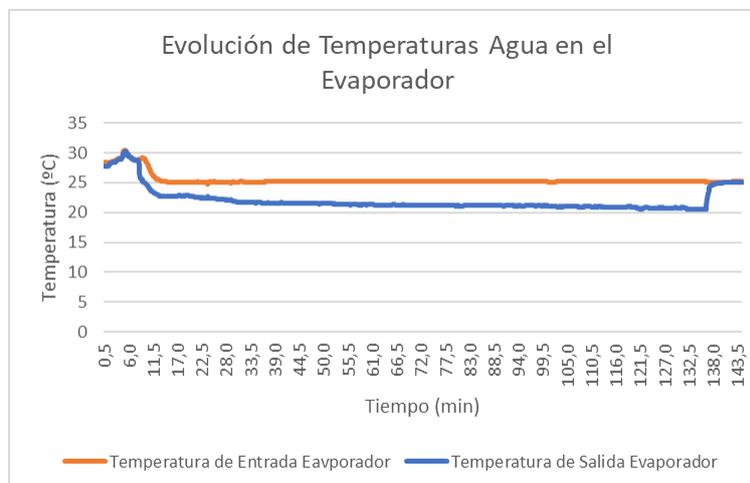


Figura 14: Evolución de las temperaturas del agua en el evaporador. Ensayo 2.

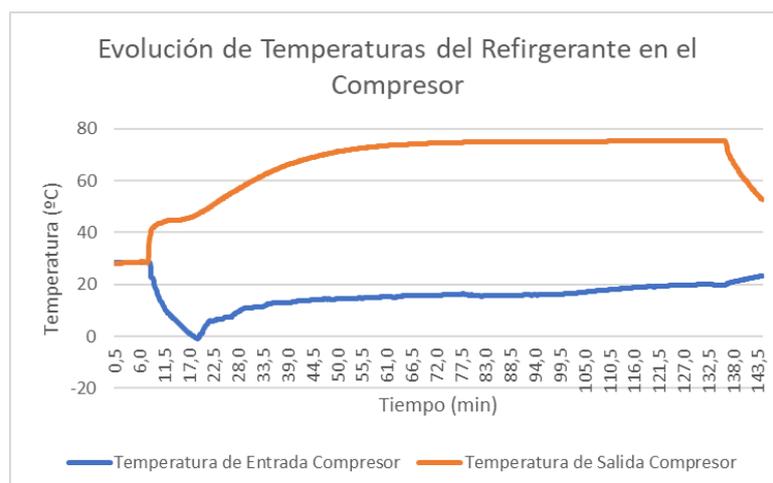


Figura 15: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el compresor. Ensayo 2.

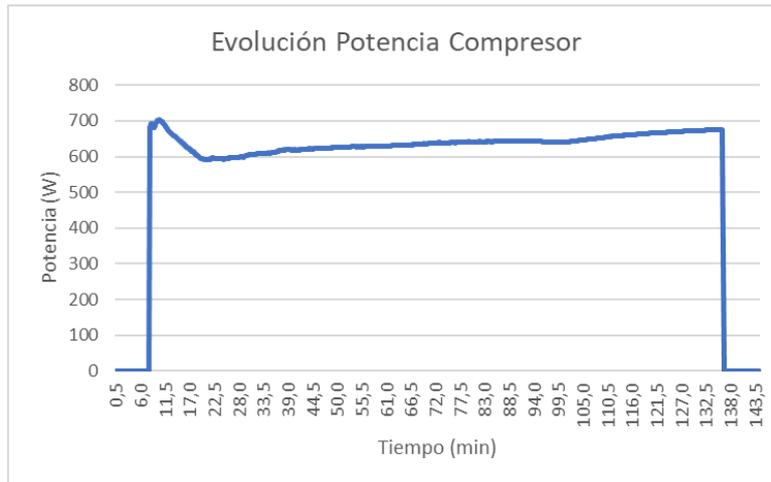


Figura 16: Evolución de la potencia del compresor. Ensayo 2.

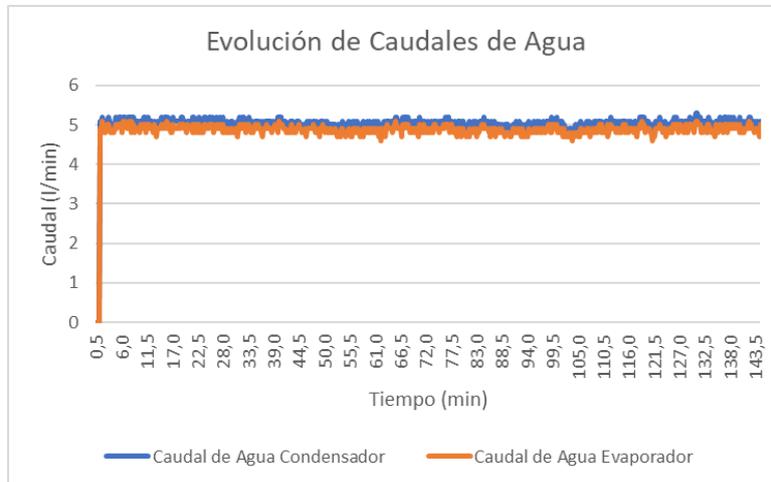


Figura 17: Evolución de los caudales de agua. Ensayo 2.

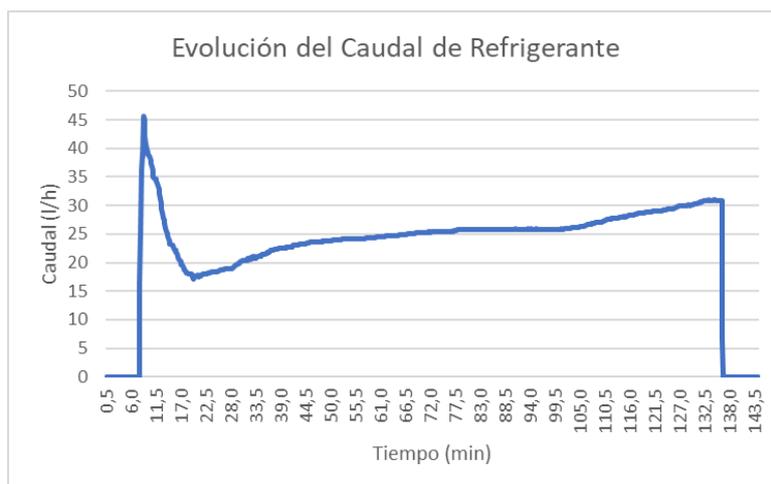


Figura 18: Evolución del caudal del refrigerante. Ensayo 2.

### ANEXO 2: Ensayo 3.

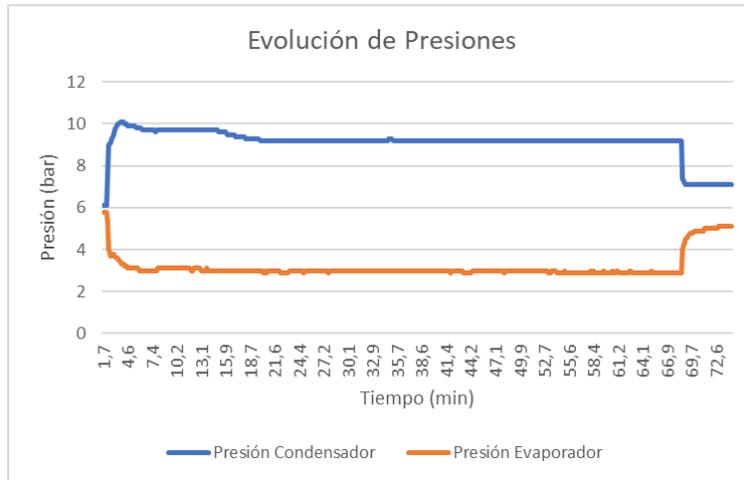


Figura 19: Evolución de las presiones en el condensador y el evaporador. Ensayo 3.

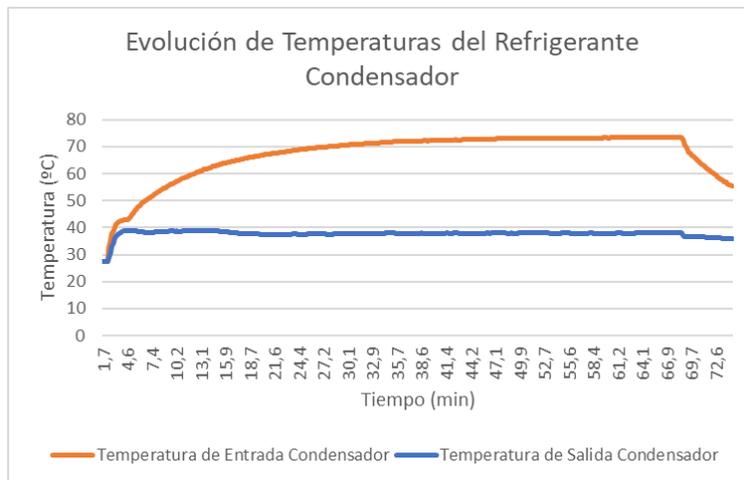


Figura 20: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el condensador. Ensayo 3.

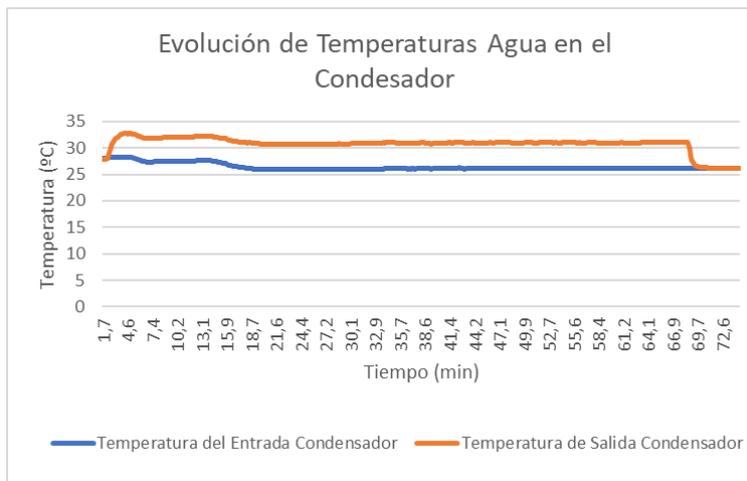


Figura 21: Evolución de las temperaturas del agua en el condensador. Ensayo 3.

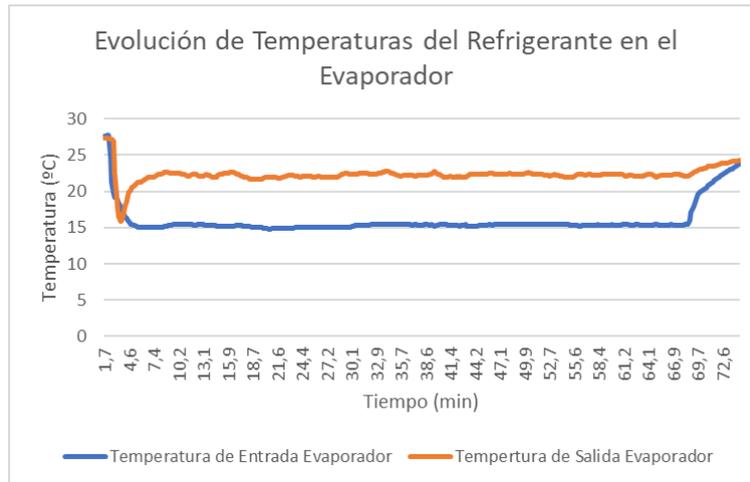


Figura 22: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el evaporador. Ensayo 3.

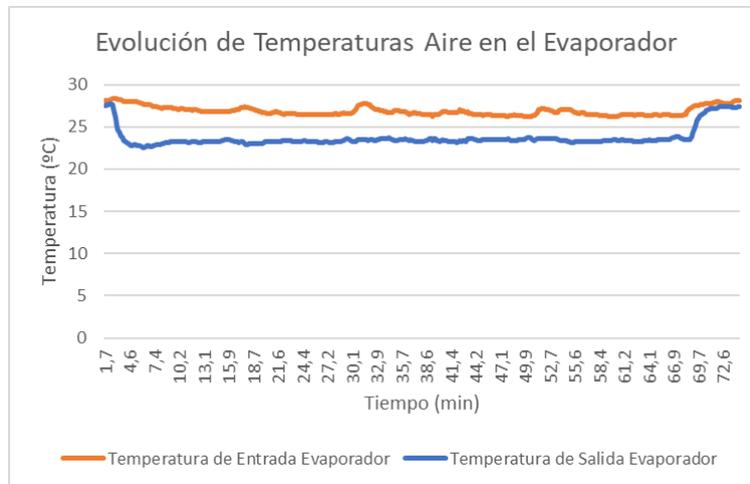


Figura 23: Evolución de las temperaturas del aire en el evaporador. Ensayo 3.

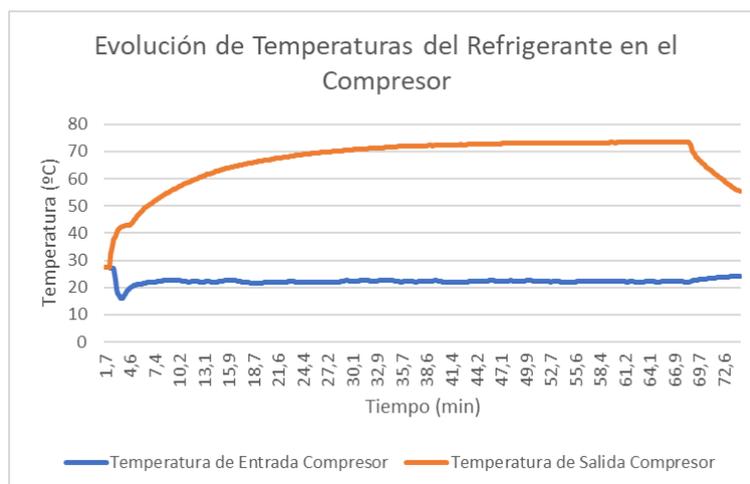


Figura 24: Evolución de las temperaturas del refrigerante en el compresor. Ensayo 3.

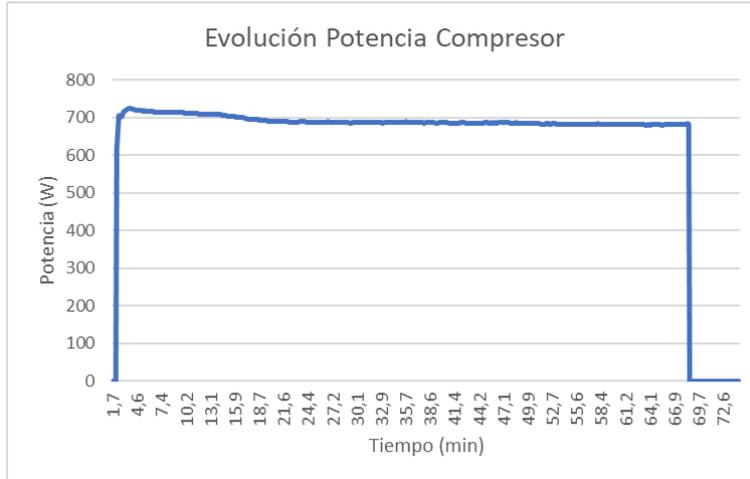


Figura 25: Evolución de la potencia del compresor. Ensayo 3.

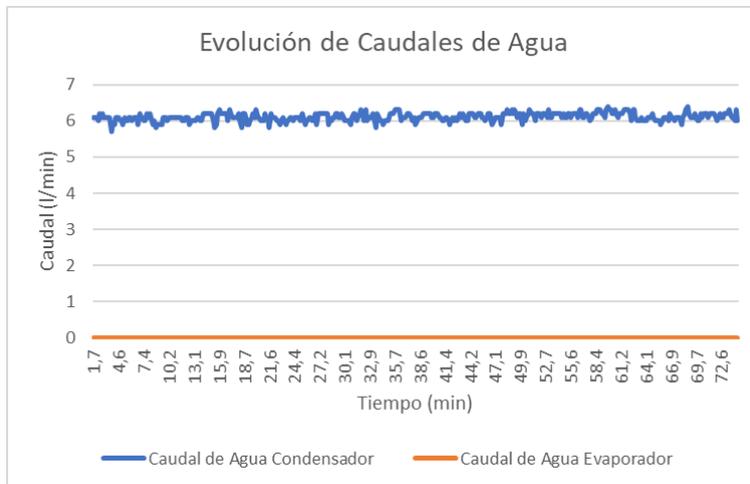


Figura 26: Evolución de los caudales de agua. Ensayo 3.

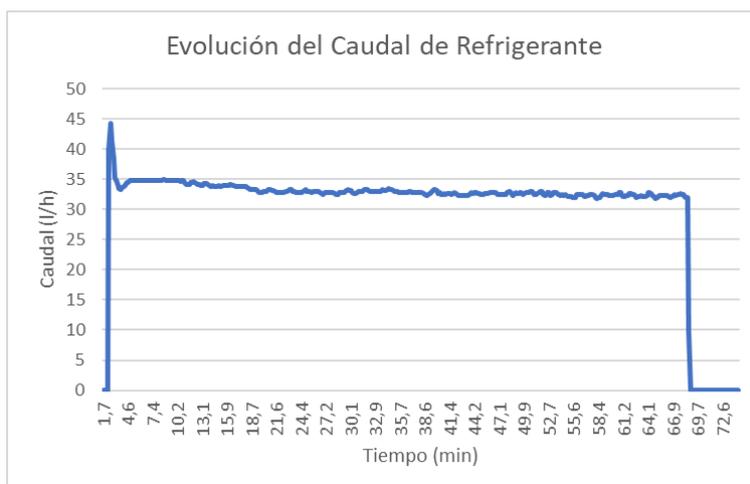


Figura 27: Evolución del caudal del refrigerante. Ensayo 3.