

Universidad de La Laguna

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Sección de Náutica, Máquinas y Radioelectrónica Naval

**Trabajo de Fin de Grado
de Tecnologías Marinas**

**Optimización de la demanda eléctrica de una
instalación frigorífica: efecto del caudal de fluido
de condensación**

Presentado por

Raúl Mesa García

Santa Cruz de Tenerife, 27 de febrero de 2019

Autorización

Pedro Rivero Rodríguez, Profesor Titular de Universidad perteneciente al área de conocimiento de Construcciones Navales del Departamento de *Ingeniería Agraria, Náutica, Civil y Marítima* de la Universidad de La Laguna hace constar que:

Raúl Mesa García, ha realizado bajo mi dirección el trabajo de fin de grado titulado: Optimización de la demanda eléctrica de una instalación frigorífica: efecto del caudal de fluido de condensación.

Revisado dicho trabajo, estimo que reúne los requisitos para ser juzgado por el tribunal que le sea designado.

Para que conste a los efectos oportunos, firmo el presente documento en Santa Cruz de Tenerife, a 27 de febrero de 2019.

Fdo.: Pedro Rivero Rodríguez
-Tutor del trabajo-

Resumen

En este trabajo de fin de grado se estudia la variación de potencia eléctrica demandada por una instalación frigorífica, respecto a diferentes valores del caudal de fluido de condensación, a partir de una hipótesis inicial con base teórica en un ciclo de compresión simple.

A partir de ella, se establece un procedimiento de cálculo, empleando como herramientas principales LibreOffice Calc y Coolpack. Se obtienen los parámetros de referencia que garantizan unos resultados lo mas fiables y coherentes posibles.

A lo largo del desarrollo del estudio, surgen una serie de limitaciones técnicas las cuales terminarán condicionando los métodos utilizados y con ello los resultados de los diferentes estudios.

Así pues, este estudio se plantea como un punto de partida en el desarrollo de un método que permita mejorar la eficiencia energética de una planta frigorífica ya existente, de manera simple y económica, interviniendo únicamente en el fluido de condensación, en este caso, agua de mar.

Abstract

In this final degree project, the variation of electric power demanded by a refrigeration installation is studied with respect to different values of the flow of condensation fluid from an initial hypothesis with a theoretical basis in a simple compression cycle.

From there, a calculation procedure is established by using LibreOffice Calc and Coolpack as main tools. The reference parameters are obtained to guarantee the most reliable and coherent results possible.

Throughout the development of the study, a series of technical limitations arise which will end up conditioning the methods used and with it the results of the different studies.

Therefore, this study is considered as a starting point in the development of a method that allows to improve the energy efficiency of an existing refrigeration plant, simply and economically, intervening only in the condensation fluid, in this case, sea water.

Índice general

Lista de figuras	XI
Lista de tablas	XIII
1. Introducción	1
2. Objetivos	3
3. Metodología	5
3.1. Alcance del estudio	5
3.2. Herramientas	9
3.2.1. LibreOffice	9
3.2.2. Macros	9
3.2.3. Coolpack	10
3.2.4. Latex	10
3.3. Procedimiento: Ejemplo fluido R-507	12
3.3.1. Estudio 1: Desarrollo del método conforme a la hipótesis inicial	12
3.3.2. Estudio 2: Manteniendo constante la temperatura de salida del agua	22
3.3.3. Estudio 3: Cálculo del mínimo caudal másico del fluido de condensación	23
4. Resultados	25
4.1. Estudio 1: Recalculando temperatura de salida del fluido 1 y temperatura de condensación	25
4.2. Estudio 2: t_1^s constante y recalculando t_c	27
4.3. Estudio 3: Mínimo caudal másico del fluido de condensación	35
5. Conclusiones	37
Anexos	41
A. Resumen cálculos del Estudio 1	41
B. Resumen cálculos del Estudio 2	47
Bibliografía	53

Índice de figuras

1.1. Sistema frigorífico del simulador MC90	2
1.2. Esquema de un diagrama de Mollier	2
3.1. Esquema básico de una instalación frigorífica	6
3.2. Condensador modelo 0116-4/65	7
3.3. Intercambio térmico a contraflujo	9
3.4. Diagrama de Mollier para R507	11
3.5. Propiedades del R507	11
3.6. Diagrama p-h R507	14
3.7. Propiedades R507 con $t_c = 40^\circ C$ y $p_c = 1879,5 kPa$	18
4.1. Est.1. w_0^c respecto \dot{m}_1	26
4.2. Est.1. P_0^v respecto \dot{m}_1	26
4.3. Est.1. w_0^{ba} respecto \dot{m}_1	27
4.4. Est.1. P_0^{ba} respecto \dot{m}_1	28
4.5. Est.1. tc respecto \dot{m}_1	28
4.6. Est.1. \dot{m}_2 respecto \dot{m}_1	29
4.7. Est.1. P_0^t respecto \dot{m}_1	29
4.8. Est.1. Comparativa de P_0^{ba} frente a P_0^c respecto \dot{m}_1	30
4.9. Est.2. Q_c respecto tc	31
4.10. Est.2. w_0^{ba} respecto \dot{m}_1	31
4.11. Est.2. tc respecto \dot{m}_1	32
4.12. Est.2. \dot{m}_2 respecto \dot{m}_1	32
4.13. Est.2. w_0^c respecto \dot{m}_1	33
4.14. Est.2. P_0^{ba} respecto \dot{m}_1	33
4.15. Est.2. P_0^c respecto \dot{m}_1	34
4.16. Est.2. P_0^t respecto \dot{m}_1	34

Índice de tablas

3.1. Características técnicas del condensador	7
3.2. Funciones para las propiedades del agua de mar	10
3.3. Parámetros prefijados del ciclo frigorífico con compresión simple	12
3.4. Propiedades fijas del fluido de condensación	13
3.5. Datos técnicos del condensador	13
3.6. Datos de partida para cada caso	13
3.7. Datos del ciclo frigorífico obtenidos del Coolpack	14
3.8. Superficies según geometría del condensador	15
3.9. Propiedades del fluido condensante a partir de macros	15
3.10. Resultados de las ecuaciones para el cálculo de las magnitudes del fluido de condensación	17
3.11. Nueva temperatura de salida y media del fluido de condensación	17
3.12. Propiedades del R507 ($t_c = 40^\circ C$; $p_c = 1879, 5kPa$)	19
3.13. Resultados de las ecuaciones para el cálculo de las magnitudes del fluido frigorígeno	20
3.14. Temperatura de salida y media del agua	22
3.15. Parámetros fijos para el Estudio 3	23
3.16. Q_c obtenido a partir del ciclo frigorífico con el Coolpack	23
4.1. Resultados del Estudio 1: Recalculando t_1^s y t_c	25
4.2. Resultados del Estudio 2: $t_1^s = 21.5^\circ C$, recalculando t_c	30
4.3. Estudio 2. Entalpías del agua respecto a \dot{m}_1	30
4.4. Cálculo de los caudales másico mínimos de agua	35
A.1. Est.1: Fluido 1	42
A.2. Est.1: Fluido 2 y t'_c	43
A.3. Est.1: Comprobación	44
A.4. Est.1: Trabajos y potencias demandadas	45
B.1. Est.2: Fluido 1	48
B.2. Est.2: Fluido 2 y t'_c	49
B.3. Est.2: Comprobación	50
B.4. Est.2: Trabajos y potencias demandadas	51

1 Introducción

La idea de este estudio está motivada por la planta frigorífica modelada en el simulador MC-90 (**fig.1.1**) de Kongsberg Maritime disponible en la Escuela de Náutica, Máquinas y Radioelectrónica Naval de la Universidad de La Laguna. Este permite regular manualmente el caudal de fluido de condensación que entra al condensador mediante una válvula de estrangulamiento así como arrancando una o las dos bombas de agua salada disponibles. Se puede apreciar la variación de potencia del motor del compresor para mantener la temperatura óptima de las cámaras a medida que se modifica el caudal.

Por tanto, desde el punto de vista de la eficiencia energética resulta interesante plantear la siguiente pregunta inicial: ¿es posible establecer una relación directa entre el caudal másico del fluido de condensación y la potencia eléctrica total consumida por la instalación, en concreto las potencias del motor del compresor y la del motor de la bomba de agua salada?

Para establecer esta hipótesis teórica de partida se comenzó con el estudio de un ciclo frigorífico de compresión simple enfocado a los efectos de la variación del caudal del fluido de condensación en el resto de parámetros del ciclo. Así es planteado un esquema básico de la instalación y su diagrama presión-entalpía característico (**fig. 1.2**). Analizándolos, se observa que al variar la temperatura de condensación también se modifica el trabajo del compresor de tal modo que al aumentar dicha temperatura, el trabajo también crece, mientras que al disminuirla el trabajo decrece.

Se puede deducir que para disminuir la temperatura de condensación y que se mantenga la misma temperatura de evaporación que garantice una potencia frigorífica (necesaria para mantener la temperatura de enfriamiento óptima con un menor trabajo de compresión) será necesario un mayor caudal de fluido de condensación.

Por consiguiente, de lo expuesto anteriormente se deduce la siguiente hipótesis inicial: Cuanto mayor sea el caudal másico del fluido de condensación, menor será el trabajo desarrollado por el compresor y por tanto su potencia eléctrica demandada. Por el contrario, se aumentará la potencia eléctrica demandada en impulsar el caudal del fluido de condensación necesario.

$$\dot{m}_a \uparrow \Rightarrow \begin{cases} w_{ba} \uparrow \Rightarrow P_{ba} \uparrow \\ w_c \downarrow \Rightarrow P_c \downarrow \end{cases}$$

$$\dot{m}_a \downarrow \Rightarrow \begin{cases} w_{ba} \downarrow \Rightarrow P_{ba} \downarrow \\ w_c \uparrow \Rightarrow P_c \uparrow \end{cases}$$

\dot{m}_a : caudal másico del fluido de condensación, kg/s

w_{ba} : trabajo de la bomba del fluido de condensación, kJ/kg

P_{ba} : potencia demandada por la bomba del fluido de condensación, kW

w_c : trabajo del compresor, kJ/kg

P_c : potencia demandada por el compresor, kW

Esta hipótesis conduce a la siguiente pregunta de la que parte este trabajo fin de grado: **¿Cómo afectará todo ello a la potencia eléctrica total demandada por la instalación?**

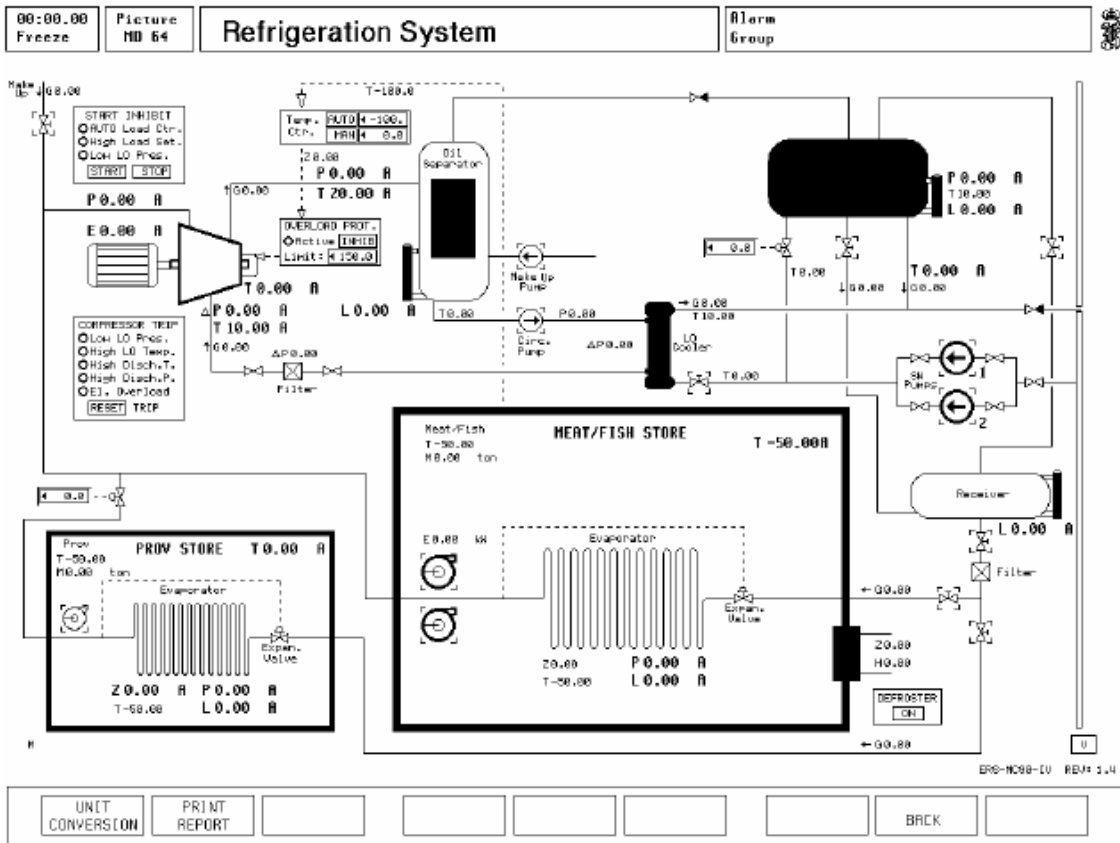


Figura 1.1: Sistema frigorífico del simulador MC90

Fuente: Manual de operación del simulador MC90

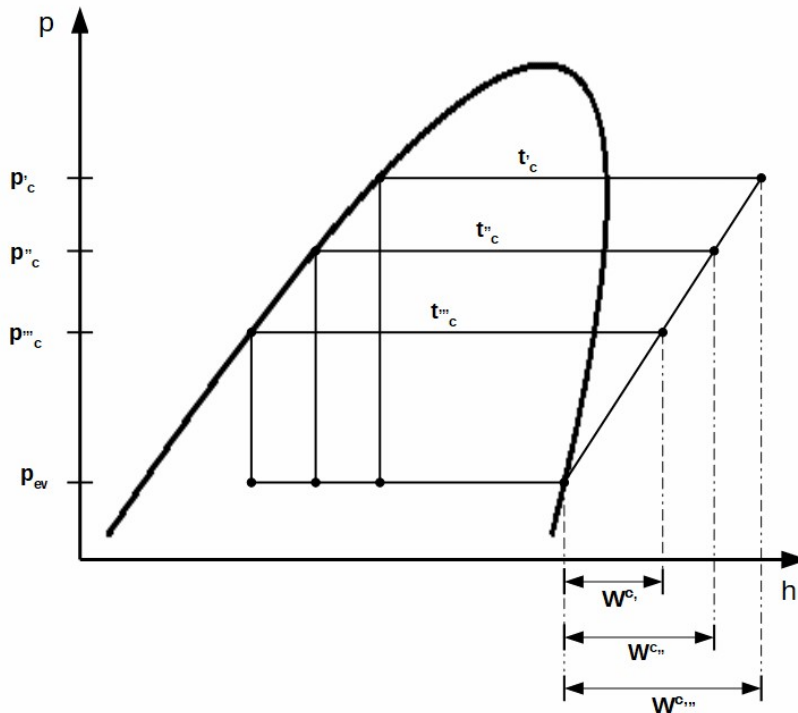


Figura 1.2: Esquema de un diagrama de Mollier

Fuente: Realización propia

2 Objetivos

- Estudiar los efectos de la variación del caudal másico del fluido de refrigeración del condensador sobre otros parámetros de un ciclo frigorífico.
- Probar la expresión que permita relacionar la variación del caudal másico del fluido de condensación con la potencia eléctrica demandada.
- Estudiar los consumos energéticos de la planta a distintos valores de dicho caudal.
- Comprobar que se cumple lo establecido en la hipótesis inicial.
- Establecer una mejora de la eficiencia energética de una instalación frigorífica a través de la modificación del caudal del fluido de condensación, el cual interfiere en los elementos de mayor consumo energético de la planta (compresor y bomba de agua de refrigeración).

3 Metodología

3.1 Alcance del estudio

Dadas las dificultades para la obtención de los parámetros en una instalación real y con la intención de simplificar el desarrollo, se optó por basar el estudio en un ciclo teórico básico de compresión simple.

Esto supone que:

- No se tendrá en cuenta las pérdidas de carga de la instalación.
- De cara al ciclo frigorífico, no se contará con las pérdidas de presión y de calor o su aportación, en tuberías, condensador, evaporador, etc. Es decir, se tratará de una compresión ideal.
- A la hora de determinar la potencia consumida, se limitará a las potencias indicadas de la bomba de agua y del compresor ya que no se dispone de los datos técnicos de los motores eléctricos. Quedando la potencia total como:

$$P_0^t = P_0^c + P_0^{ba} \quad (3.1)$$

P_0^t : potencia mecánica total, kW

P_0^c : potencia mecánica del compresor, kW

P_0^{ba} : potencia mecánica de la bomba de agua, kW

Dado que el objetivo radica en el estudio de los efectos del caudal másico del fluido de condensación, en este caso agua de mar, la atención se ha de centrar en el balance del compresor y del condensador, ya que para mantener una potencia frigorífica fija, con distintos valores del caudal de agua variará el trabajo del compresor.

Esto último, afectará al caudal del fluido frigorígeno por lo que las condiciones del intercambio de calor en el condensador variarán con el caudal y con ello las propiedades de ambos fluidos para cada caso. En este sentido, toma un valor añadido las características físicas del condensador para el desarrollo del trabajo, ya que estas permanecen invariables y, por tanto, su balance térmico.

En el esquema de la instalación (**fig. 3.1**), se observa que la mayoría de los parámetros principales que interesan se concentran en torno al condensador y al compresor. Por tanto, para simplificar se supondrá una potencia frigorífica constante, Q_0 , ya que se trata de estudiar la optimización energética de una instalación ya existente la cual ha de enfriar a una determinada temperatura y, por tanto, una temperatura de evaporación, t_{ev} , constante del ciclo, en función de la variación del caudal másico del fluido de condensación, \dot{m}_a , entendiendo este último como única variable manipulable.

Ahora bien, centrandó la atención en el balance termodinámico del condensador, puesto que en él confluyen los dos fluidos del sistema, se obtienen las siguientes expresiones:

$$Q_c = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot (t_a^s - t_a^e) \quad (3.2)$$

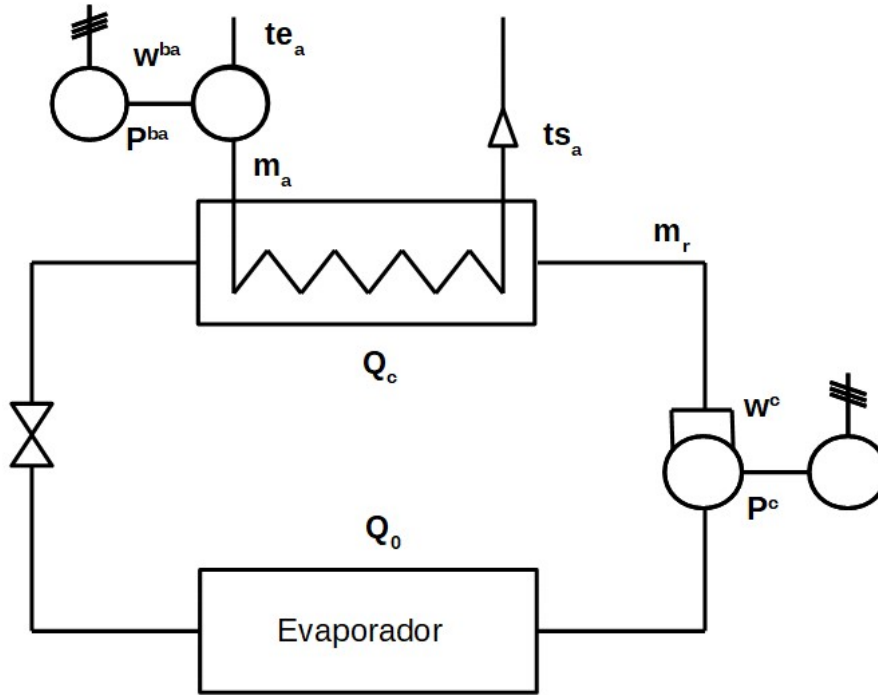


Figura 3.1: Esquema básico de una instalación frigorífica
Fuente: Realización propia

Q_c : potencia térmica disipada por el condensador, kW
 \dot{m}_a : caudal másico del fluido de condensación, kg/s
 cp_a : calor específico del fluido de condensación, $kJ/kg^\circ C$
 t_a^e : temperatura de entrada al condensador del fluido de condensación, $^\circ C$
 t_a^s : temperatura de salida del condensador del fluido de condensación, $^\circ C$

$$Q_c = U \cdot A \cdot \theta_m \quad (3.3)$$

Q_c : potencia térmica disipada por el condensador, kW
 U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2^\circ C$
 θ_m : temperatura media logarítmica del condensador, $^\circ C$
 A : superficie de transmisión térmica del condensador, m^2

Para el caso actual se ha elegido un condensador de características técnicas conocidas (**tab. 3.1**) sobre el que se basará el resto de la instalación y de parámetros fijos. Este se trata del intercambiador modelo 0116-4/65 de INTERGASA S.L. (**fig. 3.2**) de tipo marino a contra-corriente multitubular. Diseñado para emplear agua de mar como fluido de condensación y R507 como frigorígeno.

En el caso de la ecuación **3.3**, esta presenta dos variables destacables:

- Coeficiente global de transmisión térmica, U . [6]

Pudiendo definirse como la cantidad de calor transmitida entre dos fluidos separados por una pared, por unidad de superficie y grado de diferencia de temperatura, haciendo referencia a la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \frac{d_1}{d_2}} + \frac{e}{\lambda_{const.}} \cdot \frac{dm}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.4)$$

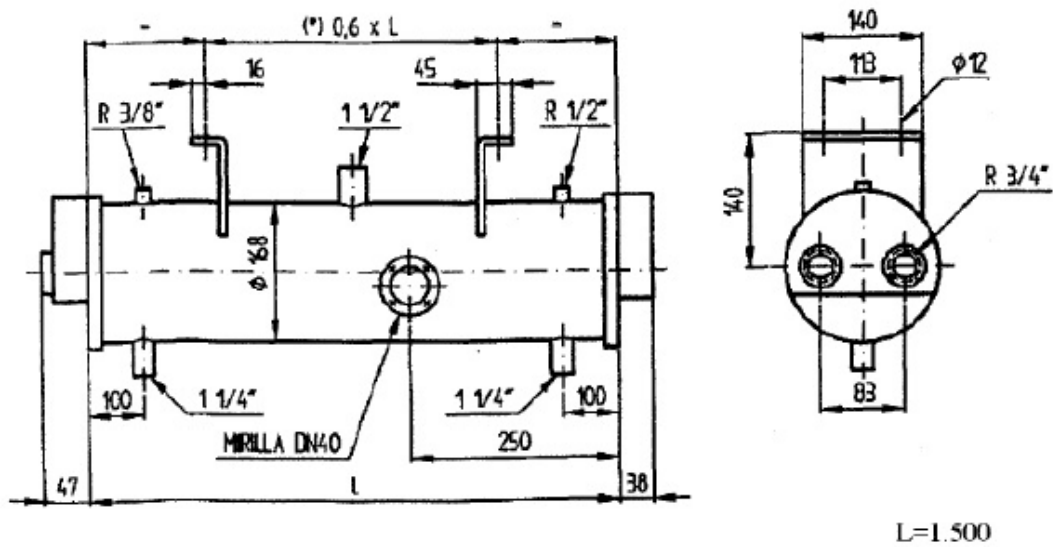


Figura 3.2: Condensador modelo 0116-4/65

Fuente: [2]

Tabla 3.1: Características técnicas del condensador

Longitud del condensador	1,5 m
Diámetro interior de la carcasa	0,14 m
Diámetro interior de los tubos	0,0165 m
Diámetro exterior de los tubos	0,01905 m
Superficie de los tubos aleteados	0,2173 m ² /m
Número de tubos	4
Número de pasos por tubo	4
Coefficiente de transmisión térmica	0,6 kW/m ² °C
DTML	6,4 °C
Material de los tubos	Constantán

Fuente: [2]

U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2\text{°C}$
 α_1 : coeficiente de transmisión térmica del fluido de condensación
 α_2 : coeficiente de transmisión térmica del fluido frigorígeno
 d_1 : diámetro interno de los tubos del condensador, m
 d_2 : diámetro exterior de los tubos del condensador, m
 e : espesor de los tubos del condensador, m
 $\lambda_{const.}$: coeficiente de transmisión térmica del material de los tubos, $W/m\text{°C}$
 d_m : diámetro medio de los tubos del condensador, m

Donde:

$$\alpha = f(Nu; \lambda; d) \rightarrow Nu = f(Re; Pr) \rightarrow Re = f(\omega; d; \nu)$$

α : coeficiente de transmisión térmica del fluido
 ν : viscosidad cinemática del fluido, m^2/s
 λ : coeficiente de conductibilidad térmica del material, $W/m\text{°C}$
 Re : número de Reynolds del fluido
 Pr : número de Prandtl del fluido
 ω : velocidad del fluido, m/s
 d : diámetro de los tubos del condensador, m^2
 ν : viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Debido a que Re está influenciado por la velocidad del fluido, y esta a su vez por el caudal, al mantener fijas las características físicas de los componentes de la instalación, implica que U varía con el caudal, \dot{m}_a .

- Temperatura media logarítmica del condensador o DTML, θ_m .

El DTML determina la diferencia media de temperaturas de los dos fluidos a lo largo del intercambiador. En un condensador se encuentran tres zonas[6]:

- Zona 1: enfriamiento (sin cambio de estado, calor sensible)
- Zona 2: condensación (cambio de estado, calor latente)
- Zona 3: subenfriamiento (sin cambio de estado, calor sensible)

Dado que el calor evacuado en las zonas 1 y 3 es pequeño en relación con la zona 2, se considera que todo el calor se intercambia como calor latente en la zona 2. Quedando θ_m :

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} \quad (3.5)$$

θ_m : temperatura media logarítmica del condensador, °C
 θ_1 : Diferencia de temperaturas a la entrada del intercambiador, °C
 θ_2 : Diferencia de temperaturas a la salida del intercambiador, °C

$$\theta_1 = t_c - t_1^e \quad (3.6)$$

t_c : temperatura de condensación, °C
 t_1^e : temperatura de entrada del agua, °C

$$\theta_2 = t_c - t_1^s \quad (3.7)$$

t_c : temperatura de condensación, °C
 t_1^s : temperatura de salida del agua, °C

Puesto que se trata de un condensador de flujo cruzado, se ha de aplicar una corrección a la temperatura media con flujo cruzado [4] :

$$\theta_{m_cruz} = \varepsilon \cdot \theta_{m_cont} \quad (3.8)$$

$\theta_{m_cruz} = \theta_m$: temperatura media logarítmica con flujo cruzado, °C
 θ_{m_cont} : temperatura media logarítmica a contra flujo, °C
 ε : coeficiente de corrección de temperatura

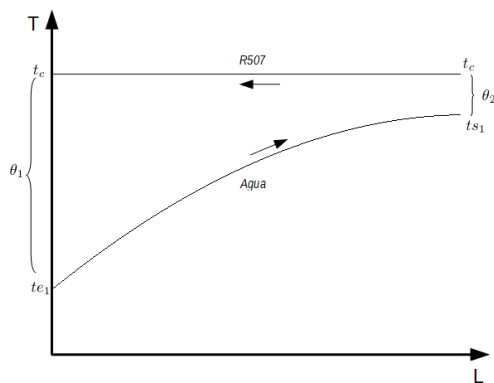


Figura 3.3: Intercambio térmico a contraflujo
Fuente: Realización propia

3.2 Herramientas

3.2.1 LibreOffice

LibreOffice es un paquete de software libre y código abierto desarrollado por The Document Foundation, el cual consta de un procesador de texto, un editor de hojas de cálculo, un gestor de presentaciones, un gestor de bases de datos, un editor de gráficos vectoriales y un editor de fórmulas matemáticas.

Concretamente se ha utilizado LibreOffice Calc, es decir, el editor de hojas de cálculo, fundamental para llevar acabo todos los cálculos de manera sencilla y rápida, ya que permite manipular datos numéricos y alfanuméricos mediante tablas. A su vez, cuenta con la ventaja de disponer de una amplia variedad de extensiones.

También se ha utilizado el Libre Office Draw, editor de gráficos vectoriales para la realización de distintos esquemas.

3.2.2 Macros

Una macro consiste en un conjunto de instrucciones las cuales se repiten secuencialmente enfocadas a realizar tareas repetitivas. Se escriben en un lenguaje computacional conocido como Visual Basic for Applications (VBA) lo que permite acceder a todas las funcionalidades de LibreOffice Calc consiguiendo ampliar la funcionalidad del programa.

Han tenido un papel importante, tanto como apoyo en la realización de los cálculos, como a la hora de redactar este trabajo en Latex, dos bibliotecas de macros:

- Macros para el cálculo de las propiedades termofísicas del agua de mar. [1]

Se trata de una biblioteca de macros para obtener las propiedades termofísicas del agua de mar en función de tres variables: temperatura, presión y salinidad.

Desarrolladas por el MIT para obtener las propiedades necesarias en el diseño de procesos de desalinización térmica y por membranas, las cuales han resultado de gran ayuda para obtener de manera rápida las propiedades del fluido de condensación, facilitando en gran medida el procedimiento de cálculo.

Las propiedades que permite calcular son las recogidas en la **tabla 3.2**:

- Calc2LaTeX

Se trata de una macro que permite convertir tablas generadas en LibreOffice Calc a Latex de manera fácil y rápida, ahorrando mucho tiempo para no tener que crearlas de nuevo en el editor de Latex introduciendo cada dato uno a uno.

Tabla 3.2: Funciones para las propiedades del agua de mar

Property	Unit	Temperature, T °C	Salinity, S g/kg	Pressure, P MPa	Function name
Boiling point elevation	<i>K</i>	0 - 200	0 - 120	<i>P0</i>	SW_BPE(T, S)
Chemical potential of salts in seawater	<i>J/kg</i>	10 - 80	0.1 - 120	0 - 12	ChemPot_S(T, S, P)
Chemical potential of water in seawater	<i>J/kg</i>	10 - 80	0 - 120	0 - 12	ChemPot_W(T, S, P)
Density	<i>kg/m³</i>	0 - 180	0 - 150	0 - 12	SW_Density(T, S, P)
Dynamic viscosity	<i>kg/ms</i>	0 - 180	0 - 150	<i>P0</i>	SW_Viscosity(T, S)
Isobaric expansivity of seawater	<i>1/K</i>	10 - 180	0 - 150	0 - 12	SW_IsobExp(T, S, P)
Isothermal compressibility of seawater	<i>1/MPa</i>	10 - 180	0 - 160	0 - 12	SW_IsothComp(T, S, P)
Kinematic viscosity	<i>m²/s</i>	0 - 180	0 - 150	<i>P0</i>	SW_Kviscosity(T, S)
Latent heat of vaporization	<i>J/kg</i>	0 - 200	0 - 240	<i>P0</i>	SW_LatentHeat(T, S)
Osmotic coefficient		0 - 200	0 - 120	<i>P0</i>	SW_OsmCoeff(T, S)
Osmotic pressure	<i>Mpa</i>	0 - 200	0 - 120		SW_OsmPress(T, S)
Prandtl number		0 - 180	0 - 150	<i>P0</i>	SW_Prandtl(T, S)
Specific enthalpy	<i>J/kg</i>	10 - 120	0 - 120	0 - 12	SW_Enthalpy(T, S, P)
Specific entropy	<i>J/kgK</i>	10 - 120	0 - 120	0 - 12	SW_Entropy(T, S, P)
Specific flow exergy	<i>J/kg</i>	10 - 80	0 - 120	0 - 12	SW_FlowExergy(T, S, P, Tds, Sds, Pds)*
Specific Gibbs energy	<i>J/kg</i>	10 - 120	0 - 120	0 - 12	SW_Gibbs(T, S, P)
Specific heat capacity	<i>J/kgK</i>	0 - 180	0 - 180	0 - 12	SW_SpcHeat(T, S, P)
Specific internal energy	<i>J/kg</i>	10 - 120	0 - 120	0 - 12	SW_IntEnergy(T, S, P)
Specific volume	<i>m³/kg</i>	0 - 180	0 - 150	0 - 12	SW_Volume(T, S, P)
Surface tension	<i>mN/m</i>	0 - 100	0 - 131	<i>P0</i>	SW_SurfaceTension(T, S)
Thermal conductivity	<i>W/mK</i>	0 - 180	0 - 160	<i>P0</i>	SW_Conductivity(T, S)
Thermal conductivity (pressure dep.)	<i>W/mK</i>	10 - 90	0 - 120	0 - 12	SW_ConductivityP(T, S, P)
Thermal diffusivity	<i>m²/s</i>	0 - 180	0 - 150	<i>P0</i>	SW_Diffusivity(T, S)
Vapor pressure	<i>Pa</i>	0 - 180	0 - 160		SW_Psat(T, S)

*Tds, Sds, and Pds are the dead state temperature, salinity, and pressure.
The default values are Tds = 25 °C, Sds = 35 g/kg, and Pds = 0.101325 MPa

Fuente: [1]

3.2.3 Coolpack

Coolpack, desarrollado por la sección de ingeniería de energía de la Universidad Técnica de Dinamarca (DTU), se trata de una herramienta de simulación para sistemas de refrigeración el cual dispone de una colección de modelos con un propósito determinado, como pueden ser:

- Análisis de ciclos de una y dos etapas.
- Dimensionamiento de sistemas.
- Cálculo de componentes.
- Análisis de las condiciones de operación.
- Cálculo de las propiedades de refrigerantes.

Concretamente se ha utilizado este programa ya que permite obtener el diagrama de Mollier (Presión-Entalpía) del fluido frigorígeno que interesa, (fig. 3.4) dejando a su vez trazar un ciclo en el propio diagrama mediante la introducción de datos como la temperatura de condensación y evaporación. Ofrece una gran variedad de datos informativos relevantes a la hora de, en este caso, obtener determinados valores para los cálculos como son: presión condensación, potencia de condensación, trabajo de compresión, etc.

Por otro lado, ha resultado de gran ayuda uno de sus programas, el cual permite obtener las propiedades de un fluido introduciendo dos datos obtenidos gracias al ciclo dibujado previamente sobre el diagrama Mollier: la temperatura y presión de condensación. (fig. 3.5)

3.2.4 Latex

Es la herramienta de composición de texto utilizada para este trabajo fin de grado. Consiste en un editor de texto para la creación de documentos con una alta calidad tipográfica empleada especialmente en el campo científico. En concreto consta de dos partes: por un lado el editor de texto, en este caso se ha utilizado el TeXStudio; por otro lado el compilador MiKTeX.

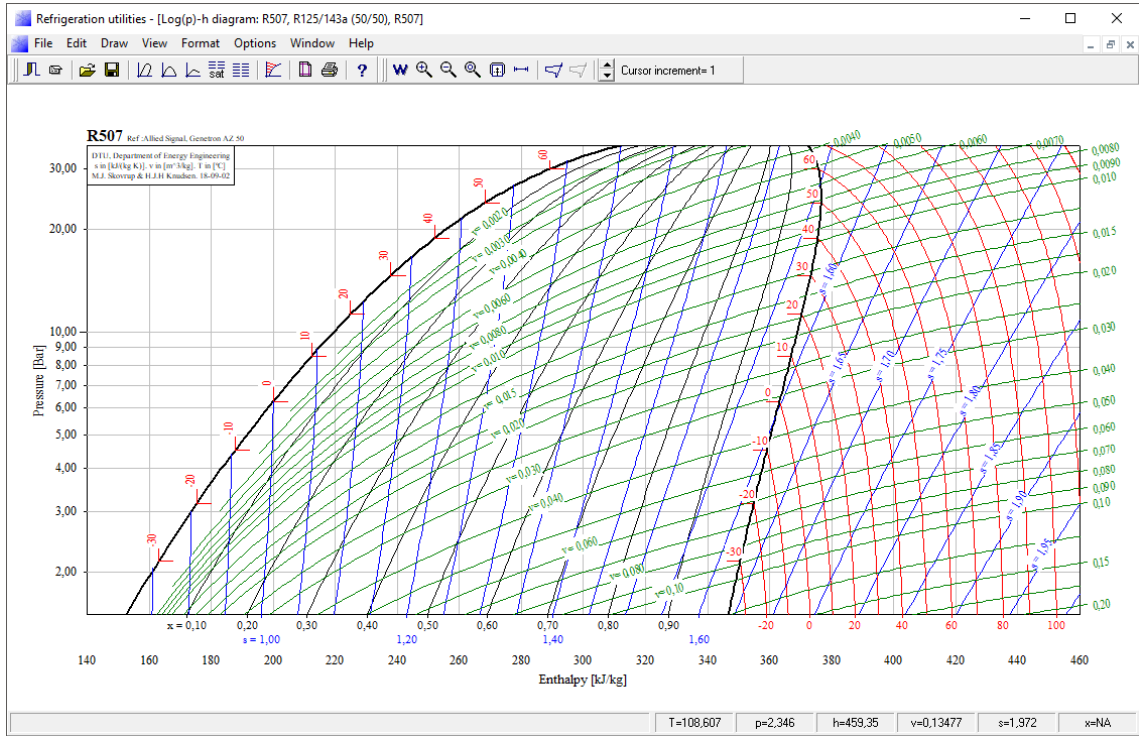


Figura 3.4: Diagrama de Mollier para R507
Fuente: Coolpack

CoolPack

REFRIGERANTS

> THERMODYNAMICAL AND THERMOPHYSICAL (TRANSPORT) PROPERTIES

Calculate

Save inputs

Load inputs

Help

Print

REFRIGERANT
R507A

TEMPERATURE
T [°C]: 30,00

PRESSURE
p [kPa]: 1465,30

STATE: Subcooled liquid, $\Delta T_{SC} = 0,0$ [K]

Calculate transport properties? Yes

THERMODYNAMIC PROPERTIES

Temperature: 30,00 [°C]
Pressure: 1465,30 [kPa]
Specific enthalpy: 93,98 [kJ/kg]
Density: 1021 [kg/m³]
Specific volume: 9,791E-04 [m³/kg]
Specific heat capacity: 1,485 [kJ/(kg·K)]

TRANSPORT PROPERTIES

Dynamic viscosity: 1,191E-04 [Pa·s]
Kinematic viscosity: 1,166E-07 [m²/s]
Thermal conductivity: 6,384E-02 [W/(m·K)]

LOG(p),h-DIAGRAM

T_{CRIT}: 70,74 [°C]
P_{CRIT}: 3714 [kPa]

$\Delta T_{GLIDE}: 0,00$ [K]
 $\Delta h_{EVAP}: 132,93$ [kJ/kg]

THERMODYNAMIC PROPERTIES: SATURATED FLUID		
	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Temperature [°C]	30,03	30,03
Pressure [kPa]	1465,30	1465,30
Specific enthalpy [kJ/kg]	94,02	227
Density [kg/m ³]	1021	78,4
Specific heat capacity [kJ/(kg·K)]	1,485	1,235

TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED FLUID		
	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS
Dynamic viscosity [Pa·s]	1,190E-04	1,353E-05
Kinematic viscosity [m ² /s]	1,165E-07	1,324E-08
Thermal conductivity [W/(m·K)]	6,383E-02	1,609E-02

© 1999 - 2001
Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark
Version 1.48
TOOL A.7

Figura 3.5: Propiedades del R507
Fuente: Coolpack

3.3 Procedimiento: Ejemplo fluido R-507

En este apartado se explican los métodos de cálculo empleados para los diferentes casos estudiados, así como las consideraciones establecidas a lo largo del desarrollo de los procesos. Con el fin de aclarar los pasos tomados, se expondrá el desarrollo con un ejemplo.

Teniendo la hipótesis inicial en mente, el objetivo es establecer un proceso de cálculo que permita comprobar su veracidad, así como estudiar la implicación del caudal másico del fluido de condensación en la eficiencia energética de la instalación.

3.3.1 Estudio 1: Desarrollo del método conforme a la hipótesis inicial

En este primer estudio se pretende fijar un procedimiento de cálculo que establezca una relación entre la variación del caudal del fluido de condensación y la potencia demandada, buscando respuesta a la hipótesis inicial. Por ello, una vez establecido dicho procedimiento, se deberá variar el caudal másico del fluido de condensación para poder obtener la tendencia de la potencia demandada por la instalación respecto a los diferentes valores de caudal.

No obstante, dado que la intención con lo expuesto en este capítulo es la explicación del procedimiento de cálculo mediante un ejemplo, los cálculos aquí presentes se realizarán con un único caudal de fluido de condensación a modo de ejemplo, exponiendo en el **CAP.5** los resultados con el resto de caudales tenidos en cuenta.

3.3.1.1 Parámetros prefijados

A pesar de tener la intención de basar el estudio en una instalación real, esta idea tuvo que ser descartada debido a las complicaciones presentes en lo relativo a la toma de los parámetros necesarios para realizar los cálculos, por tanto, se optó por establecer unos datos de partida (**tab. 3.3**) (**tab. 3.4**) (**tab. 3.5**).

Consideraciones tomadas a la hora de establecer los datos de partida:

- Ciclo frigorífico de compresión simple.
- Fluido frigorígeno, f_2 : R507.
- Fluido de condensación, f_1 : Agua de mar.
- La potencia frigorífica, Q_0 , invariable. Es decir, se ha de mantener Q_0 constante para cada caso de estudio, ya que lo que interesa es ver lo sucedido con la potencia eléctrica de la bomba de agua y del compresor, garantizando una temperatura óptima dentro de la cámara, lo que implica la variación de la potencia térmica de condensación, Q_c .
- Temperatura de evaporación, t_{ev} , constante. En relación con el punto anterior, ya que para mantener la temperatura dentro de la cámara en cada caso, t_{ev} ha de ser invariable.
- Temperatura de entrada del fluido de condensación constante, t_1^e .
- Propiedades del fluido de condensación, constantes.
- Características del condensador, constantes.

Tabla 3.3: Parámetros prefijados del ciclo frigorífico con compresión simple

Parámetros ciclo frigorífico		
Refrigerante	Q_0	t_{ev}
R507	15 kW	-25 °C

Tabla 3.4: Propiedades fijas del fluido de condensación

Propiedades del fluido de condensación					
Fluido	t_1^e	Salinidad	p_1^e	p_1^s	\dot{V}_1^*
Agua de mar	20 °C	35	0,1 MPa	0,4 MPa	5,5 m ³ /h

Tabla 3.5: Datos técnicos del condensador

Datos del condensador		
Coefficiente de transmisión térmica material tubos	$\lambda_{const.}$	19,5 W/m ² °C
Diámetro interior de los tubos	d_1	0,0165 m
Diámetro exterior de los tubos	d_2	0,01905 m
Diámetro medio	d_m	0,01774 m
Diámetro interior de la carcasa	D_{int}	0,14 m
Espesor de los tubos	e	0,00145 m
Longitud de los tubos	l	1,5 m
Número total de tubos intersección	n	16 tubos
Número de tubos por paso	m	4 tubos
Relación Superficie/Longitud de los tubos aleteados	A/l	0,2173 m ² /m

Fuente: [2]

3.3.1.2 Datos de partida

Se establecen los datos de partida necesarios para comenzar con los cálculos. Estos serán los datos iniciales para cada caso de este primer estudio. A medida que se repita el proceso estos valores se irán afinando, hasta que la variación de estos sea mínima en cada iteración (**tab. 3.6**).

Tabla 3.6: Datos de partida para cada caso

Datos de partida		
Temperatura media f_1	t_1^m	21 °C
Temperatura de condensación	t_c	40 °C

3.3.1.3 Diagrama p-h y datos del ciclo

Una vez establecida la temperatura de condensación y evaporación junto con la potencia frigorífica, se obtiene con la herramienta Coolpack el diagrama Log(P)-h (**fig. 3.6**). A partir de él, obtenemos la potencia de condensación, Q_c ; caudal másico del fluido frigorígeno, \dot{m}_2 ; el trabajo de compresión, w_{0c} ; y la presión de condensación, p_c ; (**tab. 3.7**).

3.3.1.4 Cálculo de las superficies de intercambio de calor según la geometría del condensador

En este apartado hay tres áreas a calcular:

- Área total de transferencia de calor de los tubos aleteados, $A_{t.a}$.

Al tratarse de tubos aleteados hay que tener en cuenta la superficie de las aletas. Esta viene especificada en los datos técnicos del condensador como: $A/l = 0,2173 \text{ m}^2/\text{m}$; es decir, la superficie de aletas es de $0,2173 \text{ m}^2$ por cada metro lineal de tubo.

Por tanto:

$$A_{t.a} = n \cdot l \cdot A/l_{t.a} \quad (3.9)$$

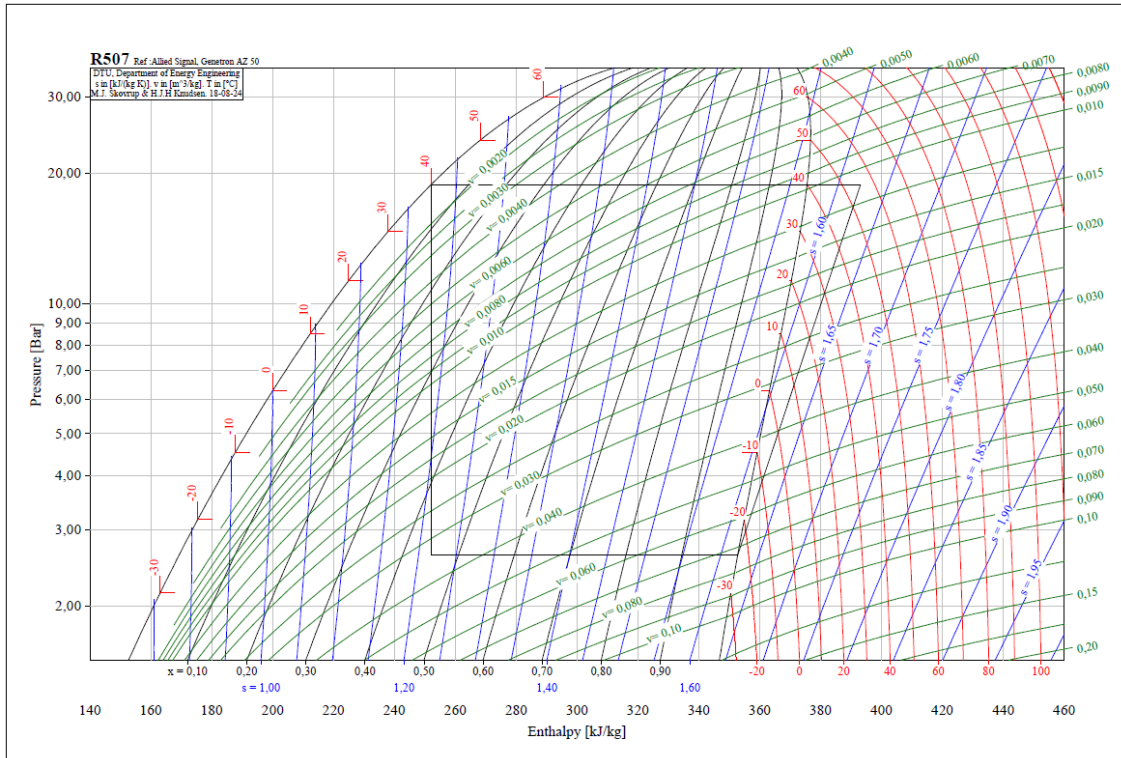


Figura 3.6: Diagrama p-h R507
 Fuente: Elaboración propia mediante Coolpack

Tabla 3.7: Datos del ciclo frigorífico obtenidos del Coolpack

Datos ciclo frigorífico-Coolpack			
Q_c	\dot{m}_2	w_0^c	p_c
21.012 kW	0,14899 kg/s	40.348 kJ/kg	1879,5 kPa

$A_{t,a}$: área de los tubos aleteados del condensador, m^2
 n : número total de tubos
 l : longitud de los tubos, m
 $A/l_{t,a}$: área total de aletas por metro lineal de tubo, m^2/m

- Área de paso del agua de mar, Ap_1 .

Para el cálculo del área de paso del agua de mar, se ha de tomar en cuenta el diámetro interior de los tubos.

$$Ap_1 = (\pi/4)(m \cdot d_1^2) \quad (3.10)$$

Ap_1 : Área de paso f_1 , m^2
 m : número de tubos por paso
 d_1 : diámetro interior de los tubos, m

- Área de paso del fluido frigorígeno, Ap_2 .

A diferencia del caso anterior, ahora se han de tener en cuenta el diámetro interno de la carcasa y el exterior de los tubos.

$$Ap_2 = (\pi/4)(D_{int}^2 - n \cdot d_2^2) \quad (3.11)$$

Ap_2 : Área de paso f_2 , m^2
 D_{int} : diámetro interno de la carcasa, m
 d_2 : diámetro exterior de los tubos, m
 n : número total de tubos en la intersección

Tabla 3.8: Superficies según geometría del condensador

Superficies de intercambio del condensador		
$A_{t,a}$	Ap_1	Ap_2
5,2152 m^2	0,000855 m^2	0,01083 m^2

3.3.1.5 Propiedades del fluido de condensación

Para obtener las propiedades del agua de mar se han empleado las macros del MIT mencionadas anteriormente. Estas facilitan bastante la labor de obtener los datos necesarios para los cálculos en función de la $t_1^{m'}$, *Salinidad*, p_1^e , p_1^s (**tab. 3.4**); para el caso de las entropías las t_1^e (**tab. 3.4**), $t_1^{s'}$ (**tab. 3.11**).

Tabla 3.9: Propiedades del fluido condensante a partir de macros

Propiedades del fluido condensante				
Viscosidad cinemática f_1	ν_1	sw_kviscosity(tm_1 ; <i>salinidad</i>)	1.02591E-06	m^2/s
Conductibilidad f_1	λ_1	sw_conductivity(tm_1 ; <i>salinidad</i>)	0,60308	$W/m^\circ C$
Número de Prandtl f_1	Pr_1	sw_prandtl(tm_1 ; <i>salinidad</i>)	6,97121	
Densidad f_1	ρ_1	sw_density(tm_1 ; <i>salinidad</i> ; ps_1)	1024,81078	kg/m^3
Calor específico f_1	cp_1	sw_spheat(tm_1 ; <i>salinidad</i> ; ps_1)/1000	3,99859	$kJ/kg^\circ C$
Entalpía agua de mar a la entrada f_1	h_1^e	sw_enthalpy(te_1 ; <i>salinidad</i> ; ps_1)/1000	79,83348	kJ/kg
Entalpía agua de mar a la salida f_1	h_1^s	sw_enthalpy(ts_1 ; <i>salinidad</i> ; ps_1)/1000	82,16312	kJ/kg

3.3.1.6 Cálculo de las magnitudes del fluido de condensación

Entendiendo por magnitudes del agua de mar los siguientes valores: caudal másico, velocidad, número de Reynolds, número de Nusselt y α ; se procede a su cálculo empleando los datos del apartado anterior (**tab. 3.9**).

- Caudal másico del fluido de condensación, \dot{m}_1

$$\dot{m}_1 = (V_1 \cdot \rho_1)/3600 \quad (3.12)$$

\dot{m}_1 : caudal másico f_1 , kg/s
 V_1 : caudal volumétrico f_1 , m^3/h
 ρ_1 : densidad f_1 , kg/m^3

- Velocidad del fluido de condensación, ω_1

Al tratarse del fluido de condensación, esta velocidad será la del fluido por el interior de los tubos del condensador empleando como área: Ap_1 .

$$\omega_1 = \frac{\dot{V}_1}{Ap_1} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot Ap_1} \quad (3.13)$$

ω_1 : velocidad f_1 por el interior de los tubos del condensador, m/s
 \dot{m}_1 : caudal másico f_1 , kg/s
 Ap_1 : área de paso del interior de los tubos del condensador, m^2
 ρ_1 : densidad f_1 , kg/m^3

- Número de Reynolds, Re_1

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\nu_1} \quad (3.14)$$

Re_1 : número de Reynolds f_1
 ω_1 : velocidad f_1 por el interior de los tubos del condensador, m/s
 d_1 : diámetro interior de los tubos del condensador, m^2
 ν_1 : viscosidad cinemática f_1 , m^2/s

- Número de Nusselt, Nu_1

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \quad (3.15)$$

Nu_1 : número de Nusselt f_1
 Re_1 : número de Reynolds f_1
 Pr_1 : número de Prandtl f_1

- Coeficiente de transmisión térmica del fluido de condensación, α_1

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} \quad (3.16)$$

α_1 : coeficiente de transmisión térmica f_1 , $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 Nu_1 : número de Nusselt f_1
 λ_1 : conductividad térmica del material del tubo, $W/m \cdot ^\circ C$
 d_1 : diámetro interno de los tubos del condensador, m

En la **tabla 3.10** se muestra un resumen con los resultados de las operaciones anteriormente descritas:

Tabla 3.10: Resultados de las ecuaciones para el cálculo de las magnitudes del fluido de condensación

Resultados del cálculo de las magnitudes del fluido condensante				
\dot{m}_1	ω_1	Re_1	Nu_1	α_1
1,56568 kg/s	1,78625 m/s	28728,817	178,442	6522,097 W/m ² °C

3.3.1.7 Cálculo de la nueva temperatura de salida de agua salada

En este apartado se calcula la nueva temperatura de salida del condensador del agua de mar, $t_1^{s'}$, la cual se emplea para obtener la entalpía de salida del agua de mar, h_1^s (**tab. 3.9**); y a su vez la nueva temperatura media, $t_1^{m'}$, que se empleará para la siguiente iteración con el mismo caudal volumétrico como t_1^m .

$$t_1^{s'} = t_1^e + \left(\frac{Q_c}{\dot{m}_1 cp_1} \right) \quad (3.17)$$

$t_1^{s'}$: nueva temperatura de salida del fl, °C

t_1^e : temperatura de entrada del fl, °C

Q_c : potencia térmica disipada por el condensador, kW

cp_1 : calor específico del fl, kJ/kg°C

$$t_1^{m'} = \frac{t_1^e + t_1^{s'}}{2} \quad (3.18)$$

$t_1^{m'}$: nueva temperatura media del fl, °C

$t_1^{s'}$: nueva temperatura de salida del fl, °C

t_1^e : temperatura de entrada del fl, °C

Tabla 3.11: Nueva temperatura de salida y media del fluido de condensación

Nueva t_1^s y t_1^m del fl	
$t_1^{s'}$	$t_1^{m'}$
23,36 °C	21,68 °C

3.3.1.8 Propiedades termofísicas del fluido frigorígeno: R507

Las propiedades termofísicas del fluido frigorígeno, se obtienen a partir de una de las funciones del Coolpack (**fig. 3.7**). Por tanto, son necesarios dos datos, la temperatura de condensación, t_c (**tab. 3.6**); y la presión de condensación, p_c (**tab. 3.7**).

Examinando detenidamente la ventana de la herramienta auxiliar del Coolpack para las propiedades termofísicas de los refrigerantes, se observa que aporta dos tipos de datos: unos correspondientes al fluido sobre la línea de líquido saturado representada en el diagrama de Mollier (salida del condensador) y otros sobre la línea de gas saturado (entrada al condensador).

Por tanto, al igual que con la temperatura de agua de mar elegida para calcular sus propiedades termofísicas, la cual resulta ser la media entre la temperatura de entrada y salida, $t_1^{m'}$; se opta por realizar la media entre los datos en líquido saturado y gas saturado. (**tab. 3.12**)

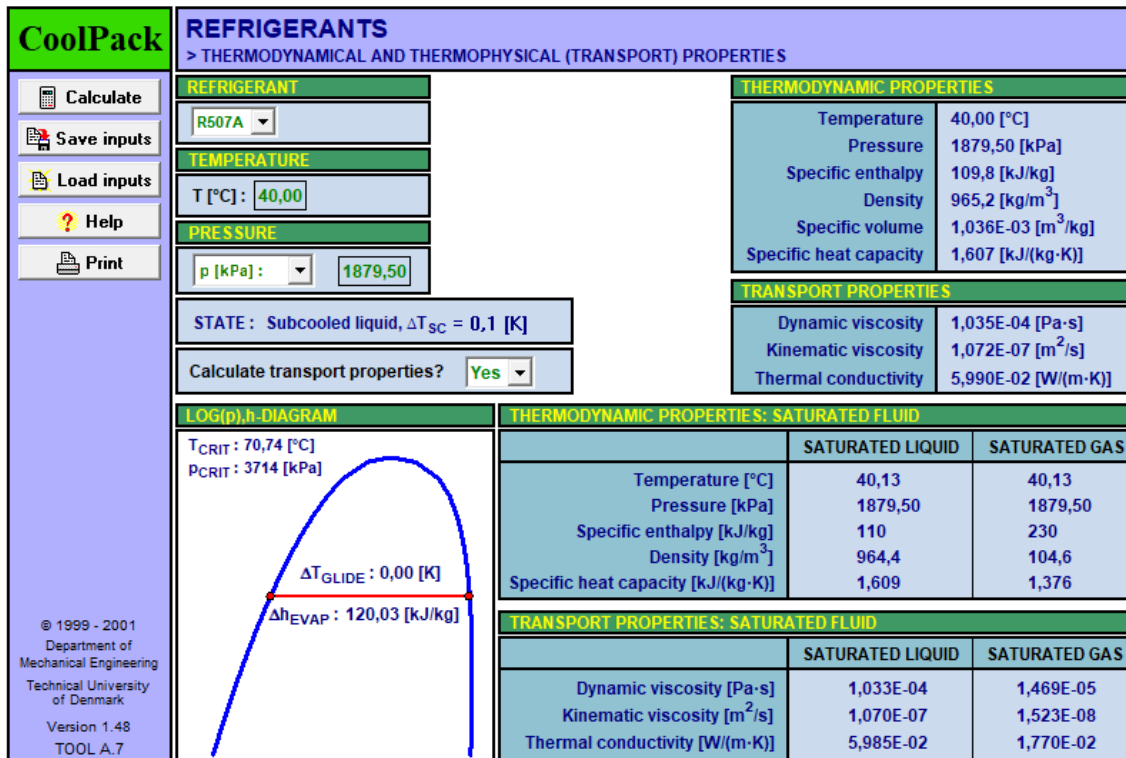


Figura 3.7: Propiedades R507 con $t_c = 40^\circ\text{C}$ y $p_c = 1879,5\text{kPa}$

Fuente: Coolpack

3.3.1.9 Cálculo de las magnitudes del fluido frigorígeno

Entendiendo por magnitudes del fluido frigorígeno, f_2 , los siguientes valores: caudal másico, velocidad, número de Reynolds, número de Prandtl, número de Nusselt y α ; se procede a su cálculo empleando los datos del apartado anterior (tab. 3.12).

- Velocidad del fluido frigorígeno, ω_2

Al tratarse del fluido frigorígeno, esta velocidad será la del fluido por el exterior de los tubos del condensador empleando como área: Ap_2 .

$$\omega_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2^m \cdot Ap_2} \quad (3.19)$$

ω_2 : velocidad f_2 por el exterior de los tubos del condensador, m/s

\dot{m}_2 : caudal másico f_2 , kg/s

Ap_2 : área de paso de f_2 por el exterior de los tubos del condensador, m^2

ρ_2^m : densidad f_2 , kg/m^3

- Número de Reynolds, Re_2

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_2^m} \quad (3.20)$$

Re_2 : número de Reynolds f_2

ω_2 : velocidad f_2 por el exterior de los tubos del condensador, m/s

d_2 : diámetro exterior de los tubos del condensador, m^2

ν_2^m : viscosidad cinemática f_2 , m^2/s

Tabla 3.12: Propiedades del R507 ($t_c = 40^\circ C$; $p_c = 1879,5 kPa$)

Propiedades termofísicas del fluido frigorígeno, R507			
Viscosidad cinemática líquido saturado	ν_2^L	1,07E-07	m^2/s
Viscosidad cinemática gas saturado	ν_2^G	1,523E-08	m^2/s
Viscosidad cinemática media f_2	ν_2^m	6,112E-08	m^2/s
Conductibilidad líquido saturado	λ_2^L	0,05985	$W/m^\circ C$
Conductibilidad gas saturado	λ_2^G	0,01770	$W/m^\circ C$
Conductibilidad media f_2	λ_2^m	0,03878	$W/m^\circ C$
Calor específico líquido saturado	cp_2^L	1,609	$kJ/kg^\circ C$
Calor específico gas saturado	cp_2^G	1,376	$kJ/kg^\circ C$
Calor específico medio f_2	cp_2^m	1,493	$kJ/kg^\circ C$
Densidad líquido saturado	ρ_2^L	964,4	kg/m^3
Densidad gas saturado	ρ_2^G	104,6	kg/m^3
Densidad media f_2	ρ_2^m	534,5	kg/m^3

- Número de Prandtl, Pr_2

$$Pr_2 = \frac{\nu_2^m}{\left(\frac{\lambda_2^m}{(cp_2^m \cdot 1000) \cdot \rho_2^m}\right)} \quad (3.21)$$

Pr_2 : número de Prandtl f_2
 ν_2 : viscosidad cinemática f_2 , m^2/s
 λ_2^m : conductibilidad f_2 , $W/m^\circ C$
 cp_2 : calor específico f_2 , $kJ/kg^\circ C$

- Número de Nusselt, Nu_2

$$Nu_2 = 0,41 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \quad (3.22)$$

Nu_2 : número de Nusselt f_2
 Re_2 : número de Reynolds f_2
 Pr_2 : número de Prandtl f_2

- Coeficiente de transmisión térmica del fluido frigorígeno, α_2

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2^m}{d_2} \quad (3.23)$$

α_2 : coeficiente de transmisión térmica f_2 , $W/m^2^\circ C$
 Nu_2 : número de Nusselt f_2
 λ_2^m : conductibilidad f_2 , $W/m^\circ C$
 d_2 : diámetro exterior de los tubos del condensador, m

Se muestra una tabla resumen con los resultados de las operaciones anteriormente descritas (**tab. 3.13**)

3.3.1.10 Cálculo de la temperatura media logarítmica

- Temperatura media de entrada al condensador (**ec. 3.6**):

$$\theta_1 = t_c - t_1^e = 40 - 20 = 20^\circ C$$

Tabla 3.13: Resultados de las ecuaciones para el cálculo de las magnitudes del fluido frigorígeno

Resultados del cálculo de las magnitudes del f2				
ω_2	Re_2	Pr_2	Nu_2	α_2
0,02573 m/s	8020,532	1,257	97,303	198,054 W/m ² °C

θ_1 : temperatura media 1, °C

t_c : temperatura de condensación, °C

t_1^e : temperatura de entrada del f_1 , °C

- Temperatura media de salida al condensador (ec. 3.7):

$$\theta_2 = t_c - t_1^{s'} = 40 - 23,36 = 16,44^\circ C$$

θ_2 : temperatura media 2, °C

$t_1^{s'}$: nueva temperatura de salida del f_1 , °C

- Temperatura media logarítmica para contraflujo (ec. 3.5):

$$\theta_{m_cont} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln(\frac{\theta_1}{\theta_2})} = \frac{20 - 16,44}{\ln(\frac{20}{16,44})} = 18,27^\circ C$$

θ_{m_cont} : temperatura media logarítmica a contraflujo, °C

θ_1 : temperatura media 1, °C

θ_2 : temperatura media 2, °C

- Temperatura media logarítmica en flujo cruzado (ec. 3.8):

$$\theta_{m_cruz} = \varepsilon \theta_{m_cont} = 1 \cdot 18,27 = 18,27^\circ C$$

θ_{m_cruz} : temperatura media logarítmica con flujo cruzado, °C

θ_{m_cont} : temperatura media logarítmica a contraflujo, °C

ε : coeficiente de corrección de temperatura

3.3.1.11 Cálculo de U

Como ya se ha explicado, debido al cambio de velocidad de los fluidos influenciado por las nuevas temperaturas de condensación y de salida del agua de mar en cada iteración, resulta necesario recalcular el coeficiente global de intercambio de calor del condensador (ec. 3.24).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \frac{d_1}{d_2}} + \frac{e}{\lambda_{const.} \frac{d_m}{d_2}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6522,097 \frac{0,0165}{0,01905}} + \frac{0,00145}{19,5 \frac{0,01774}{0,01905}} + \frac{1}{198,054}} = 188,47 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (3.24)$$

U : coeficiente global de transmisión térmica, W/m²°C

α_1 : coeficiente de transmisión térmica del f_1

α_2 : coeficiente de transmisión térmica del f_2

d_1 : diámetro interno de los tubos del condensador, m

d_2 : diámetro exterior de los tubos del condensador, m

e : espesor de los tubos del condensador, m

$\lambda_{const.}$: coeficiente de transmisión térmica del material de los tubos, W/m°C

d_m : diámetro medio de los tubos del condensador, m

3.3.1.12 Cálculo del área necesaria

Llegado este punto resulta interesante comprobar si el área de intercambio existente en el condensador dista del necesario para la potencia de condensación dada por el Coolpack. Esto ayudará en un principio a poder dimensionar de una manera más precisa los datos fijos como la potencia frigorífica, dadas las características del condensador.

$$An_{t.a} = \frac{Q_c \cdot 1000}{U \cdot \theta_{m_cruz}} = \frac{21,012 \cdot 1000}{188,47 \cdot 18,27} = 6,102 \text{ m}^2 \quad (3.25)$$

$An_{t.a}$: área necesaria de los tubos aleteados del condensador para disipar Q_c , m^2
 Q_c : potencia térmica disipada por el condensador, kW
 U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 θ_{m_cruz} : temperatura media logarítmica en flujo cruzado, $^\circ C$

$$Q_{cAn} = Q_c = \frac{U \cdot An_{t.a} \cdot \theta_{m_cruz}}{1000} = \frac{188,47 \cdot 6,102 \cdot 18,27}{1000} = 21,012 \text{ kW} \quad (3.26)$$

Q_{cAn} : potencia térmica disipada por el condensador con $An_{t.a}$, kW
 $An_{t.a}$: área necesaria de los tubos aleteados del condensador para disipar Q_c , m^2
 U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 θ_{m_cruz} : temperatura media logarítmica en flujo cruzado, $^\circ C$

$$Q_c' = \frac{U \cdot A_{t.a} \cdot \theta_{m_cruz}}{1000} = \frac{188,47 \cdot 5,215 \cdot 18,27}{1000} = 17,958 \text{ kW} \quad (3.27)$$

Q_c' : potencia térmica disipada por el condensador con $A_{t.a}$, kW
 $A_{t.a}$: área de los tubos aleteados del condensador, m^2

3.3.1.13 Cálculo de la nueva temperatura de condensación

En el caso de que $t_c' = t_c$, no sería necesario repetir todo el proceso de cálculo pues volvería a resultar la misma t_c' . Por otro lado, si $t_c' \neq t_c$ se procedería a realizar una vez más el procedimiento de cálculo, pero con la nueva temperatura de condensación, es decir, una nueva iteración en la que $t_c = t_c'$ y $t_1^m = t_1^{m'}$.

La expresión para $t_c't_c'$ surge de la combinación de las **ecuaciones 3.2** y **3.3**:

$$t_c' = \frac{t_1^e - t_1^{s'} \cdot e^{\frac{U \cdot A_{t.a}}{\dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot 1000}}}{1 - e^{\frac{U \cdot A_{t.a}}{\dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot 1000}}} = \frac{20 - 23,36 \cdot e^{\frac{188,47 \cdot 5,215}{1,5657 \cdot 3,9986 \cdot 1000}}}{1 - e^{\frac{188,47 \cdot 5,215}{1,5657 \cdot 3,9986 \cdot 1000}}} = 43,10 \text{ } ^\circ C \quad (3.28)$$

t_c' : nueva temperatura de condensación, $^\circ C$
 t_1^e : temperatura de entrada del f_1 , $^\circ C$
 $t_1^{s'}$: nueva temperatura de salida del f_1 , $^\circ C$
 U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 $A_{t.a}$: área de los tubos aleteados del condensador, m^2
 \dot{m}_1 : caudal másico del f_1 , kg/s
 cp_1 : calor específico del f_1 , $kJ/m^3 \cdot ^\circ C$

3.3.1.14 Cálculo de la potencia total demandada

Se procederá a calcular la potencia total cuando en el paso anterior $t_c' = t_c$ y $t_1^{m'} = t_1^m$. No obstante, a modo de ejemplo se desarrollará a continuación el cálculo de las potencias en base a la **ecuación 3.1**, donde:

$$P_0^c = w_0^c \cdot \dot{m}_2 = 40,348 \cdot 0,148994 = 6,012 \text{ kW} \quad (3.29)$$

P_0^c : potencia mecánica del compresor, kW
 w_0^c : trabajo mecánico del compresor, kJ/kg
 \dot{m}_2 : caudal másico del f_2 , kg/s

$$P_0^{ba} = w_0^{ba} \dot{m}_1 = (h_1^s - h_1^e) \dot{m}_1 = (93,48 - 79,83) 1,5657 = 21,36 \text{ kW} \quad (3.30)$$

P_0^{ba} : potencia mecánica de la bomba de agua, kW
 w_0^{ba} : trabajo mecánico de la bomba de agua, kJ/kg
 \dot{m}_1 : caudal másico del fluido condensante, kg/s
 h_1^e : entalpía de entrada del agua de mar, kJ/kg
 h_1^s : entalpía de salida del agua de mar, kJ/kg

Resultando la potencia total (**ec. 3.1**) :

$$P_{0t} = P_{0c} + P_{0ba} = 6,012 + 21,36 = 27,37 \text{ kW}$$

3.3.2 Estudio 2: Manteniendo constante la temperatura de salida del agua

Para este estudio se emplea el mismo procedimiento de cálculo que en el caso anterior, pero tratando de ver que sucede manteniendo la temperatura de salida del fluido de condensación constante. Por lo tanto, se prescinde del cálculo de la nueva temperatura de salida del agua (**ec. 3.17**) y de la nueva temperatura media (**ec. 3.18**) .

Quedando como valores fijos: parámetros del ciclo frigorífico (**tab. 3.3**), datos del condensador (**tab. 3.5**) y las propiedades del agua de mar (**tab. 3.4**); más la temperatura de salida (**tab. 3.14**).

Tabla 3.14: Temperatura de salida y media del agua

t_1^s	t_1^m
21.5 °C	20.75 °C

En consecuencia, se ven modificadas las siguientes expresiones:

- Cálculo de la temperatura media logarítmica, donde

$$\theta_2 = t_c - t_1^s \quad (3.31)$$

θ_2 : temperatura media 2, °C
 t_c : temperatura de condensación, °C
 t_1^s : temperatura de salida del f_1 , °C

- Cálculo de la nueva temperatura de condensación

$$t'_c = \frac{t_1^e - t_1^s \cdot e^{\frac{U \cdot A_{t,a}}{\dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot 1000}}}{1 - e^{\frac{U \cdot A_{t,a}}{\dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot 1000}}} \quad (3.32)$$

t'_c : nueva temperatura de condensación, °C
 t_1^e : temperatura de entrada del f_1 , °C
 t_1^s : temperatura de salida del f_1 , °C
 U : coeficiente global de transmisión térmica, $W/m^2 \cdot C$
 $A_{t,a}$: área de los tubos aleteados del condensador, m^2
 \dot{m}_1 : caudal másico del f_1 , kg/s
 cp_1 : calor específico del f_1 , $kJ/m \cdot C$

3.3.3 Estudio 3: Cálculo del mínimo caudal másico del fluido de condensación

Con este estudio se pretende buscar, dada una instalación ya existente, una forma de poder determinar de manera simple el caudal másico mínimo de fluido de condensación correspondiente a la presión de trabajo máxima del compresor.

Al no tener en cuenta las pérdidas o aportaciones de calor del circuito frigorífico, dicha presión se traduciría en la presión máxima de condensación y por tanto, en la temperatura máxima de condensación.

Partiendo de un ciclo ideal de compresión simple, lo primero será establecer los parámetros fijos de la instalación, entre los que se encuentran: el tipo de fluido frigorígeno y de condensación, serán los mismos que en los estudios anteriores; temperatura de evaporación, potencia frigorífica, temperatura de entrada de agua y su calor específico considerado constante debido a la experiencia adquirida en los estudios previos donde apenas experimenta variación.

Tabla 3.15: Parámetros fijos para el Estudio 3

Parámetros fijos				
Refrigerante	Q_0	t_{ev}	t_1^e	cp_1
R507	2,1 kW	-25 °C	20 °C	3,998 kJ/kg°C

Para poder dibujar el ciclo frigorífico elegimos una presión la cual supondremos que sería la presión máxima de trabajo del compresor de la instalación. Con esta presión y la t_{ev} obtenemos los datos del ciclo que nos interesan (**tab. 3.16**).

Tabla 3.16: Q_c obtenido a partir del ciclo frigorífico con el Coolpack

p_c^{max}	t_c	Q_c
21 bar	44,63 °C	3,058 kW

Puesto que no se conoce la temperatura de salida del agua para una presión máxima de condensación determinada, elaboramos un tabla con unas temperaturas aproximadas, junto con la **expresión 3.33**, resultante de la **ecuación 3.2**, podremos obtener aproximadamente el caudal de agua mínimo para una presión máxima de trabajo del compresor en base a unas t_1^s supuestas.

$$\dot{m}_a = \frac{Q_c}{cp_a \cdot (t_a^s - t_a^e)} \quad (3.33)$$

\dot{m}_a : caudal másico del f_1 , kg/s

Q_c : potencia térmica disipada por el condensador, kW

cp_a : calor específico del f_1 , kJ/kg°C

t_a^e : temperatura de entrada al condensador del f_1 , °C

t_a^s : temperatura de salida del condensador del f_1 , °C

Continuando con el ejemplo, quedaría coger los datos de las **tablas 3.15** y **3.16** junto con una temperatura de salida, 21°C, y sustituir en la **ecuación 3.33**.

$$\dot{m}_a = \frac{Q_c}{cp_a \cdot (t_a^s - t_a^e)} = \frac{3,058}{3,998 \cdot (21 - 20)} = 0,76 \text{ kg/s}$$

4 Resultados

4.1 Estudio 1: Recalculando temperatura de salida del fluido 1 y temperatura de condensación

A continuación, se presenta el resumen de los cálculos llevados a cabo con el procedimiento matemático desarrollado en el apartado 3.3.1, sobre un ciclo frigorífico teórico partiendo de distintos caudales volumétricos de agua de mar, \dot{V}_1 , en donde no se ha tenido en cuenta:

- Pérdidas de carga originadas por los componentes de la instalación.
- Pérdidas o aportaciones de calor al ciclo.
- Rendimientos reales de los motores eléctricos.

Los parámetros resumidos son aquellos que resultan relevantes en cuanto a la finalidad del primer estudio atendiendo a la hipótesis inicial.

- Planteamiento inicial:

$$\dot{m}_1 \uparrow \Rightarrow \begin{cases} w_0^{ba} \uparrow \Rightarrow P_0^{ba} \uparrow \\ w_0^c \downarrow \Rightarrow P_0^c \downarrow \end{cases}$$

Tabla 4.1: Resultados del Estudio 1: Recalculando t_1^s y t_c

\dot{V}_1 m^3/h	\dot{m}_1 kg/s	t_c $^\circ C$	t_1^s $^\circ C$	\dot{m}_2 kg/s	w_0^{ba} kJ/kg	P_0^{ba} kW	w_0^c kJ/kg	P_0^c kW	P_0^t kW
1,5	0,4263	49,10	33,37	0,1742	53,639	22,868	44,826	7,810	30,678
2,5	0,7111	45,56	27,74	0,1630	31,148	22,150	43,115	7,026	29,177
3,5	0,9959	44,13	25,46	0,1590	22,031	21,941	42,412	6,744	28,684
4,5	1,2807	43,36	24,22	0,1570	17,077	21,869	42,032	6,599	28,468
5,5	1,5654	42,87	23,44	0,1557	13,961	21,855	41,788	6,508	28,363
6,5	1,8501	42,53	22,90	0,1549	11,821	21,870	41,619	6,447	28,316
7,5	2,1349	42,28	22,51	0,1543	10,259	21,901	41,494	6,402	28,303

En las gráficas de las **figuras 4.1** y **4.2**; se puede apreciar como se cumple la tendencia de los parámetros con respecto a la variación del caudal másico de agua estipulada en la hipótesis inicial.

Sin embargo, en el caso del trabajo de la bomba de agua (**fig. 4.3**) se observa que su tendencia es contraria a lo esperado, $\dot{m}_1 \uparrow \Rightarrow w_0^{ba} \downarrow$. Esto es debido a que al ser el trabajo de la bomba función de las entalpías del agua a su entrada y salida (**ec. 3.30**), implica que a su vez sea dependiente de las presiones de aspiración y descarga. En el caso de la presión de aspiración, esta se supone siempre constante en una situación real. Por otro lado, la presión de descarga responde al siguiente razonamiento en una situación real: Si $\dot{m}_1 \uparrow \Rightarrow p_1^s \downarrow$. Sin embargo, al establecer p_1^s constante en el procedimiento de cálculo (**tab. 3.4**) condiciona que la tendencia de P_0^{ba} no varíe tanto como cabría esperar.

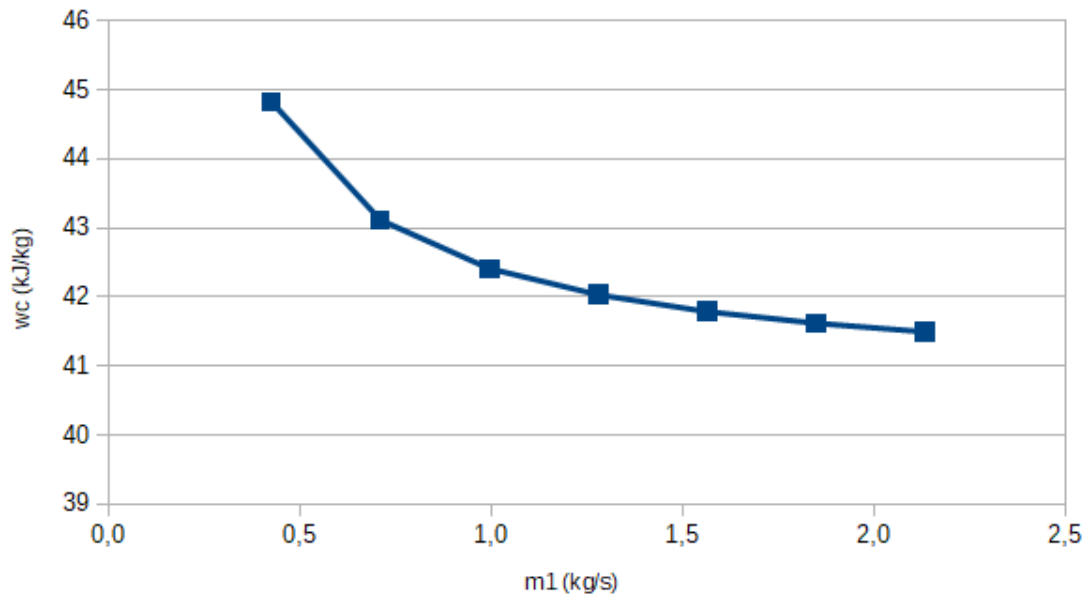


Figura 4.1: Est.1. w_0^c respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

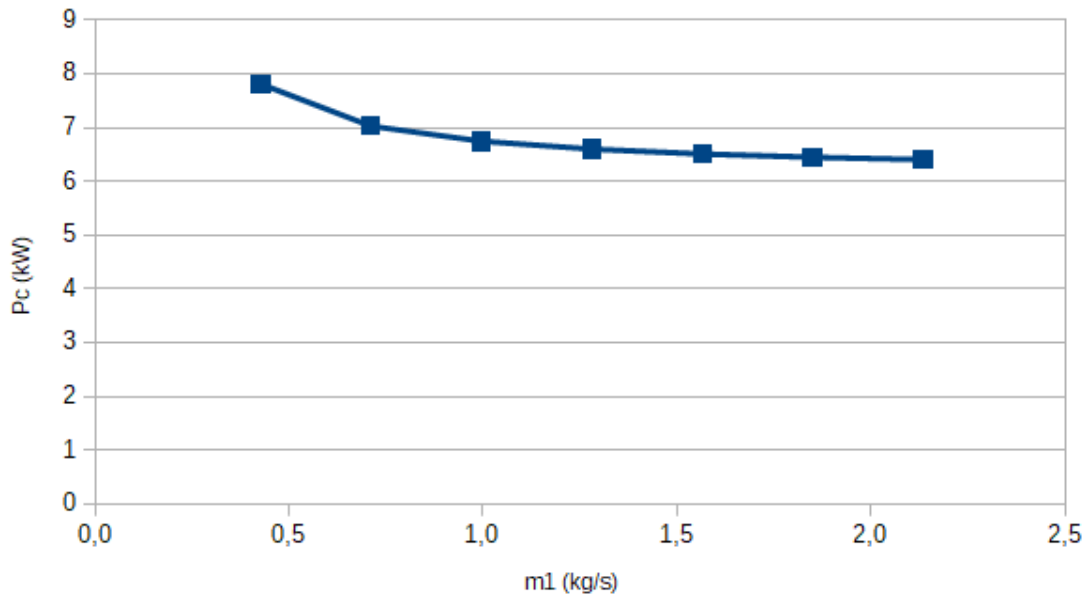


Figura 4.2: Est.1. P_0^v respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

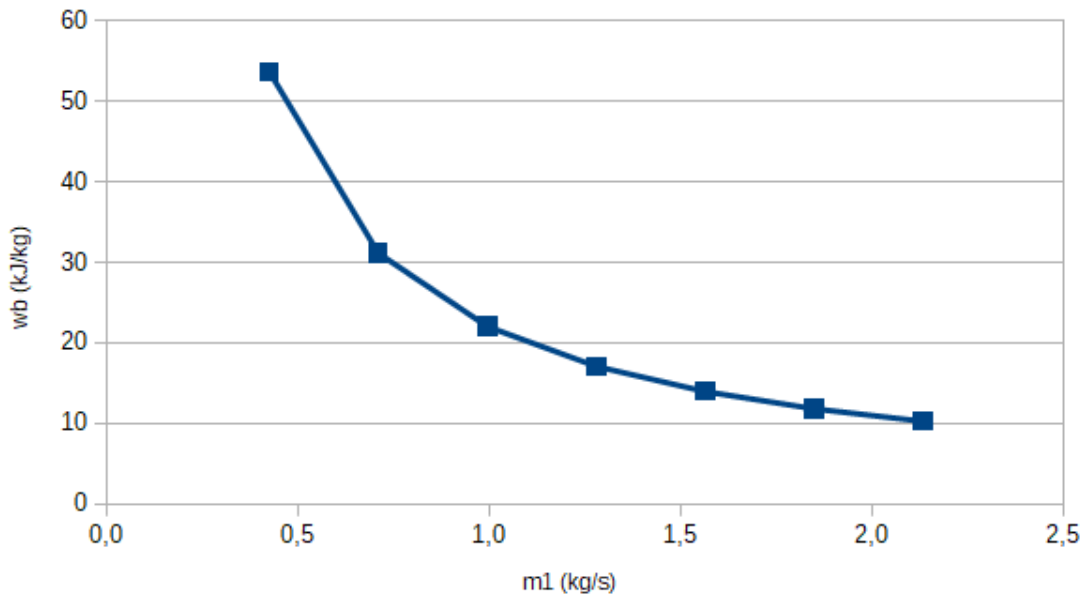


Figura 4.3: Est.1. w_0^{ba} respecto \dot{m}_1

Fuente: elaboración propia

Esto se ve reflejado en **figura 4.4**, donde resulta curioso que entre los caudales de 1.5-4.5 m^3/h la tendencia de la potencia demandada por la bomba sigue la inversa de lo esperado. Mientras que entre los mayores caudales, 5.5-7.5 m^3/h , se ve la tendencia esperada con ligero crecimiento de la potencia.

En cuanto a la temperatura de condensación (**fig. 4.5**) y el caudal másico de fluido frigorígeno (**fig. 4.6**), ambos tienden a disminuir conforme aumenta \dot{m}_1 siguiendo un patrón lógico, ya que a menor t_c menor trabajo del compresor y, por tanto, un menor \dot{m}_2 .

Para la potencia total demandada (**fig. 4.7**), parámetro que nos interesa de cara a mejorar la eficiencia energética global de la planta, observamos que esta disminuye conforme crece el caudal másico de agua. Esto se puede explicar si comparamos la potencia de la bomba frente a la del compresor respecto a \dot{m}_1 (**fig. 4.8**), se aprecia la gran diferencia entre una y otra demanda, a pesar de que la variación de ambas potencias de un caudal a otro es mínima. Esa gran diferencia puede ser debido a un mal dimensionamiento de la planta o a no tener en cuenta los rendimientos reales.

4.2 Estudio 2: t_1^s constante y recalculando t_c

En la **tabla 4.2** se resumen los parámetros más relevantes obtenidos en el **Estudio 2**, el cual muestra como influye el caudal de agua en la potencia demandada por la instalación considerando la temperatura de salida del agua constante.

Lo primero que se observa de manera general es que todos los parámetros tienden a crecer con respecto a \dot{m}_1 . Por tanto, la temperatura de salida del agua en el estudio 1 sigue una tendencia lógica en la que al aumentar \dot{m}_1 , t_1^s ha de disminuir ya que se incrementa la capacidad de enfriamiento. Esto repercute en la temperatura de condensación haciendo que ella también disminuya. Por tanto, al mantener una temperatura de salida de agua constante mientras aumenta el caudal de agua, hace que la potencia de condensación disminuya haciendo necesario aumentar la t_c y por consiguiente el trabajo del compresor para mantener la potencia frigorífica necesaria (**fig. 4.9**).

Como en el estudio 1, la presión de descarga de la bomba de agua es constante lo que condiciona su tendencia con respecto al caudal, sin embargo, en el estudio 2 se suma la condición de $t_1^s = constante$ lo que implica que las entalpías de entrada y salida son iguales para cada variación de \dot{m}_1 , resultado $w_0^{ba} = constante$.

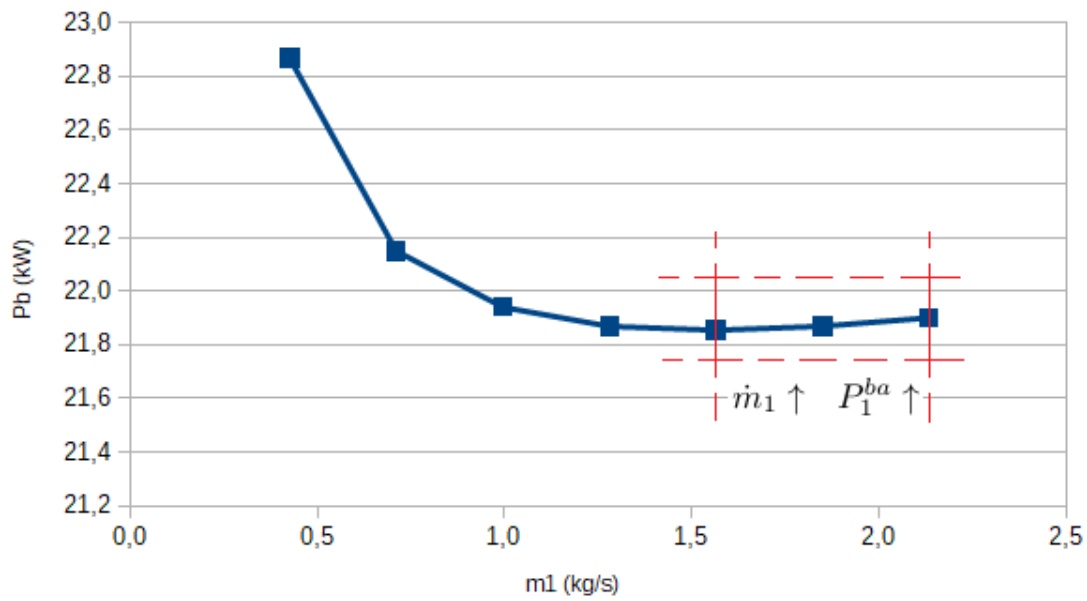


Figura 4.4: Est.1. P_0^{ba} respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

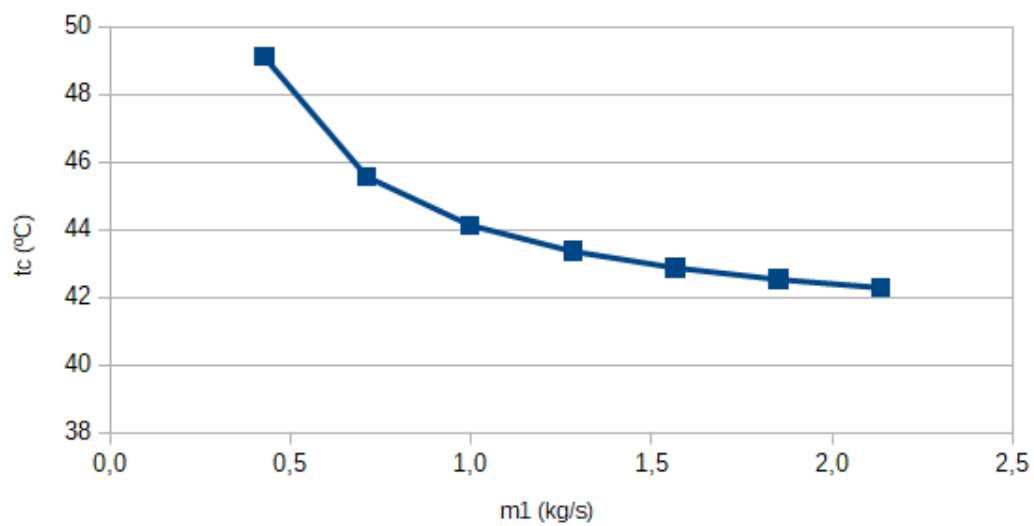


Figura 4.5: Est.1. t_c respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

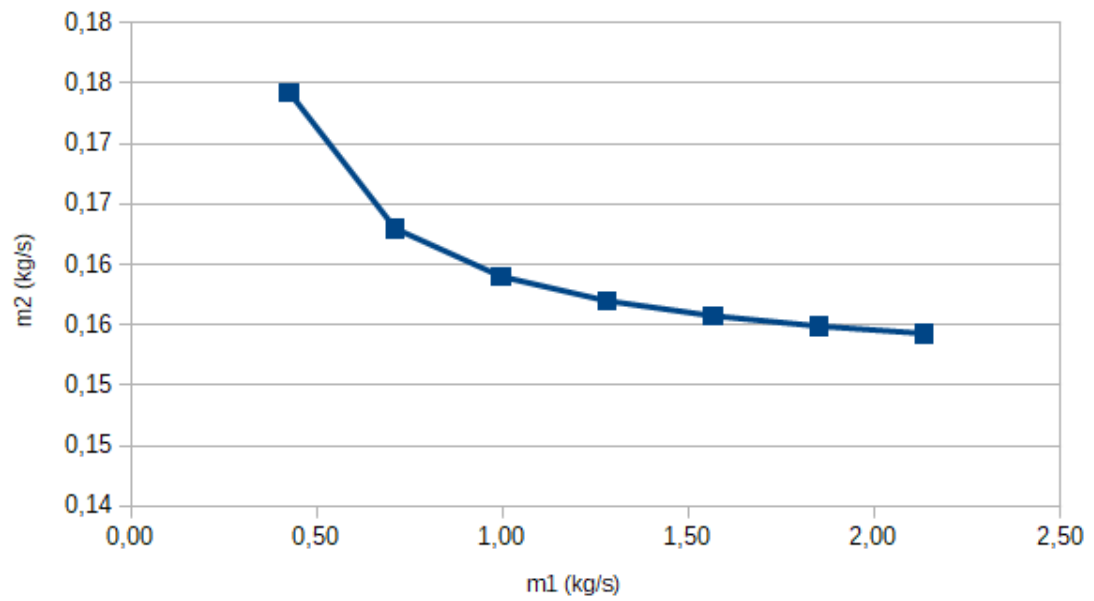


Figura 4.6: Est.1. \dot{m}_2 respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

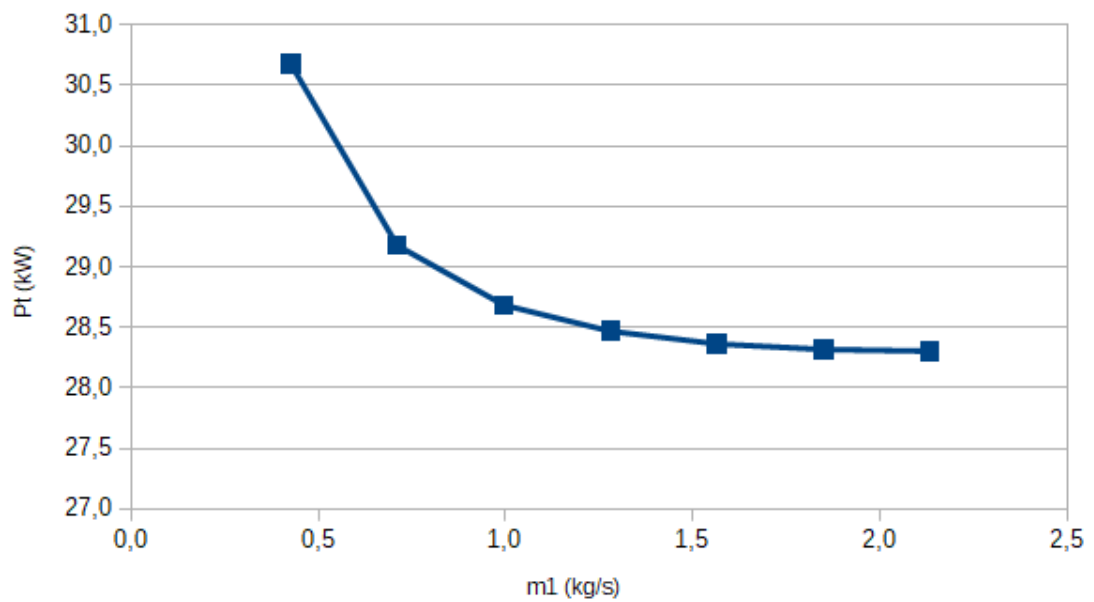


Figura 4.7: Est.1. P_0^t respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

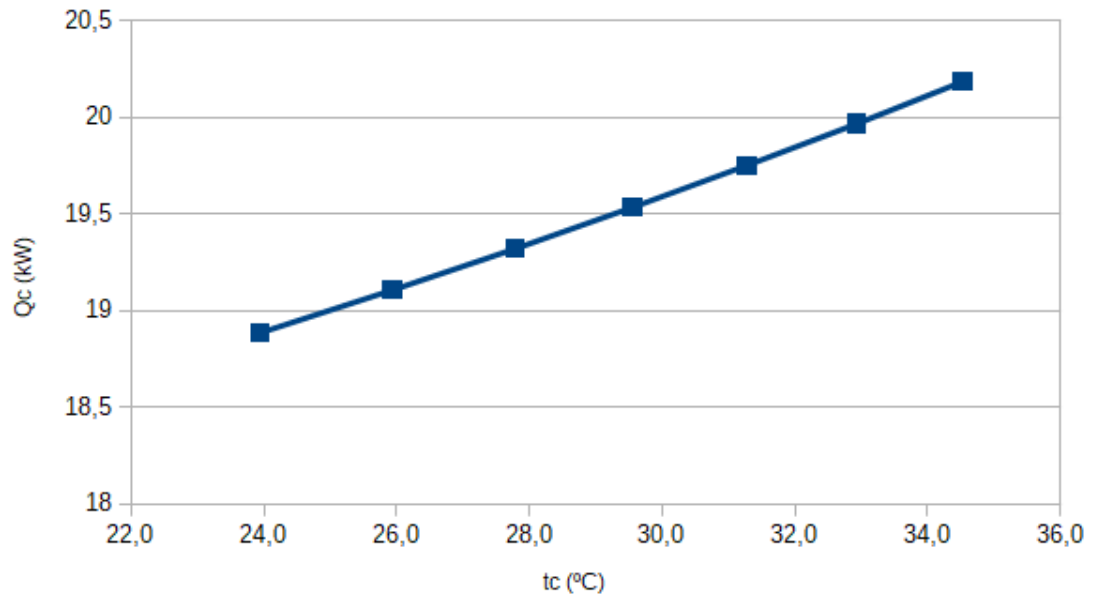


Figura 4.9: Est.2. Q_c respecto t_c
Fuente: elaboración propia

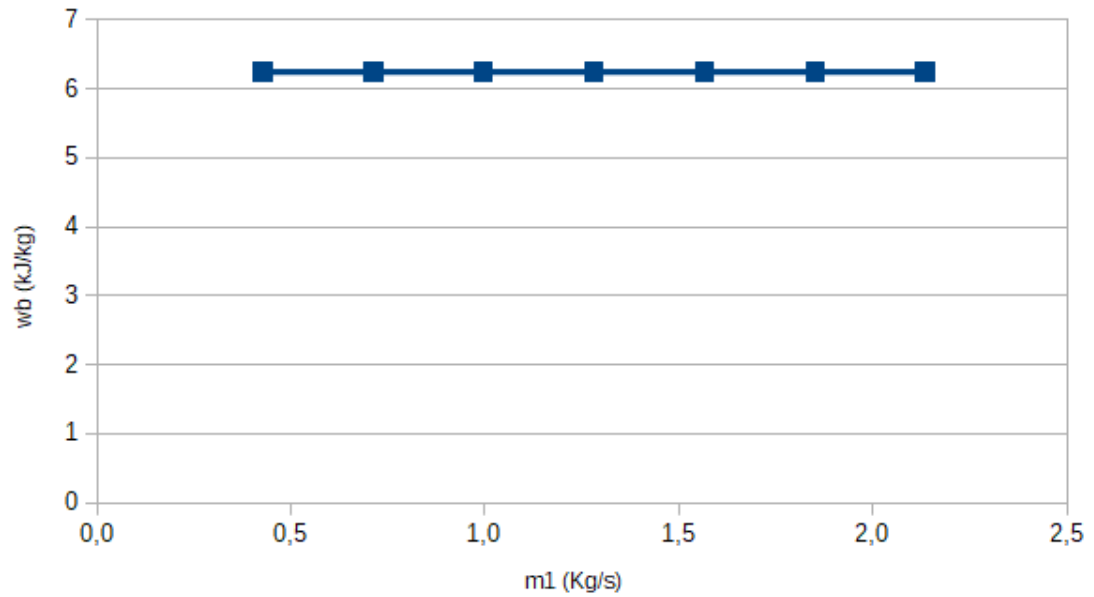


Figura 4.10: Est.2. w_0^{ba} respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

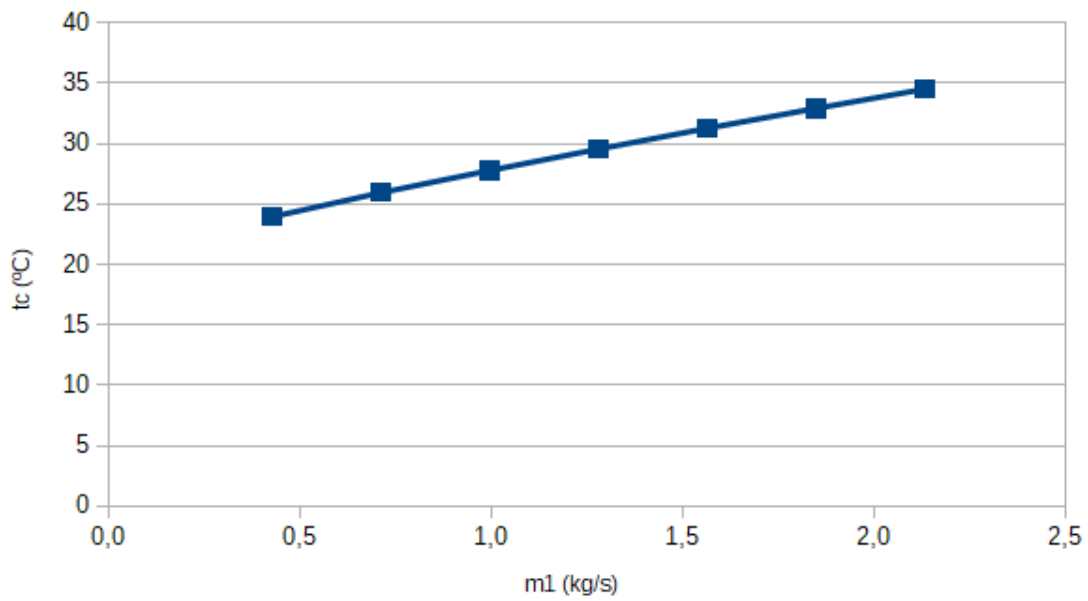


Figura 4.11: Est.2. t_c respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

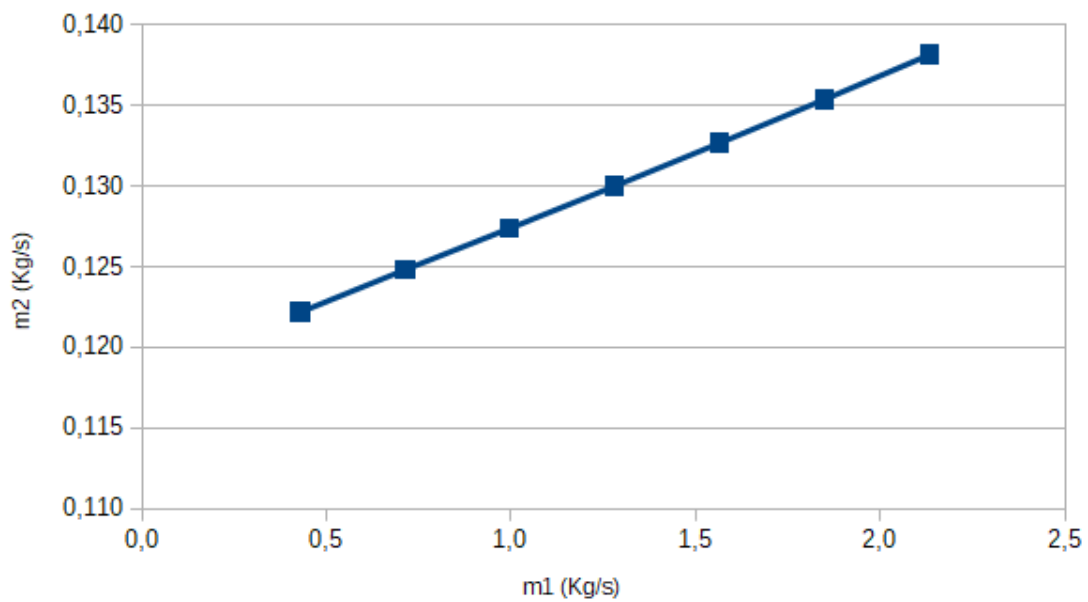


Figura 4.12: Est.2. \dot{m}_2 respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

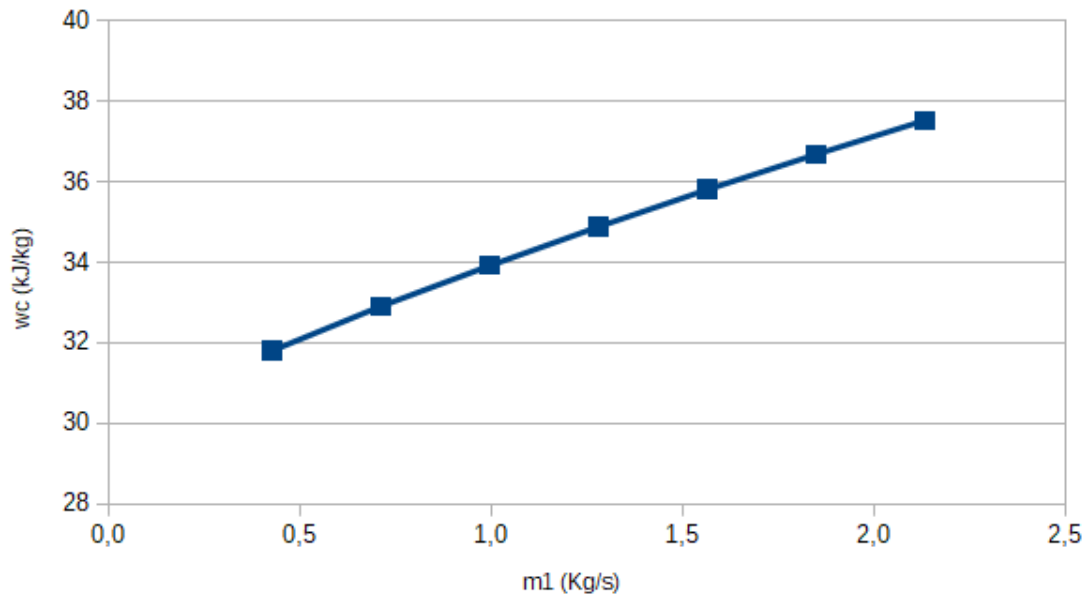


Figura 4.13: Est.2. w_0^c respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

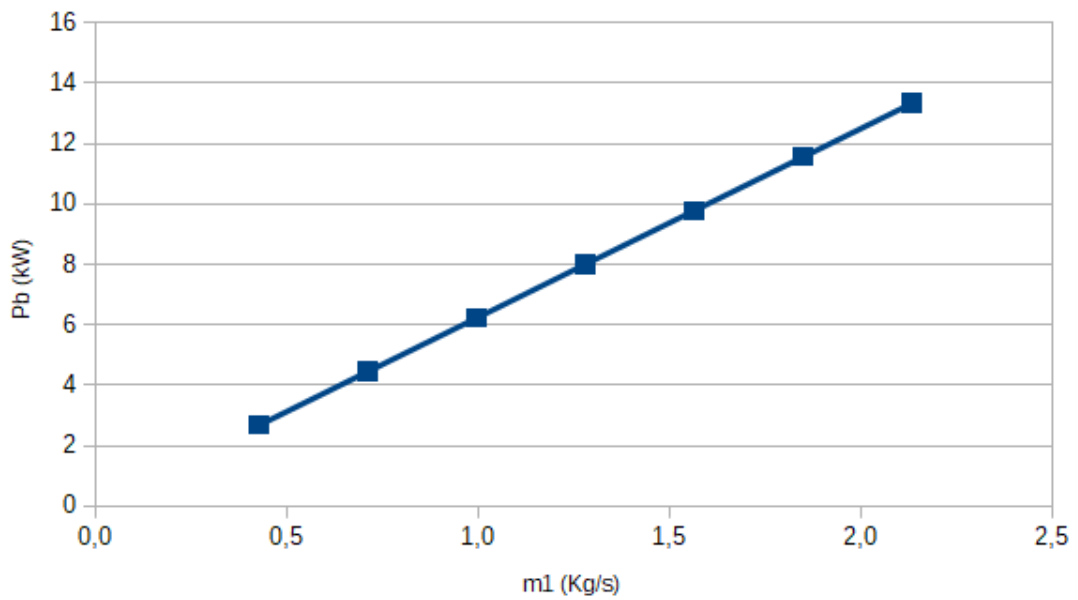


Figura 4.14: Est.2. P_0^{ba} respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

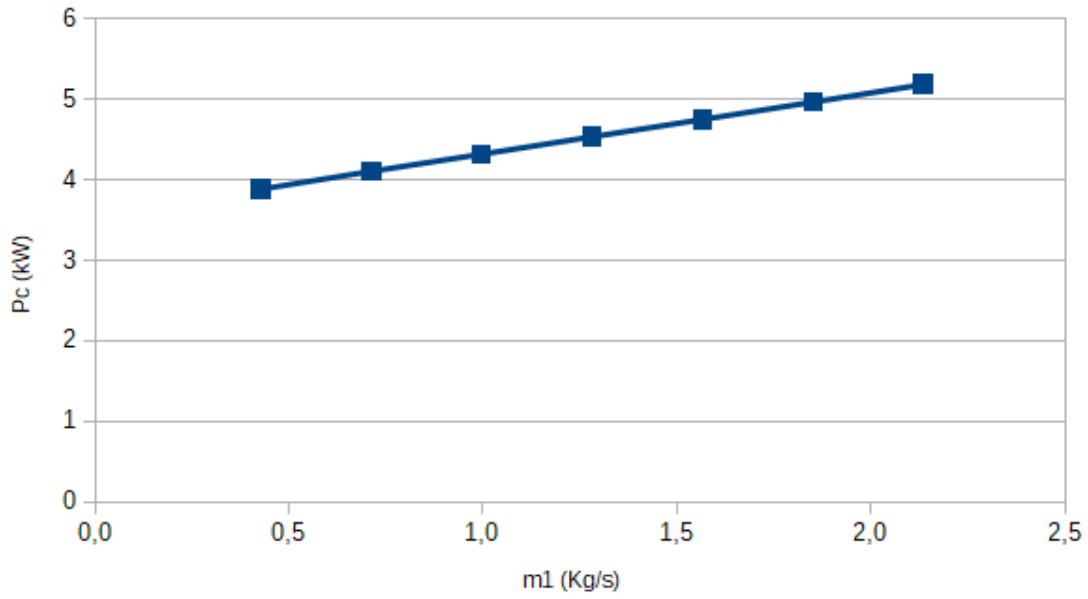


Figura 4.15: Est.2. P_0^c respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

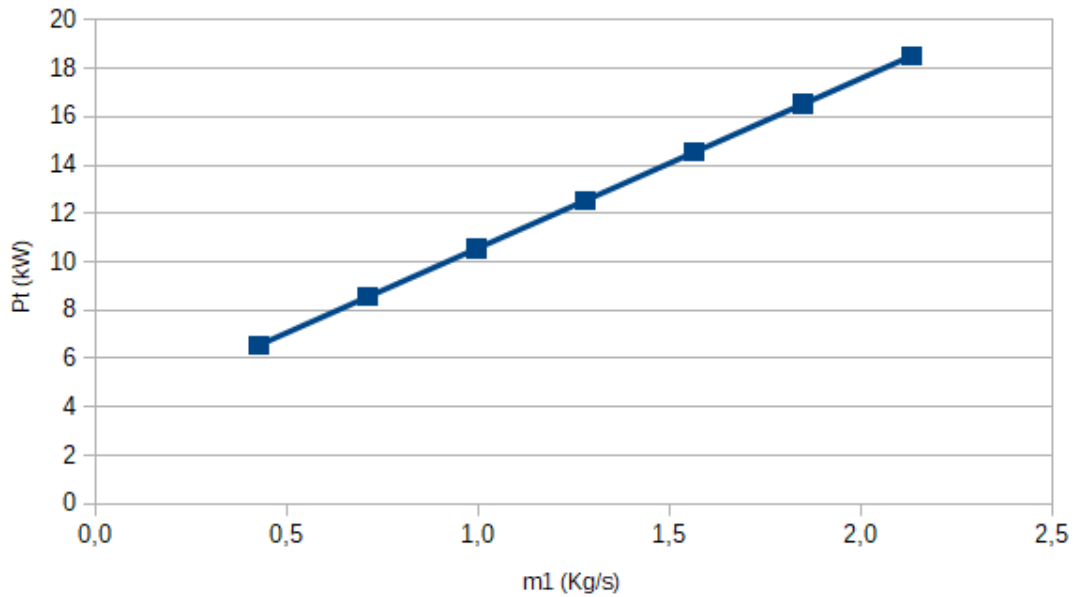


Figura 4.16: Est.2. P_0^t respecto \dot{m}_1
Fuente: elaboración propia

4.3 Estudio 3: Mínimo caudal másico del fluido de condensación

A continuación, se muestran los resultados a raíz de la **ecuación 3.33** obteniendo los caudales másicos mínimos de agua de mar, suponiendo distintas temperaturas de agua que se podrían dar a la salida del condensador, dada una presión máxima de condensación limitada por las características de operación de un compresor modelo. (**tab. 4.4**)

Tabla 4.4: Cálculo de los caudales másico mínimos de agua

		Caudales másicos mínimos del f_1									
ts_1	$^{\circ}C$	20,5	20,7	20,9	21	21,2	21,4	21,6	21,8	22	
m_1	kg/s	1,53	1,09	0,85	0,76	0,64	0,55	0,48	0,42	0,38	

5 Conclusiones

1. Se han estudiado los efectos de variación del caudal másico del fluido de refrigeración en el condensador sobre varios parámetros del ciclo.
2. Se ha utilizado una expresión que relaciona la temperatura de condensación con el caudal de agua de mar.
3. Del estudio de los consumos energéticos en función del caudal se comprueba que existen incongruencias en el proceso derivadas de una elección de datos inadecuadas así como un dimensionamiento erróneo de la planta lo cual afecta a la tendencia esperada en algunos de los resultados, tales como el trabajo de la bomba de agua y la potencia de esta. Por otro lado, los trabajos y potencias del compresor son los esperados.
4. De acuerdo con los resultados del Estudio 1, se ha podido verificar parte de la hipótesis. Sin embargo, si suponemos que la presión de salida del fluido de condensación no fuera constante cabría esperar que la tendencia, tanto de los trabajos como de las potencias demandadas por la bomba de agua y el compresor, se ajustaran a la hipótesis.
5. Como consecuencia de aumentar el caudal de agua de refrigeración, disminuye la potencia total y por tanto el consumo energético.
6. A pesar de las limitaciones técnicas a la hora tanto de dimensionar la instalación como de toma de variables, se ha calculado la relación del caudal másico del fluido de condensación con las potencias demandadas por los principales consumidores en una planta frigorífica.

Anexos

A Resumen cálculos del Estudio 1

Tabla A.1: Est.1: Fluido 1

Fluido 1: Agua Salada																
V_1 m^3/h	Q_c kW	Propiedades fl						Magnitudes calculadas fl						Cálculo $t_1^{m'}$		
		tm_1 $^{\circ}C$	ν_1 m^2/s	λ_1 $W/m^{\circ}C$	Pr_1	ρ_1 kg/m^3	cp_1 $kJ/kg^{\circ}C$	he_1 kJ/kg	hs_1 kJ/kg	m_1 kg/s	w_1 m/s	Re_1	Nu_1	α_1	$t_1^{s'}$ $^{\circ}C$	$t_1^{m'}$ $^{\circ}C$
1,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	129,21	0,4270	0,48716	7835,1319	63,1072	2306,5883	32,31	26,15
1,5	22,881	26,15	9,1337E-07	0,6103	6,1273	1023,3712	4,0005	79,83	133,63	0,4264	0,48716	8800,4972	65,5164	2423,3570	33,41	26,71
1,5	22,813	26,71	9,0251E-07	0,6111	6,0462	1023,2034	4,0007	79,83	133,48	0,4263	0,48716	8906,4452	65,7690	2435,7051	33,37	26,69
1,5	22,81	26,69	9,0288E-07	0,6110	6,0490	1023,2093	4,0007	79,83	133,47	0,4263	0,48716	8902,7680	65,7603	2435,2779	33,37	26,69
2,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	109,54	0,7117	0,81193	13058,5531	94,9638	3470,9558	27,38	23,69
2,5	22,096	23,69	9,6443E-07	0,6069	6,5092	1024,0865	3,9996	79,83	111,08	0,7112	0,81193	13891,0477	96,8775	3563,3619	27,77	23,88
2,5	22,022	23,88	9,6027E-07	0,6072	6,4780	1024,0325	3,9997	79,83	110,98	0,7111	0,81193	13951,1690	97,0125	3569,9086	27,74	23,87
2,5	22,026	23,87	9,6055E-07	0,6072	6,4801	1024,0361	3,9997	79,83	110,98	0,7111	0,81193	13947,1400	97,0034	3569,9086	27,74	23,87
3,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	101,13	0,9963	1,13671	18281,9744	124,2969	4543,0918	25,27	22,64
3,5	21,802	22,64	9,8777E-07	0,6054	6,6843	1024,3777	3,9992	79,83	101,92	0,9959	1,13671	18987,8109	125,8272	4616,8586	25,47	22,74
3,5	21,74	22,74	9,8552E-07	0,6056	6,6674	1024,3505	3,9993	79,83	101,86	0,9959	1,13671	19031,1732	125,9198	4621,3379	25,46	22,73
3,5	21,744	22,73	9,8570E-07	0,6055	6,6687	1024,3526	3,9992	79,83	101,86	0,9959	1,13671	19027,8132	125,9127	4620,9910	25,46	22,73
4,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	96,45	1,2810	1,46148	23505,3957	151,9763	5554,7829	24,10	22,05
4,5	21,647	22,05	1,0012E-06	0,6046	6,7849	1024,5354	3,9990	79,83	96,95	1,2807	1,46148	24086,0800	153,1806	5612,7830	24,23	22,11
4,5	21,595	22,11	9,9971E-07	0,6047	6,7741	1024,5187	3,9990	79,83	96,91	1,2806	1,46148	24121,3122	153,2517	5616,2127	24,22	22,11
4,5	21,597	22,11	9,9983E-07	0,6047	6,7749	1024,5201	3,9990	79,83	96,91	1,2807	1,46148	24118,5034	153,2460	5615,9453	24,22	22,11
4,5	21,598	22,11	9,9982E-07	0,6047	6,7749	1024,5200	3,9990	79,83	96,91	1,2807	1,46148	24118,6109	153,2462	5615,9453	24,22	22,11
5,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	93,48	1,5657	1,78625	28728,8169	178,4416	6522,0966	23,36	21,68
5,5	21,55	21,68	1,0098E-06	0,6041	6,8501	1024,6342	3,9989	79,83	93,82	1,5654	1,78625	29186,5141	179,3554	6566,0794	23,44	21,72
5,5	21,503	21,72	1,0088E-06	0,6041	6,8425	1024,6228	3,9989	79,83	93,79	1,5654	1,78625	29215,7246	179,4134	6568,8727	23,44	21,72
5,5	21,508	21,72	1,0089E-06	0,6041	6,8432	1024,6238	3,9989	79,83	93,79	1,5654	1,78625	29213,1913	179,4083	6568,6305	23,44	21,72
6,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1024,8108	3,9986	79,83	91,42	1,8504	2,11102	33952,2382	203,9560	7454,6587	22,84	21,42
6,5	21,485	21,42	1,0159E-06	0,6037	6,8958	1,024,7019	3,9988	79,83	91,67	1,8502	2,11102	34286,870	204,6036	7485,8132	22,90	21,45
6,5	21,443	21,45	1,0151E-06	0,6037	6,8901	1,024,6935	3,9988	79,83	91,65	1,8501	2,11102	34312,464	204,6529	7488,1886	22,90	21,45
6,5	21,447	21,45	1,0152E-06	0,6037	6,8906	1,024,6942	3,9988	79,83	91,65	1,8501	2,11102	34310,204	204,6486	7487,9789	22,90	21,45
7,5	21,012	21,00	1,0259E-06	0,6031	6,9712	1,024,8108	3,9986	79,83	89,91	2,1350	2,43580	39175,659	228,6941	8358,8415	22,46	21,23
7,5	21,438	21,23	1,0204E-06	0,6034	6,9296	1,024,7512	3,9987	79,83	90,11	2,1349	2,43580	39387,541	229,0932	8378,0359	22,51	21,26
7,5	21,497	21,26	1,0198E-06	0,6034	6,9252	1,024,7447	3,9987	79,83	90,14	2,1349	2,43580	39410,528	229,1364	8380,1147	22,52	21,26
7,5	21,395	21,26	1,0197E-06	0,6035	6,9245	1,024,7438	3,9987	79,83	90,09	2,1349	2,43580	39413,711	229,1423	8380,4025	22,51	21,25
7,5	21,404	21,25	1,0199E-06	0,6034	6,9256	1,024,7453	3,9987	79,83	90,09	2,1349	2,43580	39408,217	229,1320	8379,9057	22,51	21,25
7,5	21,402	21,25	1,0198E-06	0,6034	6,9255	1,024,7452	3,9987	79,83	90,09	2,1349	2,43580	39408,701	229,1329	8379,9494	22,51	21,25

Tabla A.2: Est.1: Fluido 2 y t'_c

Fluido 2: R507															Cálculo de K								
Propiedades t_2															Magnitudes calculadas t_2 :								
V_1 m^3/h	m_2 kg/s	t_c $^{\circ}C$	v_2^t m^2/s	v_2^g m^2/s	νm_2 m^2/s	λ_2^t $W/m^{\circ}C$	λ_2^g $W/m^{\circ}C$	λ_2^c $W/m^{\circ}C$	λm_2 $W/m^{\circ}C$	cm_2^t $kJ/kg^{\circ}C$	cm_2^g $kJ/kg^{\circ}C$	cm_2^c $kJ/kg^{\circ}C$	ρ_2^t kg/m^3	ρ_2^g kg/m^3	ρ_2^c kg/m^3	ρm_2 kg/m^3	Pr_2	u_2 m/s	Re_2	$N u_2$	α_2	U $W/m^2^{\circ}C$	t'_c $^{\circ}C$
1.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	177.6357	198.0541	177.6357	49.39	
1.5	0.175266	49.39	9.9310E-08	1.7990E-08	5.8650E-08	0.05575	0.01956	1.576	1.819	1.698	900.2	138.6	519.4	1.3733	0.03115	10117.0897	115.1535	227.6170	202.0366	202.0366	202.0366	49.11	
1.5	0.174268	49.11	9.9540E-08	1.7890E-08	5.8715E-08	0.05589	0.01950	1.568	1.810	1.689	902.4	137.4	519.9	1.3680	0.03094	10039.6746	114.4799	226.5259	201.2743	201.2743	201.2743	49.10	
1.5	0.174233	49.10	9.9540E-08	1.7890E-08	5.8715E-08	0.05589	0.01950	1.568	1.810	1.689	902.4	137.4	519.9	1.3678	0.03093	10036.6756	114.4518	226.4704	201.2771	201.2771	201.2771	49.10	
2.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	183.0970	183.0970	183.0970	45.90	
2.5	0.163954	45.90	1.0200E-07	1.6820E-08	5.9110E-08	0.05734	0.01882	1.724	1.490	1.607	925.7	124.6	525.2	1.3166	0.02882	9240.7758	107.5552	214.9974	197.8219	197.8219	197.8219	45.54	
2.5	0.162912	45.54	1.0230E-07	1.6710E-08	5.9505E-08	0.05748	0.01874	1.482	1.569	1.482	928.1	123.2	525.7	1.3123	0.02861	9157.7896	106.8594	213.8030	196.8332	196.8332	196.8332	45.56	
2.5	0.162968	45.56	1.0230E-07	1.6710E-08	5.9505E-08	0.05748	0.01875	1.483	1.600	1.600	928.1	123.3	525.7	1.3127	0.02862	9160.9083	106.8923	213.8687	196.8874	196.8874	196.8874	45.56	
3.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	185.7670	185.7670	185.7670	44.43	
3.5	0.159813	44.43	1.0320E-07	1.6380E-08	5.9790E-08	0.05798	0.01852	1.459	1.691	1.575	935.8	119.2	527.5	1.2987	0.02797	8910.2368	104.7544	210.3337	196.6858	196.6858	196.6858	44.11	
3.5	0.158952	44.11	1.0350E-07	1.6290E-08	5.9895E-08	0.05812	0.01846	1.452	1.684	1.568	938.0	118.1	528.1	1.2952	0.02779	8837.5064	104.1476	209.3340	195.8206	195.8206	195.8206	44.13	
3.5	0.159006	44.13	1.0350E-07	1.6300E-08	5.9900E-08	0.05811	0.01846	1.452	1.685	1.569	937.8	118.2	528.0	1.2957	0.02780	8840.5734	104.1844	209.3805	195.8606	195.8606	195.8606	44.13	
4.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	187.3781	187.3781	187.3781	43.62	
4.5	0.157661	43.62	1.0390E-07	1.6150E-08	6.0025E-08	0.05833	0.01837	1.442	1.558	1.442	941.2	116.4	528.8	1.2895	0.02752	8734.3226	103.2671	207.8894	196.2408	196.2408	196.2408	43.34	
4.5	0.156937	43.34	1.0410E-07	1.6080E-08	6.0090E-08	0.05845	0.01831	1.437	1.669	1.553	943.1	115.4	529.3	1.2869	0.02737	8677.4261	102.7929	207.0967	195.5391	195.5391	195.5391	43.35	
4.5	0.156963	43.35	1.0410E-07	1.6080E-08	6.0090E-08	0.05844	0.01831	1.437	1.669	1.553	943.0	115.4	529.2	1.2869	0.02738	8679.6660	102.8100	207.1042	195.5455	195.5455	195.5455	43.36	
4.5	0.156988	43.36	1.0410E-07	1.6080E-08	6.0090E-08	0.05844	0.01832	1.437	1.669	1.553	942.9	115.5	529.2	1.2867	0.02738	8681.0871	102.8157	207.1427	195.5797	195.5797	195.5797	43.35	
5.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	188.4667	188.4667	188.4667	43.10	
5.5	0.156324	43.10	1.0430E-07	1.6010E-08	6.0155E-08	0.05855	0.01827	1.432	1.548	1.432	944.7	114.6	529.7	1.2841	0.02724	8627.6852	102.3657	206.3971	196.0518	196.0518	196.0518	42.84	
5.5	0.155668	42.84	1.0460E-07	1.5940E-08	6.0270E-08	0.05866	0.01822	1.427	1.543	1.427	946.4	113.7	530.1	1.2823	0.02711	8568.6233	101.8992	205.6170	195.3506	195.3506	195.3506	42.87	
5.5	0.155744	42.87	1.0450E-07	1.5950E-08	6.0225E-08	0.05865	0.01822	1.428	1.544	1.428	946.2	113.8	530.0	1.2818	0.02712	8579.9808	101.9672	205.7275	195.4501	195.4501	195.4501	42.87	
6.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	189.2566	189.2566	189.2566	42.74	
6.5	0.155418	42.74	1.0470E-07	1.5910E-08	6.0305E-08	0.05870	0.01820	1.425	1.541	1.425	947.0	113.4	530.2	1.2814	0.02706	8547.4734	101.7249	205.3188	195.9042	195.9042	195.9042	42.51	
6.5	0.154848	42.51	1.0480E-07	1.5850E-08	6.0325E-08	0.05880	0.01816	1.421	1.537	1.421	948.5	112.6	530.6	1.2784	0.02694	8507.6462	101.3604	204.7426	195.3814	195.3814	195.3814	42.53	
6.5	0.154897	42.53	1.0480E-07	1.5860E-08	6.0330E-08	0.05879	0.01816	1.421	1.537	1.421	948.4	112.7	530.6	1.2787	0.02695	8509.6539	101.3818	204.7594	195.3965	195.3965	195.3965	42.53	
7.5	0.148994	40.00	1.0700E-07	1.5230E-08	6.1115E-08	0.05985	0.01770	1.376	1.609	1.493	964.4	104.6	534.5	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	189.8585	189.8585	189.8585	42.48	
7.5	0.154774	42.48	1.0490E-07	1.5850E-08	6.0375E-08	0.05881	0.01815	1.420	1.536	1.420	948.7	112.5	530.6	1.2767	0.02693	8495.7380	102.6220	205.1129	196.9327	196.9327	196.9327	42.81	
7.5	0.155593	42.81	1.0460E-07	1.5930E-08	6.0265E-08	0.05867	0.01821	1.426	1.542	1.426	946.6	113.6	530.1	1.2815	0.02709	8564.3894	101.8476	205.5129	196.7157	196.7157	196.7157	42.29	
7.5	0.154185	42.29	1.0510E-07	1.5780E-08	6.0440E-08	0.05891	0.01811	1.416	1.532	1.416	950.3	111.7	531.0	1.2767	0.02680	8447.0825	100.8904	203.9523	195.2856	195.2856	195.2856	42.29	
7.5	0.154307	42.29	1.0500E-07	1.5800E-08	6.0400E-08	0.05889	0.01811	1.417	1.533	1.417	949.9	111.9	530.9	1.2764	0.02683	8461.8591	100.9810	204.0824	195.4046	195.4046	195.4046	42.28	
7.5	0.154283	42.28	1.0500E-07	1.5790E-08	6.0395E-08	0.05890	0.01811	1.416	1.532	1.416	950.0	111.9	531.0	1.2758	0.02682	8460.4236	100.9559	204.0582	195.3824	195.3824	195.3824	42.28	

Tabla A.3: Est.1: Comprobación

V_1 m^3/h	Cálculo de θ_m					Comprobación $A_p - Q_c$		
	θ_1 $^{\circ}C$	θ_2 $^{\circ}C$	θ_{m_cont} $^{\circ}C$	ε	θ_{m_cruz} $^{\circ}C$	$An_{t.a}$ m^2	Q_{c-An} kW	Q_{c-A} kW
1,5	20,00	7,69	12,88	1	12,88	9,183	21,012	11,934
1,5	29,39	15,97	22,00	1	22,00	5,147	22,881	23,185
1,5	29,11	15,73	21,74	1	21,74	5,214	22,813	22,820
1,5	29,10	15,73	21,73	1	21,73	5,215	22,810	22,809
2,5	20,00	12,62	16,03	1	16,03	7,161	21,012	15,303
2,5	25,90	18,13	21,79	1	21,79	5,126	22,096	22,479
2,5	25,54	17,79	21,43	1	21,43	5,220	22,022	22,001
2,5	25,56	17,81	21,45	1	21,45	5,215	22,026	22,027
3,5	20,00	14,73	17,23	1	17,23	6,565	21,012	16,691
3,5	24,43	18,96	21,58	1	21,58	5,137	21,802	22,136
3,5	24,11	18,65	21,26	1	21,26	5,221	21,740	21,715
3,5	24,13	18,67	21,29	1	21,29	5,215	21,744	21,744
4,5	20,00	15,90	17,87	1	17,87	6,275	21,012	17,463
4,5	23,62	19,39	21,44	1	21,44	5,146	21,647	21,938
4,5	23,34	19,12	21,16	1	21,16	5,220	21,595	21,575
4,5	23,35	19,14	21,18	1	21,18	5,216	21,597	21,595
4,5	23,36	19,14	21,18	1	21,18	5,215	21,598	21,601
5,5	20,00	16,64	18,27	1	18,27	6,102	21,012	17,958
5,5	23,10	19,66	21,33	1	21,33	5,153	21,550	21,811
5,5	22,84	19,41	21,08	1	21,08	5,222	21,503	21,477
5,5	22,87	19,43	21,11	1	21,11	5,214	21,508	21,514
6,5	20,00	17,16	18,54	1	18,54	5,987	21,012	18,303
6,5	22,74	19,84	21,25	1	21,25	5,160	21,485	21,716
6,5	22,51	19,62	21,03	1	21,03	5,218	21,443	21,431
6,5	22,53	19,63	21,04	1	21,04	5,216	21,447	21,444
7,5	20,00	17,54	18,74	1	18,74	5,905	21,012	18,558
7,5	22,48	19,96	21,20	1	21,20	5,297	21,438	21,105
7,5	22,81	20,29	21,53	1	21,53	5,077	21,497	22,084
7,5	22,24	19,73	20,96	1	20,96	5,227	21,395	21,347
7,5	22,29	19,78	21,01	1	21,01	5,214	21,404	21,407
7,5	22,28	19,77	21,00	1	21,00	5,215	21,402	21,402

Tabla A.4: Est.1: Trabajos y potencias demandadas

V_1 m^3/h	Potencia				
	w_0^c kJ/kg	P_0^c kW	w_0^{ba} kJ/kg	P_0^{ba} kW	P_0^t kW
1,5	44,826	7,810	53,639	22,868	30,678
2,5	43,115	7,026	31,148	22,150	29,177
3,5	42,412	6,744	22,031	21,941	28,684
4,5	42,032	6,599	17,077	21,869	28,468
5,5	41,788	6,508	13,961	21,855	28,363
6,5	41,619	6,447	11,821	21,870	28,316
7,5	41,494	6,402	10,259	21,901	28,303

B Resumen cálculos del Estudio 2

Tabla B.1: Est.2: Fluido 1

Fluido 1: Agua Salada													
Propiedades fl						Magnitudes calculadas fl							
V_1 m^3/h	Q_c kW	ν_1 m^2/s	λ_1 $W/m^{\circ}C$	Pr_1	ρ_1 kg/m^3	cp_1 $kJ/kg^{\circ}C$	he_1 kJ/kg	hs_1 kJ/kg	m_1 kg/s	w_1 m/s	Re_1	Nu_1	α_1
1,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,4270	0,4872	7789,2862	62,9876	2300,8393
1,5	18,846	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,4270	0,4872	7789,2862	62,9876	2300,8393
1,5	19,267	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,4270	0,4872	7789,2862	62,9876	2300,8393
1,5	18,886	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,4270	0,4872	7789,2862	62,9876	2300,8393
1,5	19,263	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,4270	0,4872	7789,2862	62,9876	2300,8393
2,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,7117	0,8119	12982,1437	94,7837	3462,3047
2,5	19,031	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,7117	0,8119	12982,1437	94,7837	3462,3047
2,5	19,111	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,7117	0,8119	12982,1437	94,7837	3462,3047
2,5	19,108	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,7117	0,8119	12982,1437	94,7837	3462,3047
3,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,9964	1,1367	18175,0011	124,0613	4531,7685
3,5	19,224	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,9964	1,1367	18175,0011	124,0613	4531,7685
3,5	19,328	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,9964	1,1367	18175,0011	124,0613	4531,7685
3,5	19,321	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	0,9964	1,1367	18175,0011	124,0613	4531,7685
4,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,2811	1,4615	23367,8586	151,6882	5540,9380
4,5	19,424	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,2811	1,4615	23367,8586	151,6882	5540,9380
4,5	19,546	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,2811	1,4615	23367,8586	151,6882	5540,9380
4,5	19,535	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,2811	1,4615	23367,8586	151,6882	5540,9380
4,5	19,536	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,2811	1,4615	23367,8586	151,6882	5540,9380
5,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,5658	1,7863	28560,7161	178,1033	6505,8408
5,5	19,631	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,5658	1,7863	28560,7161	178,1033	6505,8408
5,5	19,765	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,5658	1,7863	28560,7161	178,1033	6505,8408
5,5	19,75	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,5658	1,7863	28560,7161	178,1033	6505,8408
5,5	19,752	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,5658	1,7863	28560,7161	178,1033	6505,8408
6,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
6,5	19,846	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
6,5	19,983	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
6,5	19,966	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
6,5	19,969	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
6,5	19,967	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	1,8505	2,1110	33753,5735	203,5694	7436,0785
7,5	21,012	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	2,1352	2,4358	38946,4310	228,2605	8338,0077
7,5	20,071	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	2,1352	2,4358	38946,4310	228,2605	8338,0077
7,5	20,202	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	2,1352	2,4358	38946,4310	228,2605	8338,0077
7,5	20,183	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	2,1352	2,4358	38946,4310	228,2605	8338,0077
7,5	20,186	1,0319E-06	0,6027	7,0167	1024,8749	3,9985	79,83	86,08	2,1352	2,4358	38946,4310	228,2605	8338,0077

Tabla B.2: Est.2: Fluido 2 y t'_c

		Fluido 2: R507																	Cálculo U						
V_1 m^3/h	m_2 kg/s	t_c $^{\circ}C$	Propiedades f2																	Magnitudes calculadas f2:				U $W/m^2^{\circ}C$	t'_c $^{\circ}C$
			λ_1^* $W/m^{\circ}C$	λ_2^* $W/m^{\circ}C$	λ_3^* $W/m^{\circ}C$	λ_{m2} $W/m^{\circ}C$	cp_1^* $kJ/kg^{\circ}C$	cp_2^* $kJ/kg^{\circ}C$	cp_3^* $kJ/kg^{\circ}C$	cp_{m2} $kJ/kg^{\circ}C$	ρ_1^* kg/m^3	ρ_2^* kg/m^3	ρ_3^* kg/m^3	ρ_{m2} kg/m^3	Pr_2	v_2 m/s	Re_2	Nu_2	o_2						
1.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	177.5962	23.58							
1.5	0.121709	23.58	0.06628	0.01519	0.04074	1.433	1.167	1.300	1054.00	65.20	559.60	1.96045	0.02008	348.3936	36.6863	78.4470	75.0239	27.32							
1.5	0.126738	27.32	0.06486	0.01571	0.04029	1.461	1.205	1.333	1035.00	72.60	553.80	1.2115	0.02112	6087.4874	81.4564	172.2557	156.5693	23.95							
1.5	0.122184	23.95	0.06614	0.01524	0.04069	1.436	1.170	1.303	1052.00	65.91	558.96	1.93562	0.02018	355.4518	36.9745	78.9761	75.5077	27.28							
1.5	0.126682	27.28	0.06487	0.01570	0.04029	1.461	1.205	1.333	1035.00	72.62	553.76	1.2122	0.02112	6080.7693	81.4212	172.1812	156.5078	23.95							
2.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	183.0691	25.26							
2.5	0.123905	25.26	0.06564	0.01542	0.04053	1.445	1.183	1.314	1045.00	68.43	556.72	1.2112	0.02054	5832.1578	79.3852	168.8967	157.8764	25.97							
2.5	0.124863	25.97	0.06537	0.01552	0.04045	1.451	1.191	1.321	1042.00	69.84	555.92	1.2122	0.02073	5916.0857	80.0906	170.0401	158.8750	25.94							
2.5	0.124822	25.94	0.06538	0.01551	0.04045	1.450	1.190	1.320	1042.00	69.79	555.90	1.2111	0.02073	5914.8578	80.0574	169.9697	158.8135	25.94							
3.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	185.7450	26.95							
3.5	0.126217	26.95	0.06500	0.01566	0.04033	1.458	1.201	1.330	1037.00	71.84	554.42	1.2114	0.02101	6039.8501	81.0712	171.6389	162.3170	27.84							
3.5	0.127480	27.84	0.06466	0.01578	0.04022	1.466	1.211	1.339	1032.00	73.70	552.85	1.2115	0.02128	6157.5507	82.0221	173.1720	163.6875	27.78							
3.5	0.127394	27.78	0.06468	0.01577	0.04023	1.465	1.210	1.338	1033.00	73.57	553.29	1.2123	0.02125	6144.3528	81.9327	173.0049	163.5381	27.78							
4.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	187.3598	28.64							
4.5	0.128643	28.64	0.06435	0.01590	0.04013	1.473	1.220	1.347	1028.00	75.41	551.71	1.2119	0.02152	6263.7361	82.8763	174.5623	166.2010	29.64							
4.5	0.130137	29.64	0.06397	0.01604	0.04001	1.482	1.231	1.357	1023.00	77.60	550.30	1.2136	0.02183	6393.6684	83.9426	176.2794	167.7568	29.55							
4.5	0.130001	29.55	0.06400	0.01603	0.04002	1.481	1.230	1.356	1024.00	77.40	550.70	1.2142	0.02179	6377.9200	83.8304	176.0777	167.5833	29.56							
4.5	0.130016	29.56	0.06400	0.01603	0.04002	1.481	1.230	1.356	1023.00	77.42	550.21	1.2131	0.02181	6384.3430	83.8564	176.1424	167.6327	29.56							
5.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	188.4510	30.33							
5.5	0.131195	30.33	0.06370	0.01614	0.03992	1.488	1.239	1.364	1019.00	79.15	549.08	1.2143	0.02206	6488.9418	84.7070	177.5067	169.7538	31.38							
5.5	0.132849	31.38	0.06329	0.01630	0.03980	1.498	1.252	1.375	1014.00	81.57	547.79	1.2168	0.02239	6633.3444	85.8912	179.4246	171.5071	31.27							
5.5	0.132673	31.27	0.06333	0.01628	0.03981	1.497	1.251	1.374	1014.00	81.31	547.66	1.2161	0.02236	6622.0153	85.7863	179.2506	171.3480	31.28							
5.5	0.132689	31.28	0.06333	0.01628	0.03981	1.497	1.251	1.374	1014.00	81.33	547.67	1.2161	0.02236	6622.6910	85.7921	179.2627	171.3591	31.28							
6.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	189.2427	32.01							
6.5	0.133698	32.01	0.06305	0.01639	0.03972	1.505	1.260	1.383	1010.00	83.06	546.53	1.2183	0.02261	6725.2245	86.6377	180.6431	173.2841	33.05							
6.5	0.135598	33.05	0.06264	0.01653	0.03960	1.516	1.273	1.395	1005.00	85.58	545.29	1.2212	0.02290	6876.4747	87.8710	182.6379	175.1189	32.92							
6.5	0.135799	33.05	0.06269	0.01653	0.03961	1.515	1.271	1.393	1006.00	85.25	545.63	1.2218	0.02290	6851.9667	87.6973	182.3459	174.8504	32.94							
6.5	0.135412	32.94	0.06268	0.01654	0.03961	1.515	1.272	1.394	1005.00	85.30	545.15	1.2212	0.02293	6859.6448	87.7414	182.4376	174.9347	32.93							
7.5	0.135395	32.93	0.06269	0.01654	0.03962	1.515	1.272	1.394	1005.00	85.28	545.14	1.2210	0.02293	6858.9169	87.7316	182.4403	174.9372	32.93							
7.5	0.148994	40.00	0.05985	0.01770	0.03878	1.609	1.376	1.493	964.40	104.60	534.50	1.2574	0.02573	8020.5315	97.3032	198.0541	189.8461	33.70							
7.5	0.136711	33.70	0.06238	0.01665	0.03952	1.523	1.282	1.403	1001.00	87.19	544.10	1.2234	0.02319	6974.4390	88.6717	183.9297	176.8298	34.65							
7.5	0.138382	34.65	0.06201	0.01680	0.03941	1.534	1.295	1.415	995.90	89.60	542.75	1.2272	0.02353	7117.6641	89.5227	185.8606	178.6137	34.51							
7.5	0.138132	34.51	0.06206	0.01678	0.03942	1.533	1.293	1.413	996.70	89.24	542.97	1.2266	0.02348	7097.9889	89.0893	185.5933	178.3069	34.53							
7.5	0.138168	34.53	0.06206	0.01679	0.03943	1.533	1.293	1.413	996.60	89.30	542.95	1.2264	0.02349	7100.0808	89.7003	185.6397	178.4097	34.53							

Tabla B.3: Est.2: Comprobación

V_1 m^3/h	Cálculo de θ_m					Comprobación $Ap-Q_c$		
	θ_1 $^{\circ}C$	θ_2 $^{\circ}C$	θ_{m_cont} $^{\circ}C$	ε	θ_{m_cruz} $^{\circ}C$	$An_{t.a}$ m^2	Q_{c_An} kW	Q_{c_A} kW
1,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	6,149	21,012	17,820
1,5	3,58	2,08	2,77	1,00	2,77	90,840	18,846	1,082
1,5	7,32	5,82	6,55	1,00	6,55	18,799	19,267	5,345
1,5	3,95	2,45	3,14	1,00	3,14	79,740	18,886	1,235
1,5	7,28	5,78	6,50	1,00	6,50	18,924	19,263	5,309
2,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,965	21,012	18,369
2,5	5,26	3,76	4,47	1,00	4,47	26,961	19,031	3,681
2,5	5,97	4,47	5,18	1,00	5,18	23,202	19,111	4,296
2,5	5,94	4,44	5,15	1,00	5,15	23,354	19,108	4,267
3,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,879	21,012	18,638
3,5	6,95	5,45	6,17	1,00	6,17	19,197	19,224	5,222
3,5	7,84	6,34	7,06	1,00	7,06	16,726	19,328	6,027
3,5	7,78	6,28	7,00	1,00	7,00	16,876	19,321	5,971
4,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,829	21,012	18,800
4,5	8,64	7,14	7,86	1,00	7,86	14,862	19,424	6,816
4,5	9,64	8,14	8,86	1,00	8,86	13,144	19,546	7,756
4,5	9,55	8,05	8,78	1,00	8,78	13,273	19,535	7,676
4,5	9,56	8,06	8,79	1,00	8,79	13,256	19,536	7,686
5,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,795	21,012	18,910
5,5	10,33	8,83	9,56	1,00	9,56	12,102	19,631	8,459
5,5	11,38	9,88	10,61	1,00	10,61	10,864	19,765	9,488
5,5	11,27	9,77	10,50	1,00	10,50	10,978	19,750	9,382
5,5	11,28	9,78	10,51	1,00	10,51	10,968	19,752	9,392
6,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,771	21,012	18,989
6,5	12,01	10,51	11,25	1,00	11,25	10,184	19,846	10,163
6,5	13,05	11,55	12,28	1,00	12,28	9,292	19,983	11,216
6,5	12,92	11,42	12,15	1,00	12,15	9,396	19,966	11,082
6,5	12,94	11,44	12,17	1,00	12,17	9,379	19,969	11,104
6,5	12,93	11,43	12,17	1,00	12,17	9,382	19,967	11,099
7,5	20,00	18,50	19,24	1,00	19,24	5,752	21,012	19,049
7,5	13,70	12,20	12,93	1,00	12,93	8,775	20,071	11,928
7,5	14,65	13,15	13,89	1,00	13,89	8,145	20,202	12,935
7,5	14,51	13,01	13,75	1,00	13,75	8,231	20,183	12,788
7,5	14,53	13,03	13,77	1,00	13,77	8,219	20,186	12,809

Tabla B.4: Est.2:Trabajos y potencias demandadas

V_1 m^3/h	Potencia				
	w_0^c kJ/kg	P_0^c kW	w_0^{ba} kJ/kg	P_0^{ba} kW	P_0^t kW
1,5	31,806	3,886	6,246	2,667	6,553
2,5	32,911	4,108	6,246	4,445	8,553
3,5	33,921	4,321	6,246	6,223	10,545
4,5	34,887	4,536	6,246	8,001	12,537
5,5	35,811	4,752	6,246	9,779	14,531
6,5	36,688	4,967	6,246	11,558	16,525
7,5	37,531	5,186	6,246	13,336	18,521

Bibliografía

- [1] *Thermophysical properties of seawater*. [en línea] 2018, consultado el 20 de abril de 2018. URL: <http://web.mit.edu/seawater/> .
- [2] ARTILES OLIVARES, T., *Diagnóstico y solución de avería en el sistema de condensación de una instalación frigorífica a bordo. Trabajo de fin de grado*. Universidad de La Laguna, 2018. URL: <http://riull.ull.es/xmlui/handle/915/7927> .
- [3] HARBACH, J., *Marine Refrigeration and Air-conditioning*. Cornell Maritime Press, 2005, ISBN 9780870335655.
- [4] ISACHENKO, V.; OSIPOVA, V.; SUKOMEL, A., *Transmisión de calor*, vol. 2. Marcombo-Boixareu, 1979, ISBN 9788426703736.
- [5] RAPIN, P. J., *Instalaciones frigoríficas*, vol. 1. Marcombo, 1978, ISBN 8426703496.
- [6] RAPIN, P. J., *Instalaciones frigoríficas*, vol. 2. Marcombo, 1990, ISBN 8426703771.