



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Diseño de la compresión bietapa para un equipo de calefacción a baja temperatura

AUTORA: MARÍA ÁNGELES RÓDENAS ESTEBAN

TUTOR: EMILIO NAVARRO PERIS

Curso Académico: 2016-17

RESUMEN

Actualmente existe un interés creciente en utilizar bombas de calor para la producción de agua caliente sanitaria. Tradicionalmente este tipo de aplicación ha estado limitada como consecuencia de que estos equipos tenían precios demasiado elevados en comparación con las calderas de gas.

En la actualidad el desarrollo de los compresores scroll de inyección de vapor ha permitido que muchas marcas estén comenzando a desarrollar algunos modelos orientados a este tipo de aplicaciones.

En el presente proyecto se pretende analizar de forma teórica el ciclo de compresión con inyección de vapor orientado a la optimización de las condiciones de trabajo de este tipo de sistema.

Además, se pretende diseñar el sistema de bomba de calor con inyección de vapor y entender cómo afecta al rendimiento al comparándolo con dos sistemas de bomba de calor simple, una que emplee el mismo refrigerante y otra que emplee como refrigerante el CO₂.

Palabras clave: Bomba de calor, inyección de vapor, eficiencia energética, ACS.

RESUM

Actualment existeix un interès creixent a utilitzar bombes de calor per a la producció d'aigua calenta sanitària. Tradicionalment aquest tipus d'aplicació ha estat limitada com a conseqüència que aquests equips tenien preus massa elevats en comparació de les calderes de gas.

En l'actualitat el desenvolupament dels compressors scroll d'injecció de vapor ha permès que moltes marques estiguen començant a desenvolupar alguns models orientats a aquest tipus d'aplicacions.

En el present projecte es pretén analitzar de forma teòrica el cicle de compressió amb injecció de vapor orientat a l'optimització de les condicions de treball d'aquest tipus de sistema.

A més, es pretén dissenyar el sistema de bomba de calor amb injecció de vapor i entendre com afecta al rendiment al comparant-ho amb dos sistemes de bomba de calor simple, una que empre el mateix refrigerant i una altra que empre com a refrigerant el CO₂.

Paraules clau: Bomba de calor, injecció de vapor, eficiència energètica, ACS.

ABSTRACT

Nowadays there is a growing interest in using heat pumps to sanitary hot water production. Traditionally this type of application has been limited as a result of the high price of these heat pumps in comparison with gas boilers price.

Currently the development of steam injection scroll compressors has allowed many brands to start developing some models oriented to such applications.

In this project it is pretend to theoretically analyse the compression cycle with steam injection in order to optimizing the working conditions of this type of system.

Furthermore, it is intended to design the heat pump system with steam injection and also to understand how affects it to the performance compared to two systems of heat pump simple, one which employs the same refrigerant and one that employs as refrigerant CO₂.

Keywords: Heat Pump, steam injection, energy efficiency, ACS.

Contenido del documento

I. MEMORIA

II. ANEXO

III. PRESUPUESTO

MEMORIA

ÍNDICE MEMORIA

1	Objetivos	1
2	Introducción y Motivación	2
3	Conceptos básicos de la bomba de calor	4
3.1	Sistemas de inyección	5
3.2	Refrigerantes naturales	5
4	Diseño de bomba de calor con R744 (CO ₂)	8
4.1	Elección del Compresor	9
4.2	Diseño del Condensador	10
4.3	Diseño Evaporador	12
4.4	Resultados finales Ciclo Simple R744.	15
4.4.1	Diseño ciclo simple con R744.	15
4.4.2	Puntos de funcionamiento	15
5	Diseño de la bomba de calor. Compresión simple.....	17
5.1	Elección del Refrigerante.....	18
5.2	Elección del Compresor.....	19
5.3	Diseño del Condensador	21
5.4	Diseño Evaporador	24
5.5	Resultados Ciclo Simple R290.....	27
5.5.1	Diseño ciclo simple con R290	27
5.5.1	Puntos de funcionamiento	27
6	Diseño de la bomba de calor con inyección parcial.....	29
6.1	Elección del Compresor	30
6.2	Diseño del Condensador	31
6.3	Diseño del Economizador	35
6.4	Diseño del Evaporador	37
6.5	Resultados Ciclo de Inyección Parcial.....	40
6.5.1	Diseño ciclo simple con R290	40
6.5.2	Puntos de funcionamiento	41
6.5.3	Análisis de los resultados	42
7	Conclusión trabajo	44
7.1	Análisis de los ciclos subcríticos.	44
7.2	Valoración de las alternativas factibles.....	45
8	BIBLIOGRAFÍA.....	47

ÍNDICE DE TABLAS Y GRÁFICAS

Gráfica 1. Consumos según Uso Energéticos (Datos IDAE).....	2
Gráfica 2. Número de placas B17. R744.....	12
Tabla 3. Datos simulación. R744.	13
Tabla 4. Cuadro diseño Ciclo Simple R744.	15
<i>Tabla 5. Resultados Ciclo Simple R744.</i>	<i>16</i>
Tabla 6. Datos T descarga (°C) y COP.	18
Gráfica 7. Número de placas condensador. R290 Simple.	23
Tabla 8. Datos simulación. R290 Simple.....	24
Tabla 9. Cuadro diseño Ciclo Simple R290.	27
<i>Tabla 10. Resultados Ciclo Simple. R290 Simple.</i>	<i>27</i>
Gráfica 2. Número de placas Condensador. R290 Inyección.	34
Gráfica 4. Número de placas Economizador. R290 Inyección.....	36
Tabla 13. Economizador (Text -15°C). R290 Inyección.	37
Tabla 14. Datos simulación evaporador. R290 Inyección.	38
Tabla 15. Cuadro diseño Ciclo Inyección Parcial R290.	40
Tabla 16. Temperaturas de condensación. R290 Inyección.....	41
Tabla 17. Economizador (Text 7°C). R290 Inyección.....	41
Tabla 18. Economizador (Text 5°C). R290 Inyección.....	42
Tabla 19. Economizador (Text -7°C). R290 Inyección.	42
Tabla 20. Temperaturas de evaporación. R290 Inyección.	42
Tabla 21. Temperaturas de evaporación. R290 Inyección.	43
Gráfica 22. Comparación T descarga ciclos R290.....	44
Gráfica 23. Comparación COP.	45

1 Objetivos

El agua caliente es un servicio de confort que actualmente dispone la mayoría de la sociedad. Una de las alternativas para su producción, o como combinación con otro método, es mediante una bomba de calor aerotérmica.

Este Trabajo Fin de Grado se centra en diseñar un equipo eficiente para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) a una temperatura de consumo de 60°C. Para ello se desarrolla una instalación de 30kW de potencia calorífica que se caracterizará por trabajar en un ambiente de bajas temperaturas, estas temperaturas oscilan entre los 7 y -15°C.

De acuerdo con estas especificaciones, se **proyecta el diseño de tres bombas de calor** para este uso: una de CO₂, que trabaja en condiciones transcíticas; y dos con un refrigerante que trabaje en condiciones subcíticas, una bomba de calor empleará un ciclo simple y la otra será de inyección parcial.

Con este objetivo, se **plantean y estudian los aspectos que influyen en el diseño** como puede ser el tipo de refrigerante a emplear en el equipo o el valor del subcooling en el condensador, así se decide de forma crítica las condiciones más óptimas o adecuadas para este sistema.

Una vez claras las bases del proyecto, en este trabajo se desarrolla el diseño de los componentes de la bomba de calor: compresor, condensador, economizador y evaporador. Con ello se consigue **ampliar las competencias** adquiridas, pues se emplean conocimientos aprendidos a lo largo del grado y se indaga en la utilización de nuevos programas, y en el uso de catálogos y softwares de selección que los distintos fabricantes facilitan.

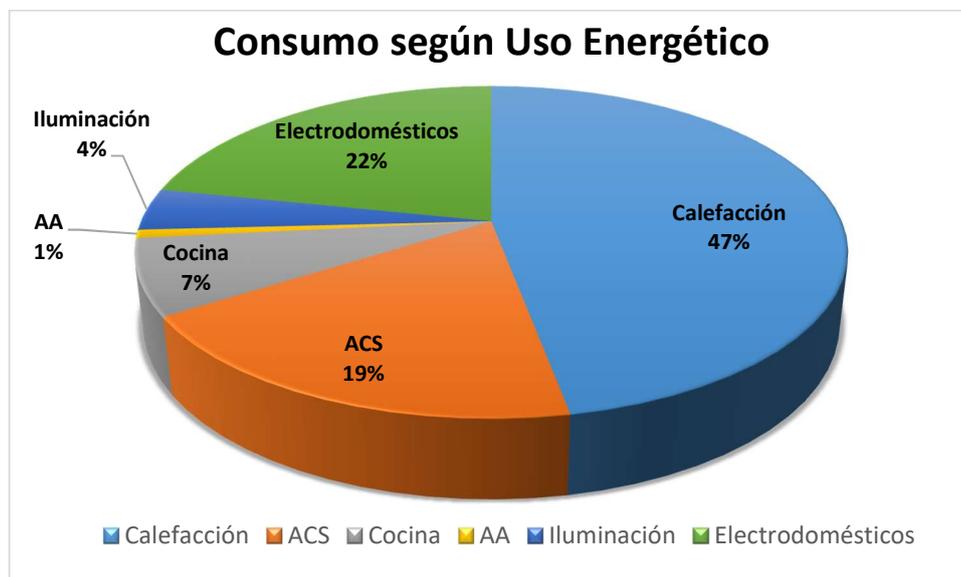
Por último, otro objetivo importante, es el de poder **contrastar y valorar los resultados** obtenidos de los tres ciclos para así poder **tomar la decisión final** del diseño del equipo. En esta decisión se tendrá en cuenta tanto el punto de vista energético como el económico.

2 Introducción y Motivación

En la sociedad actual el consumo de agua caliente es considerado un recurso básico usado en el día a día y del que se dispone en todos los edificios: viviendas, centros públicos (hospitales, escuelas...), en la industria, centros de ocio...

Según el informe Análisis del consumo energético del sector residencial en España (2011) presentado por IDAE (Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía), en las viviendas españolas se consume un 17% de la energía final y un 25% de la electricidad total, lo que en principio se puede considerar un porcentaje poco significativo. Sin embargo, en términos relativos, el residencial y el sector terciario presentan un mayor crecimiento, por lo que este valor resulta relevante. (IDAE Secretaria General, 2011)

A nivel residencial, los principales consumos se producen para calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y electrodomésticos, y en menores proporciones para refrigeración/aire acondicionado (AA), cocina e iluminación.



Gráfica 1. Consumos según Uso Energéticos (Datos IDAE).

En vista de los datos, el uso energético que presenta la producción de ACS equivale a un 19% del consumo total en las viviendas españolas. Los sistemas para producción ACS más habituales son los individuales, concretamente la caldera individual es el sistema más empleado ya sea con gas natural (40%), butano (26%) o electricidad (22%) como fuente de energía.

Como bien es sabido, la concienciación con el medio ambiente es un tema de gran relevancia íntimamente relacionado con el consumo de energía y la obtención de ésta.

En consecuencia, en vistas a cumplir con los objetivos y compromisos de ahorro energético establecidos a nivel europeo, se ha desarrollado una regulación que impone unos requisitos básicos para la edificación. Estos requerimientos tienen el propósito de mermar el impacto medioambiental reduciendo las emisiones de efecto invernadero y disminuyendo la

dependencia energética, para ello se plantean estrategias de uso racional de la energía necesaria, mediante el ahorro energético y el aislamiento térmico.

La bomba de calor se presenta como una alternativa frente a las calderas convencionales. Estos sistemas de producción de agua caliente sanitaria presentan altas eficiencias, el COP suele ser aproximadamente 3, lo que premia un importante ahorro energético. Con respecto a los datos anteriores, este sistema permitiría reducir el porcentaje de uso energético para la producción de ACS hasta un 7,22%, lo que equivale a una reducción del 12,7% del consumo total en las viviendas españolas.

El gobierno de Japón, en vistas del importante porcentaje de uso energético que suponía la producción de agua caliente sanitaria fomentó el desarrollo de las bombas de calor para dicha aplicación. Estas bombas de calor denominadas como EcoCute emplean CO₂ como refrigerante en ya que, al trabajar con un ciclo transcrito, presentan buenas eficiencias para equipos que calientan flujos con importantes saltos de temperatura, como es el caso de la producción de ACS, donde la temperatura de entrada al sistema suele oscilar entre los 10-30°C y la temperatura de suministro demandada es de 60°C.

El principal inconveniente que presentan estas bombas de calor, es su elevado coste. Debido a que trabajan en condiciones transcricas, los componentes que la forman deben ser robustos para soportar las altas presiones del ciclo y, por tanto, son más caros que los componentes de los ciclos subcricos.

Como consecuencia, los consumidores pueden no estar dispuestos a realizar esta elevada inversión inicial a pesar del ahorro energético que supone su uso. Así pues, cabría la posibilidad de encontrar una alternativa más económica que permita obtener el mismo ahorro energético.

A lo largo del presente trabajo se pretende diseñar un ciclo con CO₂ y una alternativa a éste, que trabaje de forma subcrica. Con los sistemas de producción de ACS, se analizarán y valorarán los resultados para tomar una decisión final.

3 Conceptos básicos de la bomba de calor

La energía aerotérmica es una fuente energía que aprovecha la energía en forma de temperatura que contiene el aire exterior para producir calor o frío mediante bombas de calor.

La bomba de calor es una máquina térmica y cíclica que trabaja entre dos focos de distinta temperatura absorbiendo calor de la fuente fría y cediendo calor a la caliente gracias a un aporte de energía.

El ciclo trasiega un fluido frigorígeno o refrigerante es el que transporta el calor. Este fluido es el que absorbe el calor a baja temperatura y presión en el evaporador y lo cede a alta temperatura y presión en el condensador.

Los componentes que forman la bomba de calor son: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

- El compresor es una máquina que absorbe energía eléctrica y la transmite un flujo aumentando su presión y su energía cinética. El compresor solo puede trabajar con flujos en fase gaseosa.
- El condensador es un intercambiador térmico. En este intercambiador se condensa el flujo que viene del compresor cediendo calor. Por tanto, este intercambiador es el que se encuentra en el lado de altas presiones.
- La válvula de expansión es un dispositivo que genera una caída de presión. Esta caída de presión provoca un enfriamiento isoentálpico en el flujo.
- El evaporador es un intercambiador térmico. En este intercambiador se evapora el flujo que viene de la válvula de expansión, para este cambio de fase el flujo absorbe

El ciclo simple de una bomba de calor es el representado en la imagen 1.

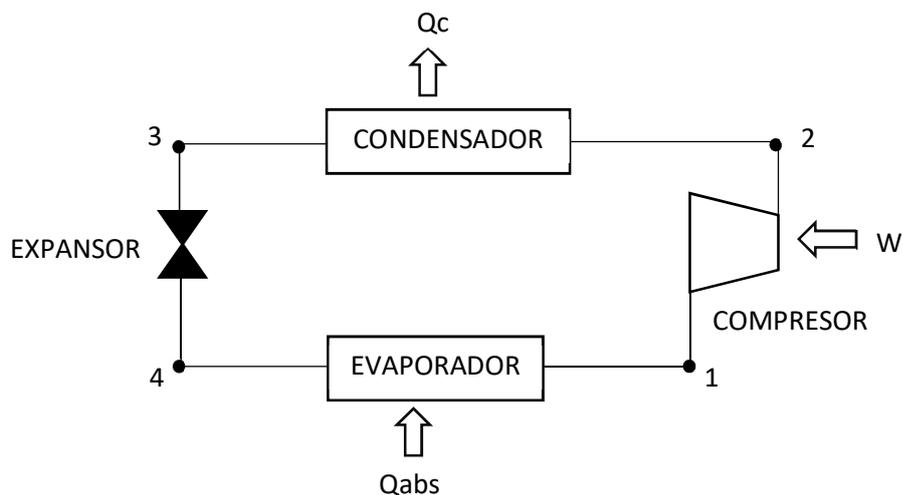


Imagen 1. Ciclo Simple.

3.1 Sistemas de inyección

La bomba de calor puede estar formada por un ciclo con inyección parcial. En este tipo de ciclo se inyecta un flujo de vapor a menor temperatura al compresor buscando así reducir el trabajo que éste debe aportar al fluido. En consecuencia, se consiguen eficiencias mejores en estos ciclos.

La imagen 2 muestra un ciclo de inyección parcial. Este ciclo tiene dos etapas de compresión, a alta presión (CAP) y otra a baja presión (CBP), con una inyección de vapor entre ellas. Al inyectar vapor, el refrigerante disminuye su temperatura sin perder presión, de manera que el compresor necesita menor potencia para la segunda etapa de compresión de este fluido. Además, este vapor se obtiene aprovechando la temperatura del flujo a la salida del condensador, por lo que no supone un coste energético extra al sistema.

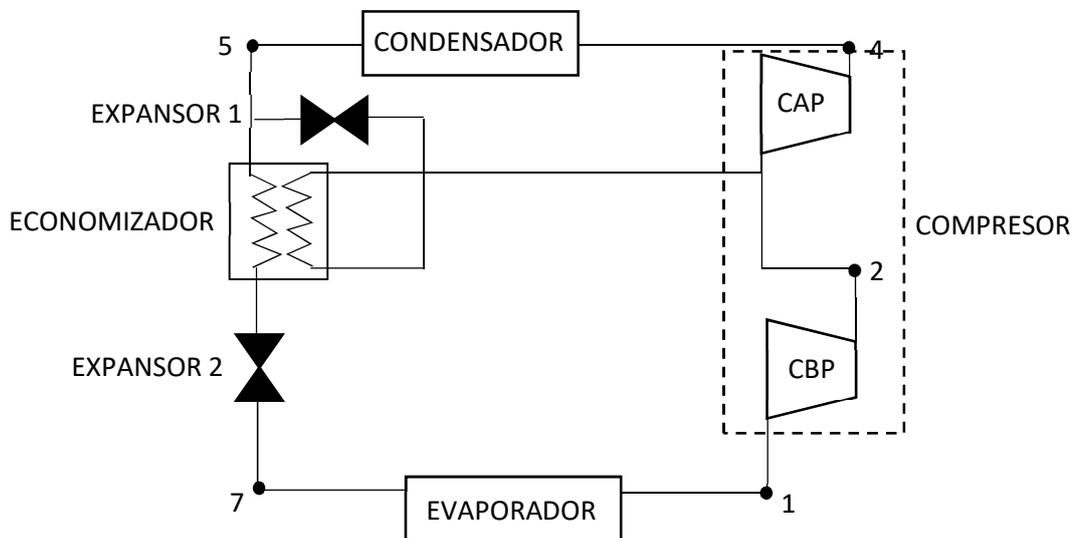


Imagen 2. Ciclo Inyección parcial.

Otra ventaja frente al simple es que en ciclos de inyección la temperatura de descarga del compresor es menor. Esto es beneficioso para el sistema ya que cuando las temperaturas son altas, el aceite, que se emplea para lubricar y refrigerar el circuito, puede perder su viscosidad provocando problemas de refrigeración insuficiente o fricción entre las partes del sistema.

3.2 Refrigerantes naturales

Los refrigerantes naturales (hidrocarburos, dióxido de carbono, amoníaco, propano, agua y aire) se presentan como una alternativa sostenible frente al resto de refrigerantes sintéticos (CFC, HCFC y HFC).

Los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidroclorofluorocarbonatados (HCFC) tienen un grave efecto en la capa de ozono por su contenido en cloro, por ello se ha ido restringido su uso y

se han buscado otras alternativas. Debido a este impacto medio ambiental en el Protocolo de Montreal se restringió su uso.

Los hidrofluorocarbonatados (HFC) no contienen cloro, por lo que no son perjudiciales para la capa de ozono, pero contribuyen al efecto invernadero, es decir, presentan elevados valores de GWP (Global Warming Potential).

Por el contrario, los refrigerantes naturales tienen un impacto ambiental bajo, no dañan la capa de ozono y presentan valores de GWP muy bajos.

En consecuencia, la tecnología que se está desarrollando se centra en el uso de refrigerantes naturales intentando desbancar a los sintéticos de sus aplicaciones. Dentro de este tipo de refrigerantes se encuentran:

- Amoníaco (NH₃, R717). Este refrigerante presenta las siguientes características:
 - Es químicamente estable, pero reacciona bajo ciertas condiciones.
 - Presenta buenas propiedades termodinámicas y de transporte lo que provoca un aumento en la eficiencia de los sistemas.
 - Es tóxico y tiene baja inflamabilidad por lo que su clasificación de seguridad es B2.
 - No daña la capa de ozono y presenta un valor de calentamiento global nulo (GWP).
- Hidrocarburos (HC). En esta familia los más usados para refrigeración son el isobutano (C₄H₁₀, R600a), el propano (C₃H₈, R290), el propileno (C₃H₆, R1270) y mezclas que contienen parte de estos fluidos. Sus principales características son:
 - Son químicamente estables.
 - Presenta buenas propiedades termodinámicas y de transporte lo que provoca un aumento en la eficiencia de los sistemas.
 - Son altamente inflamables y presentan una baja toxicidad por lo que su clasificación de seguridad es A3.
 - No dañan la capa de ozono y su efecto en el calentamiento global es muy pequeño.
- Dióxido de carbono (CO₂, R744)
 - Químicamente es estable y compatible con muchos materiales.
 - Las presiones con las que trabaja en un ciclo son muy elevadas en debido a su condición de presión y temperatura. Por tanto, los componentes de una bomba de calor que empleen este refrigerante deben de ser capaces de soportar altas presiones.
 - Presenta una temperatura crítica baja, por lo que dependiendo de la temperatura ambiente trabajará de forma subcrítica o transcítica, y el diseño para el ciclo será distinto.
 - Presenta buenas propiedades termodinámicas y de transporte lo que provoca un aumento en la eficiencia de los sistemas. Estos sistemas presentan buenas eficiencias en climas fríos.

- Presenta una baja toxicidad y no es inflamable por lo que su clasificación de seguridad es A1.
- No daña la capa de ozono y su potencial de calentamiento global (GWP) es 1.

Entre estos tres refrigerantes, el amoníaco, pese a presentar buenas eficiencias, se suele emplear especialmente en instalaciones de gran tamaño debido a principalmente a su toxicidad y su fuerte olor. Estos ciclos se emplean en equipos que abastecen a todo un edificio y éste, normalmente, se instala en las zonas comunes, aislado de las viviendas.

Por su parte, el propano se tiene en cuenta como alternativa en el estudio del presente trabajo frente a otro tipo de refrigerantes preseleccionados.

El CO₂ es un refrigerante que presenta buenas características en climas fríos y además, como se ha comentado anteriormente, es una opción que ha sido desarrollada para este tipo de equipos de producción de ACS. Por ello, se plantea como la primera de las alternativas en el diseño de la bomba de calor.

4 Diseño de bomba de calor con R744 (CO₂)

La primera alternativa a valorar es el diseño de la bomba de calor para producción de ACS mediante el refrigerante R744 (CO₂). Esta bomba de calor estará formada por un ciclo simple de compresión. (*Ver imagen 1. Ciclo Simple*)

Para modelar este ciclo y posteriormente obtener los valores de los parámetros a analizar se utiliza el programa IMST-ART. Este programa permite introducir las condiciones en las que trabaja el equipo y los datos de los intercambiadores que van a ser diseñados para así simular el ciclo. El diseño de estos intercambiadores, condensador y evaporador, también se hará con este programa.

Como punto de partida se plantean las condiciones en las que la bomba de calor va a ser diseñada y se exponen las especificaciones establecidas de funcionamiento.

- El agua a calentar presenta un rango de temperaturas en la entrada que puede variar desde los 10 a 30°C, pues puede haber una recirculación de agua que vuelva a la bomba de calor desde un depósito. A lo largo del desarrollo del trabajo se toma el valor más desfavorable, es decir, se considerará que la **temperatura del agua de abastecimiento es de 10°C**. Por otro lado, la temperatura del agua a la salida, **temperatura de suministro**, será de valor contante e igual **60°C**.
- El equipo debe de proporcionar una **potencia calorífica de 30kW**.
- Respecto a las características del aire, de acuerdo con la Norma UNE-EN_378, al tratarse de una bomba de calor de aire exterior se establece que la **temperatura de bulbo seco de 7 °C** y una **temperatura de bulbo húmedo de 6°C**.

Esta bomba de calor se plantea para zonas de clima frío, por tanto el rango de temperaturas entre las que opera el sistema oscila entre 7 y -15°C. Con el fin de que se cumplan las especificaciones en todo momento, se procede a hacer el diseño con la temperatura más baja por ser la situación más desfavorable, por tanto, **la temperatura del aire exterior se considera -15°C**. La caída de temperatura en el aire una vez que pasa por el evaporador se considera que es de unos 3°C aproximadamente.

- En este diseño se considera un **superheat de 5°C** y la **temperature approach de 3°C**.

Teniendo en cuenta estas especificaciones se procede al diseño de la bomba de calor y a un posterior análisis de los resultados en varios puntos de funcionamiento del sistema.

4.1 Elección del Compresor

El primer paso en el diseño de la bomba de calor es la selección del compresor. Este componente aporta la energía al ciclo para que la bomba de calor se ponga en funcionamiento.

Para el diseño de este compresor se decide emplear uno de tipo semi-hermético, del fabricante Dorin, pues dispone una amplia gama de compresores que trabajan con este refrigerante. Este fabricante facilita un software de selección llamado *Dorin Software 15.07* que permite escoger el modelo de compresor más idóneo en función de las condiciones de trabajo que se establezcan.

Este software dispone de toda la información sobre los compresores que comercializa este fabricante. Así el programa, con una serie de datos proporcionados por el usuario, consigue identificar el posible compresor o compresores que al instalarse en el equipo trabajarían de manera adecuada en cada caso.

Como el equipo trabaja con temperaturas de condensación en torno a los 55-60°C, el software no proporciona una solución e indica que está fuera del rango de aplicación. En consecuencia, se indica la máxima temperatura de condensación que el software permite y dentro de los resultados obtenidos se selecciona el compresor de mayores prestaciones. El modelo seleccionado es el **CD 1000H-QE**. Ver especificaciones del componente en el Anexo.

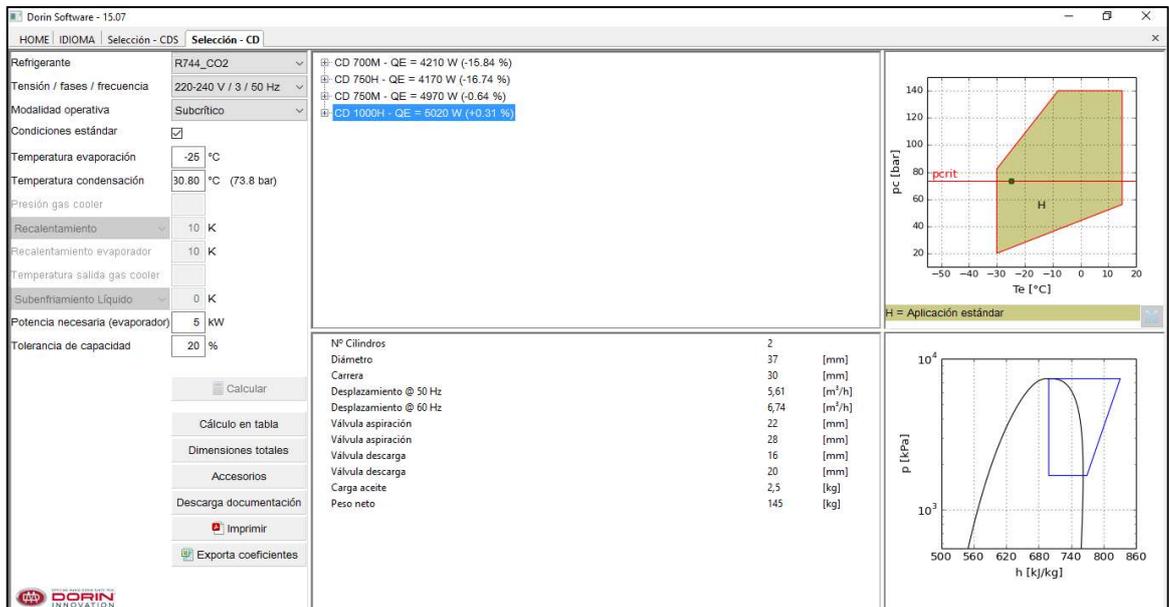


Imagen 3. Pantallazo Dorin Software 15.07. R744.

A continuación, con la ficha de especificaciones del producto se procede a introducir los datos del compresor en el programa IMST-ART para modelar el resto del ciclo.

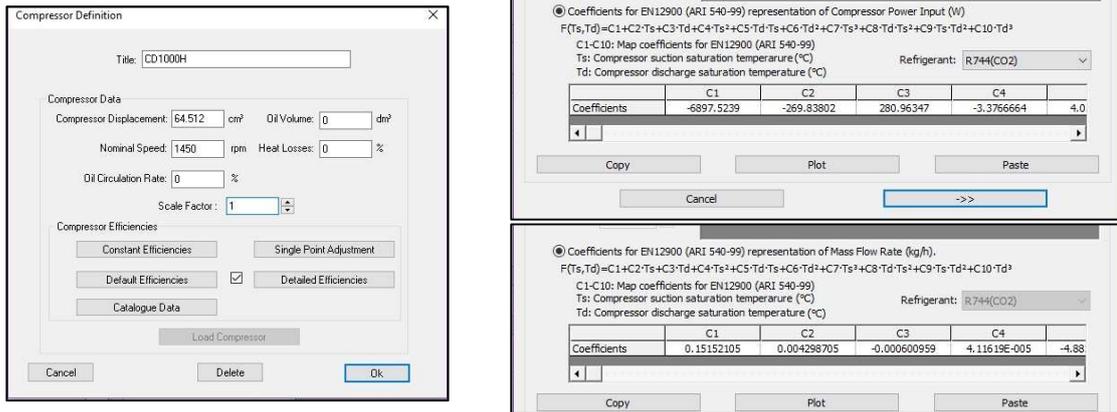


Imagen 4. Compresor CD1000H. R744.

4.2 Diseño del Condensador

El condensador es el intercambiador donde se produce la transferencia de calor para la producción de ACS. Para ello se usará un intercambiador de placas ya que presenta unas buenas eficiencias para estas aplicaciones.

El intercambiador que se empleará será del fabricante Swep. Dentro de la amplia gama que ofrece este fabricante se elige el modelo **B17**, pues es en sus especificaciones se indica que soporta altas presiones y es específico para el uso de este refrigerante. *Ver especificaciones del componente en el Anexo.*

A continuación se analizar el número de placas necesarias para el diseño del condensador. Con este fin, lo primero es fijar el valor de la temperatura del evaporador como una constante para poder simular el ciclo en el programa IMST-ART. Esta consideración del intercambiador se puede hacer gracias a que la variación de la temperatura del aire externo al actuar sobre el evaporador no varía más de unos 3°C aproximadamente. Por ello la temperatura del evaporador se considera:

$$T_{aire_{ext}} - (T_{evap} + Superheat) = \Delta T \rightarrow T_{evap} = -25^{\circ}C$$

Con este valor establecido, se introducen los datos del condensador que se especifican en el catálogo (Imagen 4) y se procede al análisis del comportamiento del ciclo mediante el programa IMST-ART.

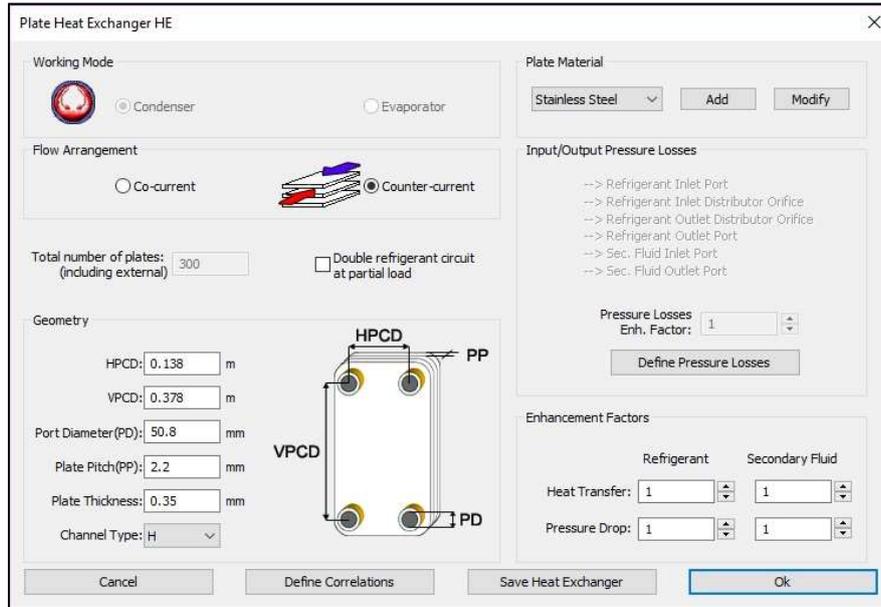


Imagen 5. Condensador B17. R744.

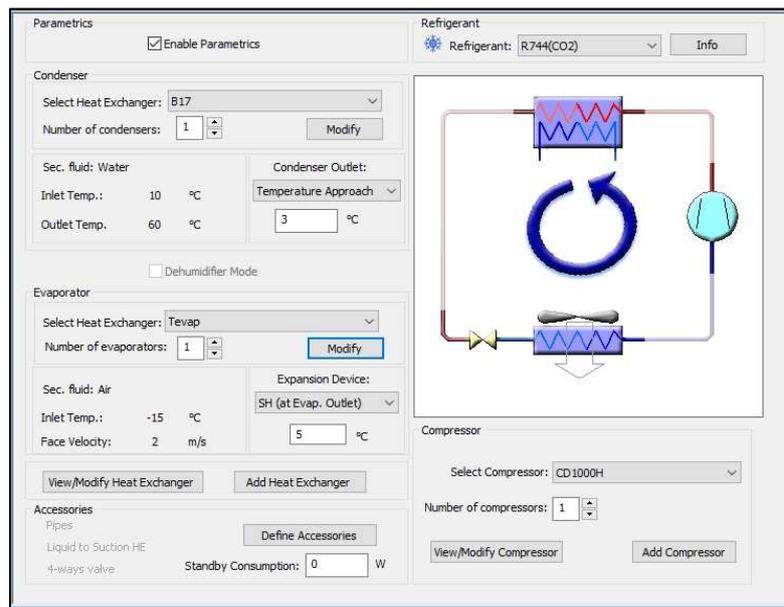


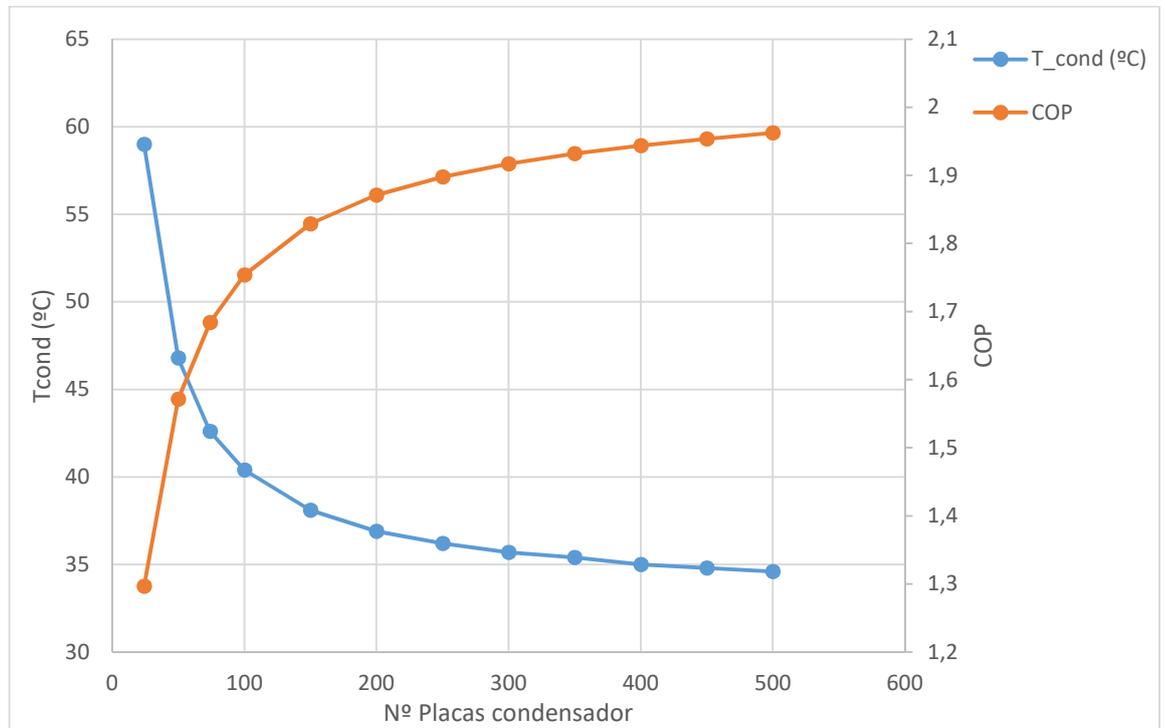
Imagen 6. Simulación Ciclo Simple. R744.

Con respecto a los resultados obtenidos, se presenta la *Gráfica 2* donde se observa el efecto que tiene la variación del número de placas en el intercambiador respecto al funcionamiento del ciclo.

Al analizar el ciclo se observa que a pesar de aumentar el número de placas del condensador no es posible alcanzar la potencia especificada y en consecuencia se aumenta el factor de escala del compresor. La potencia calorífica del ciclo de refrigeración para la producción de ACS se obtiene gracias a la energía aportada al fluido refrigerante por medio del compresor a modo de presión, por ello se recurre al aumento del factor de escala. Este

aumento equivale a la suposición teórica de un aumento en el volumen del compresor, lo que permite alcanzar mayores potencias.

Finalmente, tras varias pruebas, se observa que duplicando el volumen del compresor (factor de escala 2) se consigue la potencia necesaria de 30 kW en el condensador.



Gráfica 2. Número de placas B17. R744.

En vista de estos resultados, se decide colocar un intercambiador **B17 con 300 placas**. Para tomar esta decisión se observa cuando el valor del COP se estabiliza y se selecciona dentro de este rango el mínimo número de placas, para que sea más económico, ya que, al pasar este umbral, a pesar de aumentar el número de placas, las prestaciones no presentan mejoras significativas.

Con este diseño del condensador el ciclo presenta una temperatura de condensación de 55,7 °C y una potencia calorífica de 31,5kW, por lo que cumpliría las necesidades inicialmente descritas.

4.3 Diseño Evaporador

El evaporador es el intercambiador que absorbe calor del aire que se encuentra a muy bajas temperaturas, como ya se ha nombrado anteriormente, por ello se diseña como un intercambiador de tubos y aletas de convección forzada mediante un ventilador. El ventilador se considera que tiene una eficiencia constante e igual a 70%.

En este caso, al tratarse de un ciclo de compresión simple, el caudal másico que circula por el evaporador y por el condensador es el mismo, de manera que los datos de la

simulación obtenidos en el apartado del condensador sirven como punto de partida para el diseño del evaporador.

UA (W/K)	6786
\dot{V}_{aire} (m ³ /h)	14400
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,096

Tabla 3. Datos simulación. R744.

En primer lugar, este tipo de intercambiadores no están tan normalizados como los de placas, los fabricantes se adaptan al diseño que se les pide partiendo de unos estándares de tubos y de aletas que ofrecen. Las características del evaporador que se diseña son las siguientes:

- Las aletas son rizadas (wavy) de aluminio. El paso entre aletas de 1,6 mm con un espesor de 0,1 mm.
- Los tubos son de cobre con un espesor de 0,813 mm y un diámetro de 3/8". Además se establecen las siguientes dimensiones especificadas a continuación:
 - ST (T) = 30 mm
 - SL (L) = 25,98 mm

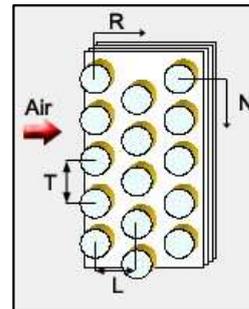


Imagen 7. Intercambiador tubos y aletas

A continuación se procede al diseño del evaporador, para ello se busca una configuración en base a los datos anteriores del fabricante y a los datos de partida obtenidos de la simulación anterior (Tabla 3).

Primero se calcula el área necesaria de transmisión, como se ha indicado anteriormente las aletas son de tipo wavy por lo que el coeficiente global de transferencia térmica (U) es de 40 W/mK. Por tanto, se obtiene que:

$$A_{\text{necesaria}} = \frac{UA}{U} = 169,65 \text{ m}^2$$

A continuación se calcula la compacidad del intercambiador (β) para posteriormente poder calcular el volumen necesario para el evaporador:

$$\beta = \frac{2 * St * Sl - \left(\frac{\pi * Dc^2}{2}\right) + \pi * Dc * (Fp - t)}{St * Sl * Fp} = 1416,47$$

Así el volumen resulta:

$$V_{necesario} = \frac{A_{nec}}{\beta} = 0,120 \text{ m}^3$$

Otro dato a tener en cuenta es el área frontal que se encuentra en contacto con el aire en el evaporador, en esta zona es por donde transmite el flujo de calor. Se toma una velocidad del aire exterior de 2m/s por motivo de eficiencia del ciclo y minimización de vibraciones en el evaporador. Así el área frontal necesaria es de:

$$A_{frontal} = H * W = \frac{\dot{V}}{v} = 2 \text{ m}^2$$

Con estos datos y teniendo en cuenta que se establece una relación altura/anchura (H/W) para el intercambiador de 0,75, se procede al dimensionado del intercambiador:

$$N^{\circ} \text{ Filas} = \frac{V_{necesario}}{A_{frontal} * Sl} = 2,3 \rightarrow 3 \text{ filas}$$

$$N^{\circ} \text{ Tubos/Fila} = \frac{H}{St} = 54,43 \rightarrow 55 \text{ tubos/fila}$$

Para determinar el número de circuitos del evaporador, es necesario conocer la densidad del refrigerante a la entrada del evaporador, que es de 58,82 kg/m³, y la velocidad de circulación del refrigerante, que no puede ser superior a 10 m/s. Por tanto:

$$N^{\circ} \text{ Circuitos}_{min} = \frac{\dot{m}_{ref}}{v * \rho_{min} * A_{frontal,1tub}} = 21,8 \rightarrow 22 \text{ tubos/fila}$$

Al aplicar estos valores se observa que la potencia calorífica no alcanza los 30 kW, por lo que se aumentaría el número de circuitos del intercambiador. Al aumentar el número de ciclos el programa indica que no es posible que el evaporador trabaje en estas condiciones, por ello se recalcula el valor de la altura del intercambiador (H) y la anchura (W), de manera que el área frontal no cambie, pero sí se pueda obtener la potencia necesaria.

Finalmente, el evaporador tendrá una **anchura (W) de 2,5m** y una **altura (H) de 0,8m** permitiendo alcanzando los 30kW de potencia calorífica. El intercambiador se constituye por **27 circuitos** con un **patrón Z**, compuestos por **3 filas con 55 tubos cada una** de ellas.

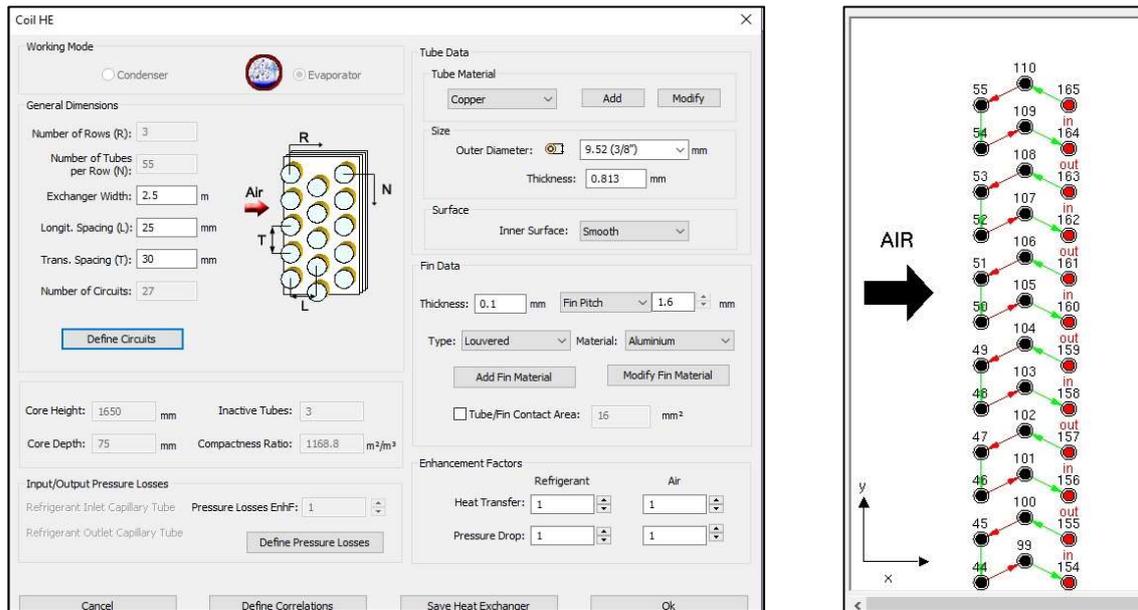


Imagen 8. Pantallazos evaporador tubos y aletas R744.

Una vez diseñado este último componente, ya queda proyectado el ciclo simple con R744 para para la producción de ACS con las condiciones planteadas en este trabajo.

4.4 Resultados finales Ciclo Simple R744.

4.4.1 Diseño ciclo simple con R744.

CICLO SIMPLE R744	Modelo	Fabricante
Compresor	CD 1000H-QE (Scale Factor 2)	Dorin
Condensador	B17 x 300 placas	Swep
Evaporador	ST: 30mm; SL: 25,38 mm; ϕ : 3/8"; WxH: 2,5x0,8; 27 circuitos (3 filas con 55 tubos/fila)	Luve

Tabla 4. Cuadro diseño Ciclo Simple R744.

4.4.2 Puntos de funcionamiento

La bomba de calor trabajará en un clima frío con temperaturas entre 7 y -15°C , como ya se ha comentado anteriormente, por lo que se realiza un estudio para analizar el comportamiento de la instalación diseñada en varios puntos de funcionamiento: 7, 5, -7 y -15°C .

Los resultados obtenidos se presentan en la *Tabla 5*.

Text (°C)	7	5	-7	-15
T_cond (°C)	43,70	42,90	38,28	35,57
T_evap (°C)	-1,20	-3,00	-13,85	-21,31
P_cond (kPa)	9590	9446	8636	8166
P_evap (kPa)	3373	3217	2368	1890
T_Approach (°C)	3	3	3	3
Superheat (°C)	5	5	5	5
COP	4,143	3,999	3,004	2,889
Q_enf (kW)	45,77	42,98	28,22	20,18
Q_cal (kW)	60,41	57,32	40,52	30,86
P_comp (kW)	14,63	14,33	12,296	10,68
m_ref (kg/s)	0,2135	0,2000	0,1306	0,0935
T_descarga	100,70	102,52	116,41	130,23

Tabla 5. Resultados Ciclo Simple R744.

Como cabía esperar, al haber diseñado el ciclo para la situación más desfavorable, todos los puntos de funcionamiento presentan una potencia igual o superior a 30kW. Además, se observa que la potencia necesaria del compresor aumenta a medida a que sube la temperatura exterior, esto es debido que el diseño se ha realizado en base a este punto más desfavorable, cabe mencionar que se ha supuesto que el compresor no tiene pérdidas en este estudio teórico. Este efecto se ve reflejado también en el valor del COP para cada punto de funcionamiento.

Por otra parte, cabe destacar que las temperaturas de descarga son elevadas, pero el límite para los ciclos con CO₂ son de 150-160°C debido a que trabajan de forma transcritical, por lo que los valores son aceptables.

5 Diseño de la bomba de calor. Compresión simple.

En este apartado se va a diseñar una bomba de calor de ciclo simple para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) que emplee un refrigerante en condiciones subcríticas. Así se podrán comparar los resultados obtenidos, valorar sus características, y comparar con el equipo de CO₂. (Ver imagen 1. Ciclo Simple)

En primer lugar se determina el refrigerante empleado en el ciclo. Para ello se utiliza el programa EES donde se modela un ciclo simple e ideal para simular y posteriormente analizar las características de los distintos refrigerantes preseleccionados.

A continuación, para modelar este ciclo y posteriormente obtener los valores de los parámetros a analizar se utiliza el programa IMST-ART. Este programa permite introducir las condiciones en las que trabaja el equipo y los datos de los intercambiadores que van a ser diseñados para así simular el ciclo. El diseño de estos intercambiadores, condensador y evaporador, también se hará con este programa.

Como punto de partida se plantean las condiciones en las que la bomba de calor va a ser diseñada y se exponen las especificaciones establecidas de funcionamiento.

- El agua a calentar presenta un rango de temperaturas en la entrada que puede variar desde los 10 a 30°C, pues puede haber una recirculación de agua que vuelva a la bomba de calor desde un depósito. A lo largo del desarrollo del trabajo se toma el valor más desfavorable, es decir, se considerará que la **temperatura del agua de abastecimiento es de 10°C**. Por otro lado, la temperatura del agua a la salida, **temperatura de suministro**, será de valor contante e igual **60°C**.
- El equipo debe de proporcionar una **potencia calorífica de 30kW**.
- Respecto a las características del aire, de acuerdo con la Norma UNE-EN_378, al tratarse de una bomba de calor de aire exterior se establece que la **temperatura de bulbo seco de 7 °C** y una **temperatura de bulbo húmedo de 6°C**.

Esta bomba de calor se plantea para zonas de clima frío, por tanto el rango de temperaturas entre las que opera el sistema oscila entre 7 y -15°C. Con el fin de que se cumplan las especificaciones en todo momento, se procede a hacer el diseño con la temperatura más baja por ser la situación más desfavorable, por tanto, **la temperatura del aire exterior se considera -15°C**. La caída de temperatura en el aire una vez que pasa por el evaporador se considera que es de unos 3°C aproximadamente.

- Se considera un **superheat de 5°C**, y un **subcooling de 40°C**. Se toma este alto valor de subcooling para el ciclo con el fin de adaptar el efecto del glide de los ciclos de CO₂. Además se va a comparar este valor de subcooling con un valor menor de 5°C, para valorar los efectos que tiene este parámetro en estos ciclos.

Teniendo en cuenta estas especificaciones se procede al diseño de la bomba de calor y a un posterior análisis de los resultados en varios puntos de funcionamiento del sistema.

5.1 Elección del Refrigerante

En la elección de los posibles refrigerantes a emplear para la bomba de calor de producción de ACS, se tiene en cuenta el Reglamento Europeo nº 2037/2000 que prohíbe el uso de los CFC y los HCFC [como resultado de los protocolos de Montreal (Septiembre 1987) y Londres (Junio 1990)], en vistas al impacto que tienen en el medio ambiente, principalmente el daño que causan a la capa de ozono al estar compuestos con cloro.

Por este motivo se plantean como posibles alternativas el uso de derivados halogenados HFC exentos de cloro como son el R410A, el R407C y el R134a; también se preseleccionan el R32, un refrigerante puro, y el R290 (propano), de origen natural.

Los razonamientos de selección empleados son los siguientes: los refrigerantes R407C y R410A son mezclas de HFC que se emplean en un gran número de ACS; el R32 es un refrigerante puro HFC que se presenta como una posible alternativa debido a su aplicación en equipos que trabajan a muy baja temperatura; y por último se considera el R290 debido a su origen natural.

Además, al hacer esta preselección se ha tenido en cuenta el grado de seguridad que presentan estos refrigerantes. Esta característica engloba dos factores: Inflamabilidad y toxicidad del refrigerante. En la normativa ANSI/ASHRAE 34-2001 toxicidad-inflamabilidad se indican y definen las dos clases de toxicidad (A y B) y los tres grupos de inflamabilidad (1, 2 y 3).

Con respecto a este grado de seguridad todos los refrigerantes elegidos son de toxicidad A, ya que se ha considerado un factor importante a tener en cuenta, mientras que respecto al grado de inflamabilidad se han tomado refrigerantes de los tres grupos. En el grupo 1 se encuentran los refrigerantes R134a, R407C y R410A, el R32 pertenece al grupo 2, y el R290 es del grupo 3.

A pesar de que el refrigerante R290 pertenece al grupo 3, es decir, es altamente inflamable, estudios recientes (E NAVARRO-PERIS, 2014) demuestran que se pueden emplear intercambiadores de tubos de 5mm que reducen hasta 1Kg la carga de refrigerante manteniendo los valores de COP y casi la potencia calorífica. Por ello se considera como una buena alternativa el uso de este refrigerante a pesar de su inflamabilidad.

A continuación, se analiza el comportamiento de la bomba de calor empleando un ciclo simple e ideal de compresión, modelado en el programa EES, para concluir si es o no factible la utilización de estos refrigerantes en las condiciones especificadas anteriormente.

En la *Tabla 6* se presentan los valores de la temperatura de descarga y los resultados del COP, para los distintos refrigerantes planteados con una temperatura de evaporación que se toma como -15°C.

REFRIGERANTES					
	R410A	R407C	R32	R290	R134a
T desc (°C)	104,60	97,44	134,80	78,10	78,12
COP	2,772	2,765	2,970	2,962	3,026

Tabla 6. Datos T descarga (°C) y COP.

El primer criterio de selección empleado es que la temperatura de descarga no supere los 105°C, normalmente el valor límite de esta temperatura se toma entorno a los 120-130°C pero como los cálculos se han realizado a partir de un sistema simple e ideal este valor límite se considera más restrictivo.

En consecuencia, en vista de los resultados obtenidos los refrigerantes R32 y R410A no cumplirían con este requisito por lo que no se consideran adecuados para el caso que se presenta.

El segundo punto a considerar es el trabajo que desarrolla el compresor, para ello se toma como referencia el valor del COP. Al modelar el ciclo simple se toma el valor fijo de 30kW para la potencia calorífica por tanto, la variación en el valor del COP es consecuencia de la variación del trabajo que desarrolla el compresor, al aumentar la diferencia de temperaturas entre las que opera. Así, con el objetivo de que el trabajo del compresor sea el mínimo posible se descarta el R407C.

Finalmente la última decisión se toma en vistas del impacto medio ambiental de los dos últimos refrigerantes.

El refrigerante R134a tiene un alto impacto en el efecto invernadero, esto se ve reflejado en su elevado valor en el factor de calentamiento global (GWP=1300). Actualmente, existen leyes que restringen su utilización y además existen tasas para regular su uso, que se recogen en el Reglamento 517/2014. Por todo esto y en vistas de una posible prohibición de su utilización en el futuro se decide que el más conveniente es el R290 pues, a pesar de ser un gas inflamable, es de procedencia natural con un bajo valor de GWP (GWP=3) y presenta un buen comportamiento dentro del ámbito de este trabajo.

En conclusión, por todos los motivos expuestos anteriormente, el refrigerante elegido para el diseño de la bomba de calor para producción de ACS es el R290.

5.2 Elección del Compresor

El primer paso para el diseño de la bomba de calor es la selección del compresor. Este componente aporta la energía al ciclo para que la bomba de calor se ponga en funcionamiento.

Para este ciclo simple se utiliza de un compresor de tipo scroll del fabricante Emerson, haciendo uso del mismo software de selección "Select 7.12" que permite escoger el modelo de compresor más idóneo en función de las condiciones de trabajo que se establezcan.

Este software dispone de toda la información sobre los compresores que comercializa este fabricante. Así el programa, con una serie de datos proporcionados por el usuario, consigue identificar el posible compresor o compresores que al instalarse en el equipo trabajarían de manera adecuada en cada caso.

Con respecto a esta selección, teniendo en cuenta las características que se presentan en el problema donde el subcooling tiene un valor tan elevado, se decide seleccionar el compresor estándar de tipo scroll de mayor tamaño para el refrigerante empleado, R290. El resultado obtenido es el que se muestra en la *Imagen 9*.

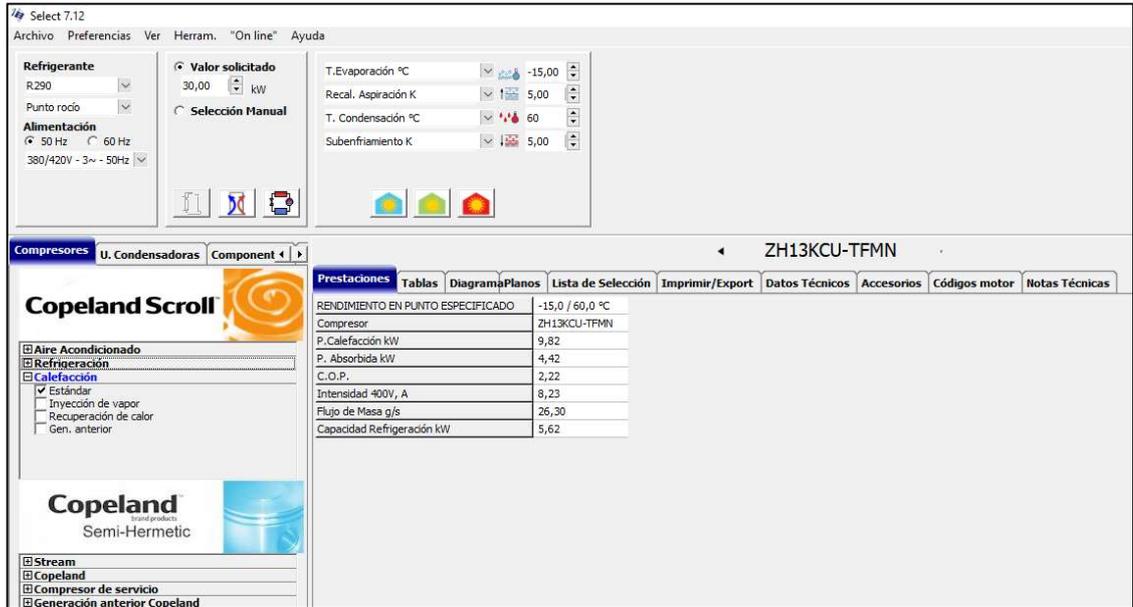


Imagen 9. Pantallazo software Select 7.12. R290 Ciclo simple.

Por tanto, el compresor seleccionado es el **ZH13KCU-TFMN**, pues entre los distintos modelos éste es el que proporciona mayores potencias. Ver especificaciones del componente en el Anexo.

Una vez seleccionado el modelo del compresor, las características técnicas se introducen en IMST-ART y se procede a la selección del resto de componentes del ciclo de compresión simple.

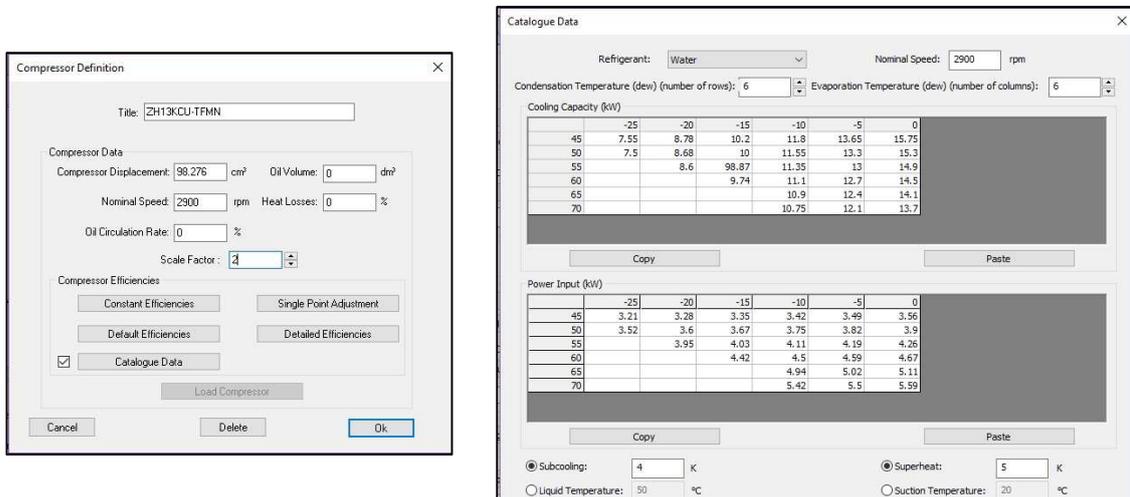


Imagen 10. Compresor ZH13KCU-TFMN. R290 Simple.

5.3 Diseño del Condensador

El condensador es el intercambiador donde se produce la transferencia de calor al agua para la producción de ACS. Para ello se decide utilizar un intercambiador de placas pues presenta unas buenas eficiencias para estas aplicaciones.

El intercambiador que se emplea es del fabricante Swep. Este fabricante dispone de un software de selección *SSP G7- 7.0.3.60* que permite elegir, de entre todos los intercambiadores que ofrece en su catálogo, los más adecuados para las condiciones indicadas.

Como se ha indicado anteriormente, el objetivo es conseguir un intercambiador que trabaje con un subcooling de 40°C, por ello se selecciona el intercambiador de mayor tamaño para el refrigerante R290. No se tienen en cuenta los factores que el software de selección emplea, pues en la actualidad estos intercambiadores no están diseñados para valores de subcooling tan altos y por tanto no se obtendrían resultados para esta situación a estudiada. Así, el intercambiador seleccionado es **B120T**. Ver especificaciones del componente en el Anexo.

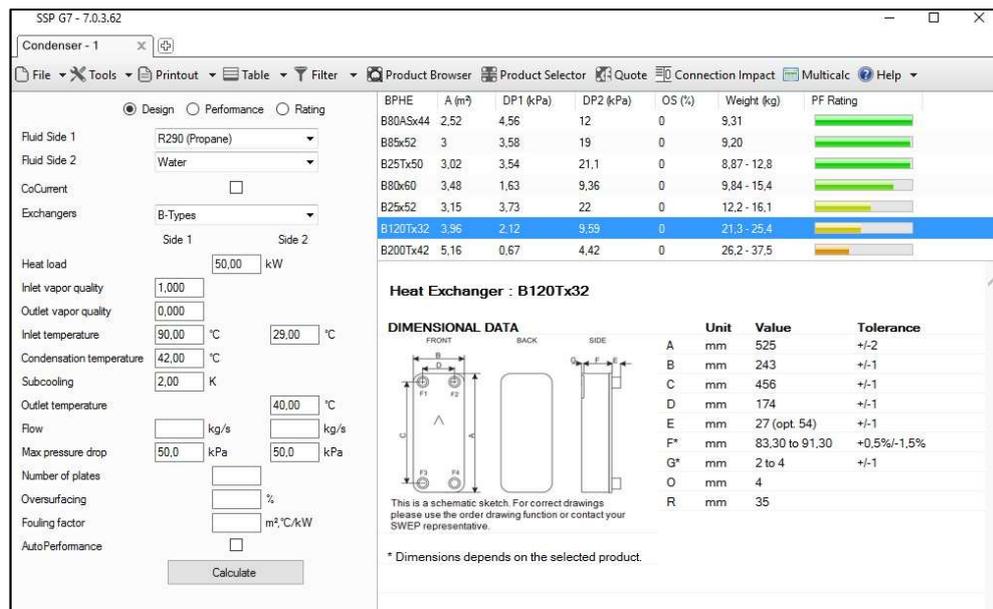


Imagen 11. Pantallazo software SSP G7 - 7.0.3.60. R290 Simple.

A continuación se procede al diseño del condensador, primero se hacen varias simulaciones para determinar el número de placas más adecuado para este intercambiador de manera que alcance una potencia calorífica de 30kW, con el valor de subcooling preestablecido de 40°C.

Para ello, es necesario fijar el valor de la temperatura del evaporador como una constante para poder analizar el ciclo en el programa IMST-ART. Esta consideración del intercambiador se puede hacer gracias a que la variación de la temperatura del aire externo al actuar sobre el evaporador no varía más de unos 3°C aproximadamente. Por ello la temperatura del evaporador se considera:

$$T_{aire_{ext}} - (T_{evap} + Superheat) = \Delta T \rightarrow T_{evap} = -25^{\circ}C$$

Con este dato se procede a analizar el comportamiento del ciclo completo mediante el programa IMST-ART. Para el análisis se deben de introducir las características del condensador en dicho programa extraídas de las hojas de especificaciones de cada uno de estos componentes.

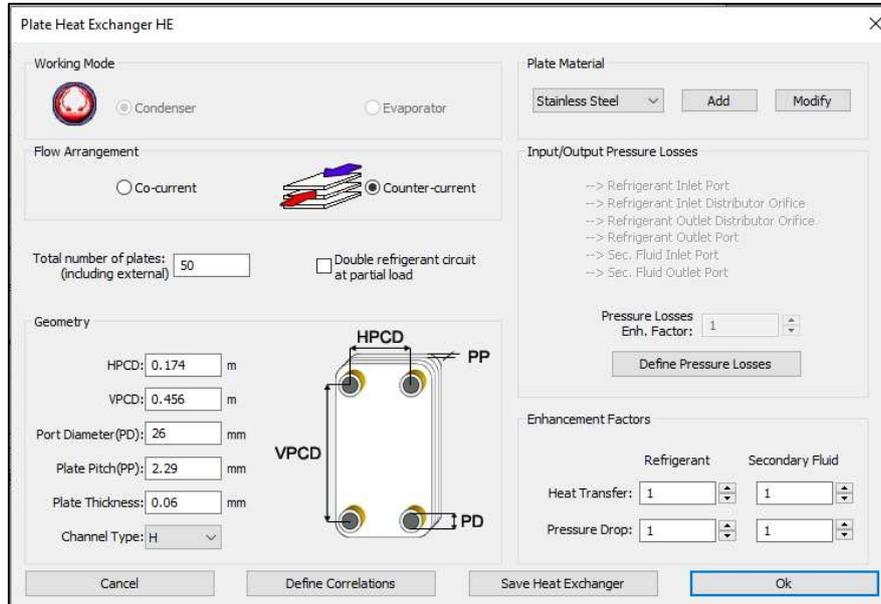


Imagen 12. Condensador de placas B120T. R290 Simple.

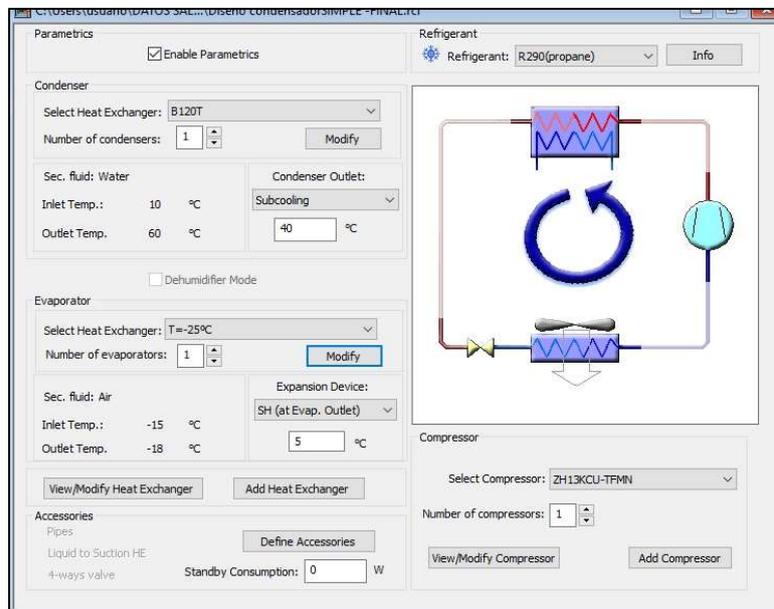


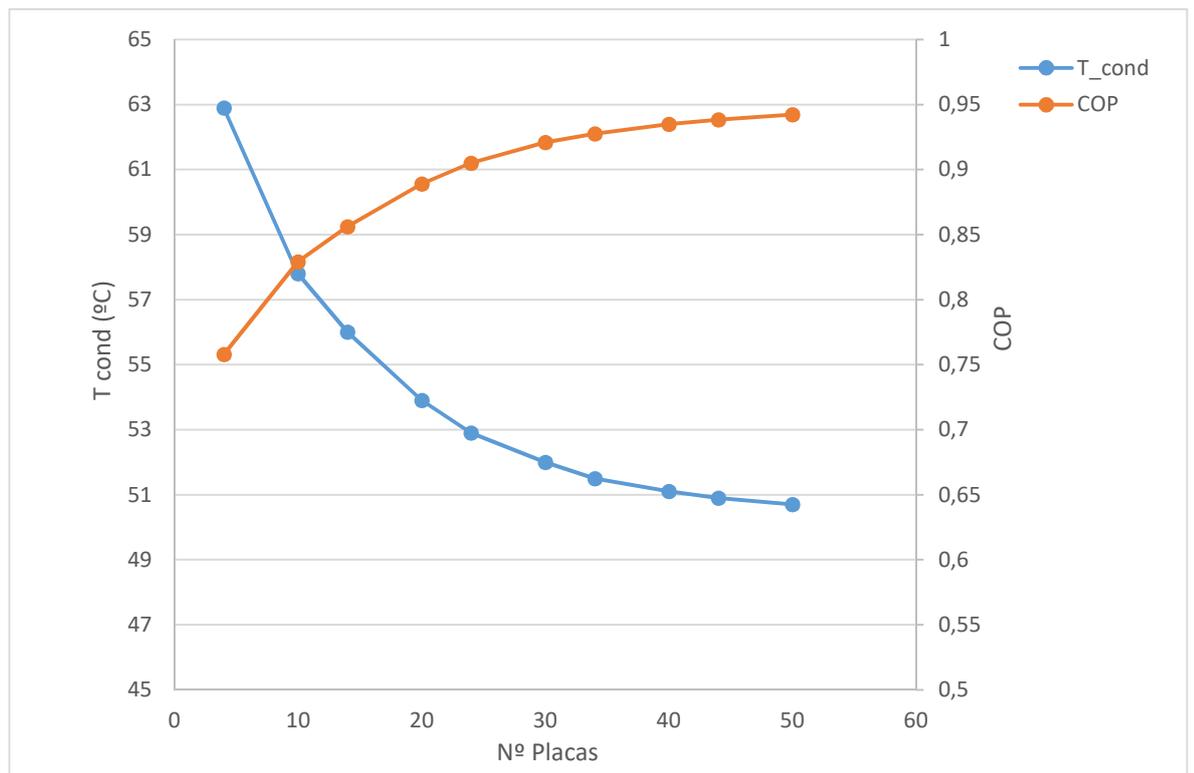
Imagen 13. Pantallazo Ciclo Simple. R290 Simple.

Al analizar el ciclo se observa que, a pesar de aumentar el número de placas del condensador, no es posible alcanzar la potencia especificada y en consecuencia se aumenta

el factor de escala del compresor. La potencia calorífica del ciclo de refrigeración para la producción de ACS se obtiene gracias a la energía aportada al fluido refrigerante por medio del compresor a modo de presión, por ello se recurre al aumento del factor de escala. Este aumento equivale a la suposición teórica de un aumento en el volumen del compresor, lo que permite alcanzar mayores potencias.

Finalmente, tras varias pruebas, se observa que duplicando el volumen del compresor (factor de escala 2) se consigue la potencia necesaria de 30 kW en el condensador.

Una vez solucionado este problema se procede al análisis del número de placas del condensador. Los resultados obtenidos para varios valores se representan en la *Gráfica 7*.



Gráfica 7. Número de placas condensador. R290 Simple.

Para la elección del número de placas del condensador lo importante es observar cuando el valor del COP se estabiliza y seleccionar dentro de este rango el mínimo número de placas. Así, a la vista de estos resultados, se decide emplear para el condensador un intercambiador **B120T de 34 placas**, que condiciona a que la temperatura de condensación sea 51,5 °C y que la potencia calorífica sea 34,8 kW, por lo que se cumplan los requisitos.

Una vez diseñado el condensador se procede al análisis del subcooling. Se repite la simulación cambiando ahora el valor del subcooling, 40°C y 5°C. En la simulación se realiza bajo las mismas condiciones, usando el mismo condensador y compresor.

Summary			Compressor	Condenser	Evaporator	Accessories	Refr.
	Units	Case 1					
Inlet Sat. Condenser Temp.	°C	49.428					
Outlet Sat. Condenser Temp.	°C	49.417					
Inlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25					
Outlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25					
Inlet Condenser Press.	kPa	1692.3					
Outlet Condenser Press.	kPa	1691.9					
Inlet Evaporator Press.	kPa	203.45					
Outlet Evaporator Press.	kPa	203.45					
Condenser SubCooling	K	5					
Total SubCooling	K	5					
Evaporator Superheat	K	5					
Total SuperHeat	K	5					
COP		1.3938					
COP Auxiliary Included		1.3937					
EER		4.7602					
EER Auxiliary Included		4.7599					
Total Carnot Eff.	%	41.799					
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	41.797					
COP(HPA)		2.3938					
COP(HPA) Auxiliary Included		2.3937					
EER(HPA)		8.1754					
EER(HPA) Auxiliary Included		8.1748					
TCE(HPA)	%	55.226					
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	55.223					
Cooling Capacity	kW	12.056					
Heating Capacity	kW	20.706					
Mass Flowrate	kg/s	0.051655					
Comp. Disch. Temp.	°C	92.693					
Comp. Power Input	kW	8.6497					
Global Power Input	kW	8.6503					

Imagen 14. Resultados subcooling de 5°C

Summary			Compressor	Condenser	Evaporator	Accessories	Refr.
	Units	Case 1					
Inlet Sat. Condenser Temp.	°C	51.536					
Outlet Sat. Condenser Temp.	°C	51.53					
Inlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25					
Outlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25					
Inlet Condenser Press.	kPa	1771.7					
Outlet Condenser Press.	kPa	1771.5					
Inlet Evaporator Press.	kPa	203.45					
Outlet Evaporator Press.	kPa	203.45					
Condenser SubCooling	K	40					
Total SubCooling	K	40					
Evaporator Superheat	K	5					
Total SuperHeat	K	5					
COP		0.92748					
COP Auxiliary Included		0.92742					
EER		3.1675					
EER Auxiliary Included		3.1673					
Total Carnot Eff.	%	28.604					
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	28.602					
COP(HPA)		1.9275					
COP(HPA) Auxiliary Included		1.9274					
EER(HPA)		6.5827					
EER(HPA) Auxiliary Included		6.5823					
TCE(HPA)	%	45.433					
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	45.43					
Cooling Capacity	kW	16.741					
Heating Capacity	kW	34.791					
Mass Flowrate	kg/s	0.051655					
Comp. Disch. Temp.	°C	171.35					
Comp. Power Input	kW	18.05					
Global Power Input	kW	18.051					

Imagen 15. Resultados subcooling de 40°C

Al comparar ambos resultados se comprueba que es correcta la especificación comentada en el planteamiento del ciclo. Bajo estas condiciones de trabajo, donde el fluido a calentar sufre una variación de temperatura grande, un valor de subcooling alto presenta mejores capacidades caloríficas las que se obtienen con un subcooling más bajo.

5.4 Diseño Evaporador

El evaporador es el intercambiador que absorbe calor del aire que se encuentra a muy bajas temperaturas como ya se ha especificado anteriormente, por ello se diseña como un intercambiador de tubos y aletas de convección forzada mediante un ventilador. El ventilador se considera que tiene una eficiencia constante e igual a 70%.

En este caso, al tratarse de un ciclo de compresión simple, el caudal másico que circula por el evaporador y por el condensador es el mismo, de manera que los datos de la simulación obtenidos en el apartado del condensador sirven como punto de partida para el diseño del evaporador.

UA (W/K)	1990,4
\dot{V}_{aire} (m ³ /h)	14555
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,05166

Tabla 8. Datos simulación. R290 Simple.

En primer lugar, este tipo de intercambiadores no están tan normalizados como el de placas, los fabricantes se adaptan al diseño que se les pide partiendo de unos estándares de los tubos y de aletas que ofrecen. Las características del evaporador de tubos y aletas que se diseña son las siguientes:

- Las aletas son rizada (wavy) de aluminio. El paso entre aletas de 3 mm con un espesor de 0,1 mm.
- Los tubos son de cobre con un espesor de 0,5 mm. El catálogo indica que el diámetro del tubo es de 3/8" o 5/16", como el refrigerante es inflamable se escoge el de 5/16" pues es de menor diámetro y supone una menor carga. Además se establecen las siguientes dimensiones especificadas a continuación: (Ver *Imagen 7*)
 - ST = 25 mm
 - SL = 21,65 mm

A continuación se procede al diseño del evaporador, para ello se busca una configuración que en base a los datos anteriores del fabricante y se toman como datos de partida los resultados de la simulación anterior (*Tabla 8*).

Primero se calcula el área necesaria de transmisión, como se ha indicado anteriormente las aletas son de tipo wavy por lo que el coeficiente global de transferencia térmica (U) es de 40 W/mK. Por tanto, se obtiene que:

$$A_{necesaria} = \frac{UA}{U} = 49,76 \text{ m}^2$$

A continuación se calcula la compacidad del intercambiador (β) para posteriormente poder calcular el volumen necesario para el evaporador:

$$\beta = \frac{2 * St * Sl - \left(\frac{\pi * Dc^2}{2}\right) + \pi * Dc * (Fp - t)}{St * Sl * Fp} = 984,01$$

Así el volumen resulta:

$$V_{necesario} = \frac{A_{total}}{\beta} = 0,051 \text{ m}^3$$

Otro dato a tener en cuenta es el área frontal que se encuentra en contacto con el aire en el evaporador, en esta zona es por donde transmite el flujo de calor. Se toma una velocidad del aire exterior de 2m/s por motivo de eficiencia del ciclo y minimización de vibraciones en el evaporador. Así el área frontal necesaria es de:

$$A_{frontal} = H * W = \frac{\dot{V}}{v} = 2,02 \text{ m}^2$$

Con estos datos y teniendo en cuenta que se establece una relación altura/anchura (H/W) para el intercambiador de 0,75, se procede al dimensionado del intercambiador:

$$N^{\circ} \text{ Filas} = \frac{V_{necesario}}{A_{frontal} * Sl} = 1,15 \rightarrow 2 \text{ filas}$$

$$N^{\circ} \text{ Tubos/Fila} = \frac{H}{St} = 49,25 \rightarrow 50 \text{ tubos/fila}$$

Para determinar el número de circuitos del evaporador, es necesario conocer la densidad del refrigerante a la entrada del evaporador, la temperatura de entrada se estima que es de -25°C , por lo que la densidad en este punto es de $4,63 \text{ kg/m}^3$ y que la velocidad de circulación del refrigerante no puede ser superior a 10 m/s . Por tanto:

$$N^{\circ} \text{ Circuitos}_{min} = \frac{\dot{m}_{ref}}{v * \rho_{ent} * A_{frontal,1tubo}} = 179,02 \rightarrow 179 \text{ circuitos}$$

El número de circuitos es mucho mayor que el número de tubos por fila, por tanto es necesario que el número de tubos/fila sea 179. En base a esto, se recalcula el valor de la altura del intercambiador (H) y la anchura (W) de manera que el área frontal no cambie.

Finalmente, el evaporador tendrá una **anchura (W) de 0,7m** y una **altura (H) de 2,89m** permitiendo alcanzar los 30kW de potencia calorífica. El intercambiador se constituye por **179 circuitos** con un **patrón Z**, compuestos por **2 filas con 179 tubos cada una** de ellas.

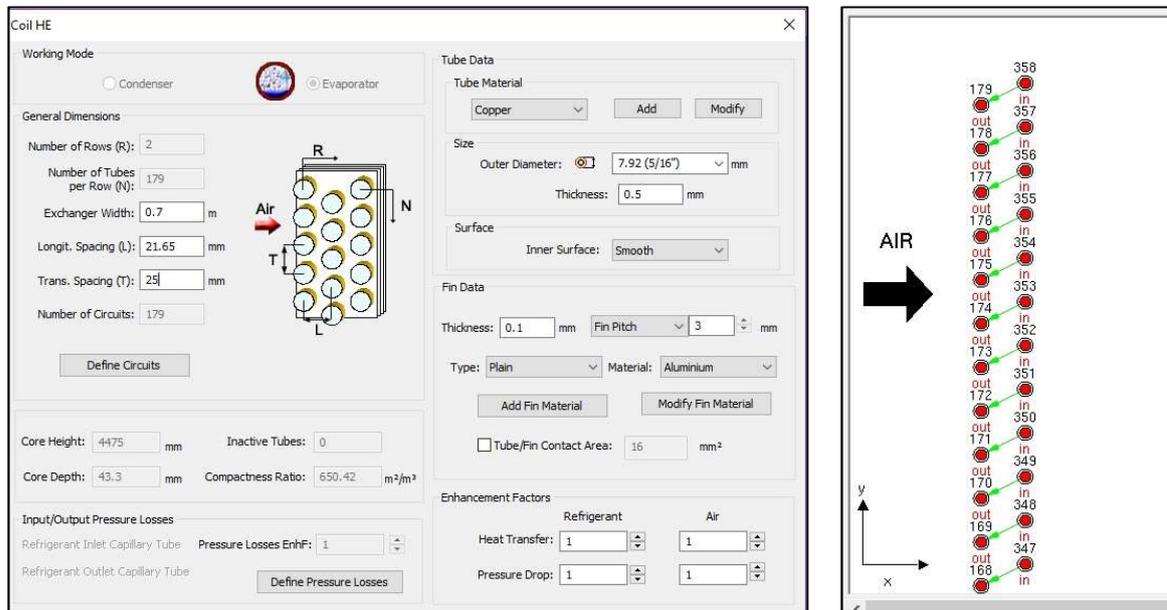


Imagen 16. Pantallazos evaporador tubos y aletas. Simple R290.

Una vez diseñado este último componente, ya queda proyectado el ciclo simple con R290 para para la producción de ACS que cumple con las condiciones planteadas en este trabajo.

5.5 Resultados Ciclo Simple R290

5.5.1 Diseño ciclo simple con R290

CICLO SIMPLE R744	Modelo	Fabricante
Compresor	ZH13KCU-TFMN (Scale Factor 2)	Emerson
Condensador	B120T x 34 placas	Swep
Evaporador	ST: 25mm; SL: 21,65 mm; Ø: 5/16"; WxH: 0,7x2,89 m; 179 circuitos (2 filas con 179 tubos/fila)	-

Tabla 9. Cuadro diseño Ciclo Simple R290.

5.5.1 Puntos de funcionamiento

La bomba de calor trabajará en un clima frío con temperaturas entre 7 y -15°C, como ya se comentó anteriormente, por lo que se realiza un estudio para analizar el comportamiento de la instalación diseñada en varios puntos de funcionamiento: 7, 5, -7 y -15°C.

Los resultados obtenidos se presentan en la *Tabla 10*.

Text (°C)	7	5	-7	-15
T_cond (°C)	60,5	60,3	58,4	51,3
T_evap (°C)	-6,0	-7,8	-19,0	-26,3
P_cond (kPa)	2141	2131	2048	1765
P_evap (kPa)	393	370	253	193
Subcooling (°C)	40	40	40	40
Superheat (°C)	5	5	5	5
COP	4,959	4,814	3,416	1,904
Q_enf (kW)	31,11	29,26	19,87	15,92
Q_cal (kW)	38,97	36,93	34,84	33,53
P_comp (kW)	7,86	7,67	10,20	17,61
m_ref (kg/s)	0,0963	0,0910	0,0635	0,0493
T_descarga	72,03	72,07	75,52	173,80

Tabla 10. Resultados Ciclo Simple. R290 Simple.

Como cabía esperar, al haber diseñado el ciclo para la situación más desfavorable, todos los puntos de funcionamiento tienen una potencia igual o superior a 30kW. Por lo que este equipo cumpliría en todo momento la especificación inicial.

La potencia necesaria del compresor disminuye a medida a que sube la temperatura exterior, pues se reduce la relación de presiones entre las que trabaja el compresor (se ha

supuesto que el compresor no tiene pérdidas en este estudio teórico). Este efecto se ve reflejado también en el valor del COP para cada punto de funcionamiento.

Por otra parte, cabe destacar que la temperatura de descarga el valor límite de los 120-130°C, por lo que este diseño no sería realizable. Como solución a este problema se plantea emplear un sistema de inyección parcial. Esta alternativa se desarrolla en el siguiente punto del trabajo.

6 Diseño de la bomba de calor con inyección parcial.

El diseño de la bomba de calor para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) mediante un ciclo de compresión con inyección parcial, se plantea como solución a las elevadas temperaturas de descarga que presenta el ciclo simple en el punto anterior. *Imagen2.*

Para modelar este ciclo y posteriormente obtener los valores de los parámetros a analizar se utilizan dos programas: IMST-ART y EES.

- Mediante el programa IMST-ART se diseña el condensador y el evaporador. Este programa permite introducir las condiciones en las que trabaja el equipo y las características del compresor seleccionado para así simular el ciclo y diseñar los intercambiadores. De esta forma, mediante el IMST-ART se busca conocer los valores de **la temperatura de condensación y evaporación, los gastos másico del refrigerante para cada intercambiador**, y justificar **el valor de subcooling del ciclo**. Posteriormente estos valores se tomarán como datos para el cálculo en el EES pues el programa IMST-ART no puede modelar sistemas de inyección.
- El programa EES permite introducir las ecuaciones necesarias para la **resolución del ciclo de inyección parcial** con los datos obtenidos anteriormente.

Además, con este programa también se modela el intercambiador que hará de **economizador**, para sí poder diseñarlo y definir su superheat.

Como punto de partida se plantean las condiciones en las que la bomba de calor va a ser diseñada y se exponen los objetivos establecidos para su funcionamiento:

- El agua a calentar presenta un rango de temperaturas en la entrada que puede variar desde los 10 a 30°C, pues puede haber una recirculación de agua que vuelva a la bomba de calor desde un depósito. A lo largo del desarrollo del trabajo se toma el valor más desfavorable, es decir, se considerará que la **temperatura del agua de abastecimiento es de 10°C**. Por otro lado, la temperatura del agua a la salida, **temperatura de suministro**, será de valor contante e igual **60°C**.
- El equipo debe de proporcionar una **potencia calorífica de 30kW**.
- Respecto a las características del aire, de acuerdo con la Norma UNE-EN_378, al tratarse de una bomba de calor de aire exterior se establece que la **temperatura de bulbo seco de 7 °C** y una **temperatura de bulbo húmedo de 6°C**.

Esta bomba de calor se plantea para zonas de clima frío, por tanto el rango de temperaturas entre las que opera el sistema oscila entre 7 y -15°C. Con el fin de que se cumplan las especificaciones en todo momento, se procede a hacer el diseño con la temperatura más baja por ser la situación más desfavorable, por tanto, **la temperatura del aire exterior se considera -15°C**. La caída de temperatura en el aire una vez que pasa por el evaporador se considera que es de unos 3°C aproximadamente.

- En este diseño se considera un **superheat de 5°C** en el evaporador.

Teniendo en cuenta estas especificaciones se procede al diseño de la bomba de calor y a un posterior análisis de los resultados en varios puntos de funcionamiento del sistema.

6.1 Elección del Compresor

El primer paso en el diseño de la bomba de calor es la selección del compresor. Este componente aporta la energía al ciclo para que la bomba de calor se ponga en funcionamiento.

En este ciclo de inyección parcial se ha decidido utilizar un compresor de tipo scroll del fabricante Emerson, ya que éste dispone de un software de selección "Select 7.12" que permite escoger el modelo de compresor más idóneo en función de las condiciones de trabajo que se establezcan.

Este software dispone de toda la información sobre los compresores que comercializa este fabricante. Así el programa, con una serie de datos proporcionados por el usuario, consigue identificar el posible compresor o compresores que al instalarse en el equipo trabajarían de manera adecuada en cada caso.

Con respecto a los datos a introducir para la selección del compresor, se establece como primera aproximación una temperatura condensación de 60°C y una temperatura de evaporación de -15°C. Se especifica también que la potencia calorífica esperada del equipo es de 30kW. En cuanto al tipo de refrigerante, como anteriormente se ha dicho, el escogido ha sido el R290, pero como no se obtienen resultados para este tipo de refrigerante en esas condiciones de trabajo, se ha indicado en el software el refrigerante R407C. Esto no resulta un problema, pues el IMST-ART permite introducir los datos del condensador respecto a un refrigerante y adecuarlo para el uso del refrigerante que se indique en el ciclo.

The screenshot shows the 'Select 7.12' software interface. The top section contains input fields for refrigerant (R-407C), requested power (30.00 kW), and various temperature and pressure parameters (Evaporation: -15.00°C, Suction: 5.00 K, Condensation: 60.00°C, Subcooling: 5.00 K). The selected compressor model is ZH48KVE-TWD. Below this, there are tabs for 'Compressores', 'U. Condensadoras', and 'Component'. The 'Compressores' tab is active, showing a 'Copeland Scroll' compressor. A table of performance data is displayed for the selected model.

PRESTACIONES	Tablas	Diagrama	Planos	Lista de Selección	Imprimir/Export	Datos Técnicos	Accesorios	Códigos motor	Notas Técnicas
RENDIMIENTO EN PUNTO ESPECIFICADO		-15,0 / 60,0 °C							
Compresor		ZH48KVE-TWD							
P. Calefacción kW	36,90								
P. Absorbida kW	14,75								
C.O.P.	2,50								
Intensidad 400V, A	25,21								
Flujo de Masa g/s	122,50								
Capacidad Refrigeración kW	22,80								
DATOS INYECCIÓN VAPOR									
Capacidad Economizador kW	7,25								
Flujo másico de inyección g/s	51,10								
Presión intermedia bar	7,39								
Temperatura rocío intermedia °C	14,3								
Temp. salida vapor VO °C	19,3								
Temp. líquido LI °C	50,9								
Temp. líquido LO °C	13,4								

Imagen 17. Pantallazo software Select 7.12. R290 Inyección.

Finalmente se presentan como posibles soluciones dos modelos de compresores. Para esta selección se tiene en cuenta que, al emplear el R290 el compresor pierde potencia y que la temperatura de evaporación del sistema será más baja de la indicada inicialmente, con

todo ello el modelo elegido es el de mayor potencia calorífica, es decir, el modelo **ZH48KVE-TWD**. Ver especificaciones del componente en el Anexo.

Una vez seleccionado el modelo del compresor, las características técnicas se introducen en el IMST-ART y se procede a la selección del resto de componentes del ciclo de compresión bietapa.

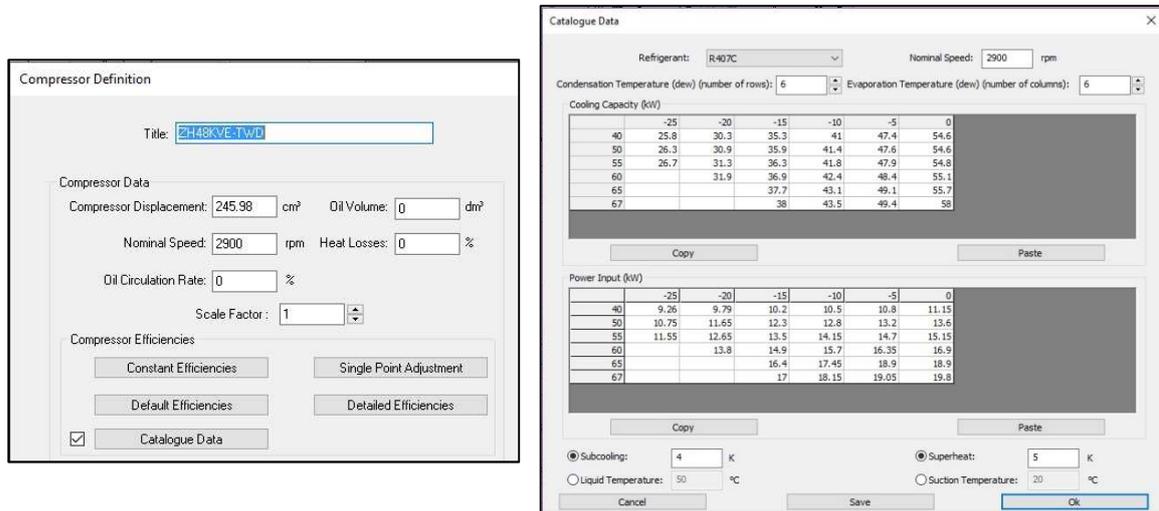


Imagen 18. Compresor ZH48KVE-TWD. R290 Inyección.

6.2 Diseño del Condensador

El condensador es el intercambiador donde se produce la transferencia de calor al agua para la producción de ACS. Para ello se decide utilizar un intercambiador de placas pues presenta unas buenas eficiencias para estas aplicaciones.

Los objetivos en este apartado son determinar el valor de la temperatura de condensación, subcooling del proceso y diseñar intercambiador.

Lo primero es la selección del intercambiador para el condensador. El intercambiador que se emplea será del fabricante Swep. Como se ha comentado anteriormente, este fabricante dispone de un software de selección “SSP G7 - 7.0.3.60” que permite elegir, de entre todos los intercambiadores que ofrece en su catálogo, los más adecuados para las condiciones indicadas.

Como se demuestra más adelante de este apartado, el objetivo es conseguir un intercambiador que trabaje con un subcooling de 40°C, por ello se selecciona el intercambiador de mayor tamaño que proporciona este software para el uso de R290. No se tienen en cuenta los otros factores que el software de selección emplea, pues en la actualidad estos intercambiadores no están diseñados para valores de subcooling tan altos y por tanto no se obtendrían resultados para las condiciones del trabajo. Por tanto, el modelo de intercambiador seleccionado es el B120T, al igual que en el ciclo simple.

Una vez seleccionado, en el catálogo se observa que dependiendo de la presión de trabajo se indican unas especificaciones de tamaño concretas, en este caso la presión es alta (clase H). Con esta consideración se introducen en el programa los datos geométricos necesarios para el condensador. *Imagen12. Ver especificaciones del componente en el Anexo.*

En segundo lugar se procede a determinar el valor de subcooling más adecuado para este equipo. Para esta simulación se define un número arbitrario de placas, posteriormente se determinará en detalle este parámetro.

En el diseño de la bomba de calor se van a analizar dos posibles alternativas para el funcionamiento del ciclo termodinámico: condensador con un valor de subcooling alto, 40°C, y condensador con un subcooling más pequeño, 5°C. Los resultados obtenidos de la simulación para cada caso son los que se muestran en las *Imágenes 19 y 20.*

Global results			Refrigerant	Secondary fluid	Geometry
	Units	Case 1			
Exchanger 's Type		Plates			
Calculation Model		Detailed			
Double Ref. Circuit		FALSE			
Capacity	kW	23.0363			
Efficiency	%	91.739			
UA	W/K	1153.3			
NTU		2.4937			
LMTD	K	19.974			
Min. Wall Temp.	°C	28.986			
Max. Wall Temp.	°C	60.876			
Sec Fluid. Freezing Temp.	°C	0			
Refrigerant		R290(propene)			
Refrigerant Area	m ²	2.3797			
De-superheating Area	%	31.699			
Two-Phase Area	%	65.841			
Subcooling Area	%	2.4607			
Mass Flowrate	kg/s	0.079458			
Inlet Temperature	°C	64.294			
Outlet Temperature	°C	54.262			
Inlet Superheat	K	5			
Outlet Subcooling	K	4.9999			
Pressure Drop	kPa	1.4028			
Secondary Fluid		Water			
Area	m ²	2.3797			
Flowrate	m ³ /h	0.39679			
Inlet Temperature	°C	10			
Outlet Temperature	°C	60			
Pressure Drop	kPa	4.35			

Imagen 19. Resultados subcooling de 5°C

Global results			Refrigerant	Secondary fluid	Geometry
	Units	Case 1			
Exchanger 's Type		Plates			
Calculation Model		Detailed			
Double Ref. Circuit		FALSE			
Capacity	kW	30.574			
Efficiency	%	87.556			
UA	W/K	1279.4			
NTU		2.0839			
LMTD	K	23.897			
Min. Wall Temp.	°C	14.157			
Max. Wall Temp.	°C	61.231			
Sec Fluid. Freezing Temp.	°C	0			
Refrigerant		R290(propene)			
Refrigerant Area	m ²	2.3797			
De-superheating Area	%	16.013			
Two-Phase Area	%	50.904			
Subcooling Area	%	33.083			
Mass Flowrate	kg/s	0.079458			
Inlet Temperature	°C	66.878			
Outlet Temperature	°C	21.856			
Inlet Superheat	K	5			
Outlet Subcooling	K	40			
Pressure Drop	kPa	0.97294			
Secondary Fluid		Water			
Area	m ²	2.3797			
Flowrate	m ³ /h	0.52672			
Inlet Temperature	°C	10			
Outlet Temperature	°C	60			
Pressure Drop	kPa	4.4974			

Imagen 20. Resultados subcooling de 40°C

En vista de los resultados se observa que, con el mismo intercambiador y bajo las mismas condiciones de producción de agua caliente sanitaria a 60°C, la capacidad calorífica de la simulación realizada con un subcooling de 40°C es mayor que la de un subcooling de 5°C. Por tanto, se confirma que el uso de subcoolings altos mejora eficiencias (COP) para los equipos donde el fluido a calentar sufre una variación de temperatura grande.

Por último se procede al diseño del intercambiador, para ello se analiza el número de placas idóneo que el condensador debe tener con el fin de alcanzar la potencia calorífica de 30kW, con un subcooling de 40°C, de manera eficiente.

Lo primero es fijar el valor de la temperatura del evaporador como una constante para poder analizar el ciclo en el programa IMST-ART. Esta consideración del intercambiador se puede hacer gracias a que la variación de la temperatura del aire externo al actuar sobre el evaporador no varía más de unos 3°C aproximadamente. Por ello la temperatura del evaporador se considera:

$$T_{aire_{ext}} - (T_{evap} + Superheat) = \Delta T \rightarrow T_{evap} = -25^{\circ}C$$

Con este dato y habiendo introducido las características del modelo del condensador determinado anteriormente, se analiza el comportamiento del ciclo completo mediante una simulación de un ciclo simple con el programa IMST-ART.

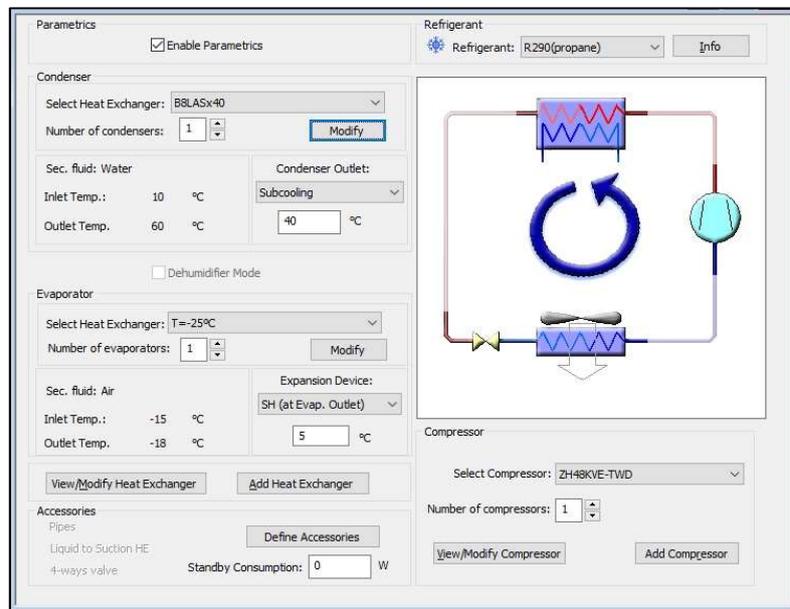


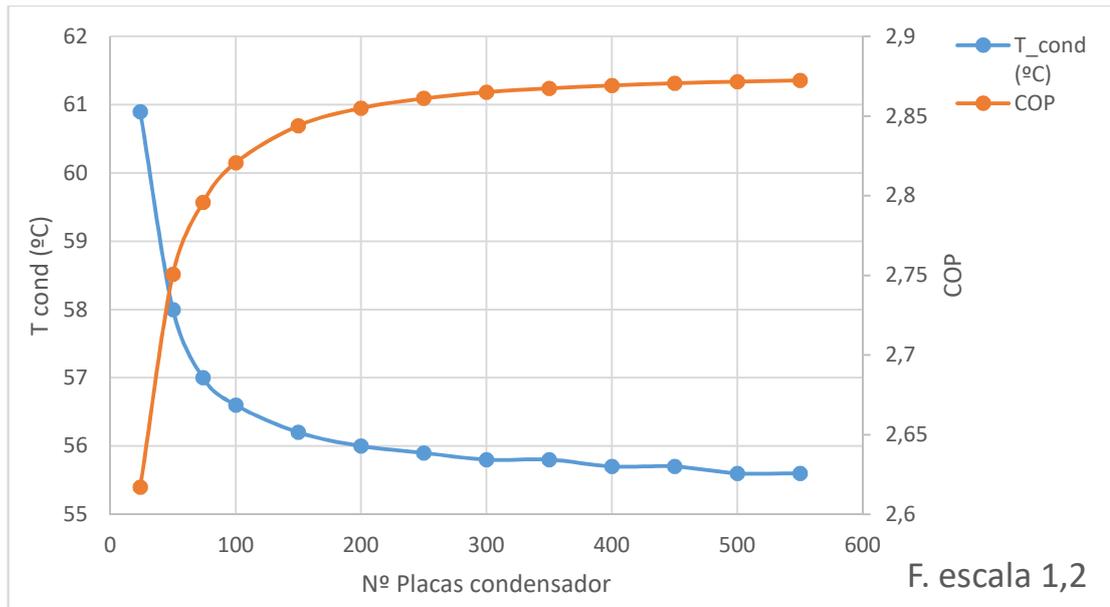
Imagen 21. Pantallazo Ciclo Inyección Parcial. R290 Inyección.

Una vez se introducen todos los parámetros del ciclo termodinámico se realiza la simulación para analizar el número de placas del condensador.

Al analizar el ciclo se observa que a pesar de aumentar el número de placas del condensador no es posible alcanzar la potencia especificada y en consecuencia se aumenta el factor de escala del compresor. La potencia calorífica del ciclo de refrigeración para la producción de ACS se obtiene gracias a la energía aportada al fluido refrigerante por medio del compresor a modo de presión, por ello se recurre al aumento del factor de escala. Este aumento equivale a la suposición teórica de un aumento en el volumen del compresor, lo que permite alcanzar mayores potencias.

Finalmente, tras varias pruebas, se observa que aumentando un 20% el volumen del compresor (factor de escala 1,2) se consigue la potencia necesaria de 30 kW en el condensador.

Con respecto a los resultados obtenidos, se presenta la *Gráfica 2* donde se observa el efecto que tiene la variación del número de placas en el intercambiador respecto al funcionamiento del ciclo.



Gráfica 11. Número de placas Condensador. R290 Inyección.

En vista de estos resultados, se observa que a partir de 250 placas el valor del COP se estabiliza. Por ello se selecciona el condensador **B120T de 250 placas** que funciona con una temperatura de condensación de 55,8°C y un subcooling de 40°C. Presenta una potencia de 32,75 kW cumpliendo así con la potencia de las especificaciones. Los resultados del ciclo simulado son los que se presentan en la *Imagen 12*.

	Units	Case 1
Inlet Sat. Condenser Temp.	°C	55.841
Outlet Sat. Condenser Temp.	°C	55.84
Inlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25
Outlet Sat. Evaporation Temp.	°C	-25
Inlet Condenser Press.	kPa	1941.7
Outlet Condenser Press.	kPa	1941.7
Inlet Evaporator Press.	kPa	203.45
Outlet Evaporator Press.	kPa	203.45
Condenser SubCooling	K	40
Total SubCooling	K	40
Evaporator Superheat	K	5
Total SuperHeat	K	5
COP		2.8611
COP Auxiliary Included		2.8608
EER		9.7712
EER Auxiliary Included		9.7701
Total Carnot Eff.	%	93.206
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	93.196
COP(HPA)		3.8611
COP(HPA) Auxiliary Included		3.8607
EER(HPA)		13.186
EER(HPA) Auxiliary Included		13.185
TCE(HPA)	%	94.876
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	94.865
Cooling Capacity	kW	24.268
Heating Capacity	kW	32.75
Mass Flowrate	kg/s	0.077575
Comp. Disch. Temp.	°C	70.887
Comp. Power Input	kW	8.4819
Global Power Input	kW	8.4829
Isentropic Eff.	%	100

Imagen 22. Resultados simulación B120Tx250. R290 Inyección.

6.3 Diseño del Economizador

En la selección del economizador lo que se debe de tener claro es que el flujo de inyección que llega al compresor debe ser vapor. Por ello lo primero es importante conocer la potencia que debe de tener este intercambiador. El comportamiento del economizador se analiza partiendo de los datos obtenidos de la simulación anterior con el condensador B120Tx250.

Además, para el cálculo de la potencia necesaria y el diseño de este intercambiador se establecen una serie de hipótesis y consideraciones:

- Se considera que no existen pérdidas de presión en el intercambiador, es decir, que las presiones de ambos fluidos son constantes.
- El economizador no tendrá pérdidas de calor, todo el calor cedido por el flujo caliente será absorbido por el flujo frío.
- El modelo está diseñado considerando la siguiente aproximación en dos etapas:

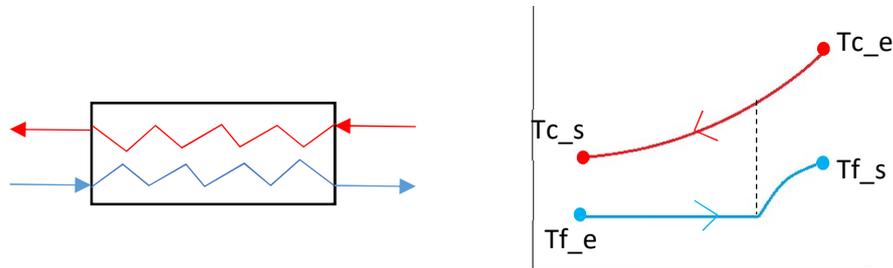


Imagen 23. Etapas del economizador. R290 Inyección.

En la primera etapa es en la cual el flujo frío (representado por la línea azul) emplea el calor proporcionado para cambiar de fase, por lo que su temperatura se mantiene constante. En el segundo tramo el calor absorbido ya provoca un incremento en la temperatura del flujo, se trata del superheat que tendrá este flujo.

Por su parte la evolución del flujo caliente al ceder calor es una pérdida progresiva temperatura.

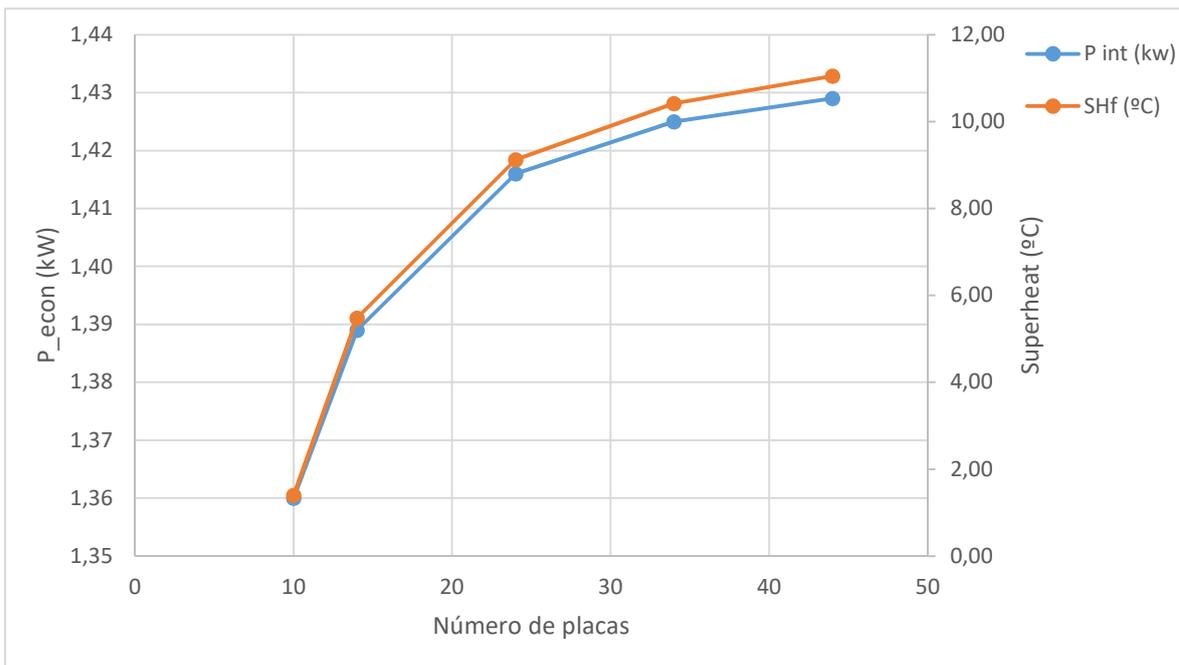
- Los valores de presión y temperatura de entrada del flujo caliente corresponden con los de salida del condensador.
- El caudal másico del condensador es la suma del caudal másico de inyección (flujo frío) y del caudal másico del evaporador (flujo caliente).
- En este modelo inicial mediante EES se tiene en cuenta que la presión intermedia no se puede aproximar como la raíz cuadrada del producto de la presión de condensación y la presión de evaporación. Esto es debido al elevado valor de subcooling del ciclo. Si se hace la aproximación anteriormente indicada, el valor de la presión intermedia sale menor que el valor de la presión baja, por lo que es obvio que es incorrecta la aproximación para este caso. En consecuencia el valor de presión media se toma con el criterio de que sea interior a la media de ambas presiones y superior a la mínima.

Así, con este margen de selección, se juega con el valor del caudal másico de inyección y el caudal másico del evaporador de manera que en economizador se transmita suficiente potencia para que la inyección sea completamente vapor.

A continuación, se procede a la selección del intercambiador de placas que trabajará como economizador. Al igual que en el condensador el fabricante empleado será Swep y se empleará su software de selección para identificar el intercambiador que mejor se adapta. Así, se establece que el intercambiador modelo B8T. *Ver especificaciones del componente en el Anexo.*

Con todos estos puntos claros, los datos de salida del condensador y seleccionado el modelo del intercambiador, se procede a crear un modelo de intercambiador de placas mediante EES para el análisis de los datos y el diseño de este componente. Los datos a introducir en el modelo son las características geométricas del intercambiador seleccionado y las características de entra de los flujos.

Se hacen varias pruebas modificando el número de placas para valorar el diseño del economizador. Los resultados se presentan en la *Gráfica 4*. En dicha gráfica se valora que el valor de superheat del flujo de inyección sea mayor que 5°C como mínimo, para asegurar que no entre líquido en el compresor. Además, se busca que este intercambiador tenga una buena potencia para que haya un buen intercambio de temperaturas entre estos flujos. En base a esto, se decide que el economizador estará formado por 24 placas, pues aunque se aumente el número de placas la potencia apenas cambia.



Gráfica 12. Número de placas Economizador. R290 Inyección.

Finalmente, la potencia del economizador es de 1,42 kW y el valor de superheat del flujo frío es de 9,12°C. En la *Tabla 13* se recogen las características de los flujos del economizador.

ECONOMIZADOR	Flujo caliente	Flujo frío
Presión (kPa)	1942,7	528,1
T_entrada (°C)	15,84	3,55
T_salida (°C)	8,40	12,67
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,074	0,004

Tabla 13. Economizador (Text -15°C). R290 Inyección.

El fluido caliente que sale del economizador es el que entrará en la segunda válvula de expansión y posteriormente en el evaporador, por tanto se ha de conocer de cuanto ha sido la caída de temperatura entre la temperatura de salida del flujo caliente y la temperatura de entrada el flujo frío, para el diseño del evaporador que se desarrolla a continuación. La diferencia entre estas temperaturas es de 4,84°C.

6.4 Diseño del Evaporador

El evaporador es el intercambiador que absorbe calor del aire que se encuentra a muy bajas temperaturas como ya se ha especificado anteriormente, por ello se diseña como un intercambiador de tubos y aletas de convección forzada mediante un ventilador. El ventilador se considera que tiene una eficiencia constante e igual a 70%.

Al tratarse de una bomba de calor con inyección, el caudal másico que pasa por el compresor y el caudal másico que pasa por evaporador son distintos, por lo que los valores de la simulación anterior mediante INST-ART del ciclo no se emplean para el diseño del evaporador.

Como punto de partida se emplean los resultados obtenidos en el diseño del economizador, el flujo caliente es el que pasa por el evaporador de manera que el caudal másico de este intercambiador es 0,074 kg/s. El flujo caliente se hace pasar por la segunda válvula isoentálpica del ciclo hasta la presión del evaporador que se ha estimado que estará a una temperatura de -25°C. Así pues, el título de vapor del flujo a la entrada del evaporador es de 0,2032.

Los datos del área necesaria y el área total se desconocen de manera que se busca una primera aproximación simulando el circuito de nuevo con una serie de modificaciones.

Para introducir el efecto del economizador se define un nuevo accesorio donde se indica la diferencia de temperaturas entre la salida de flujo caliente y la entrada del flujo frío (4,84°C); y además, se modifica el factor de escala del compresor para que el caudal másico del ciclo sea el que pasa por el evaporador (0,074 kg/s). Así los resultados obtenidos son los que se indican en la *Tabla 14*.

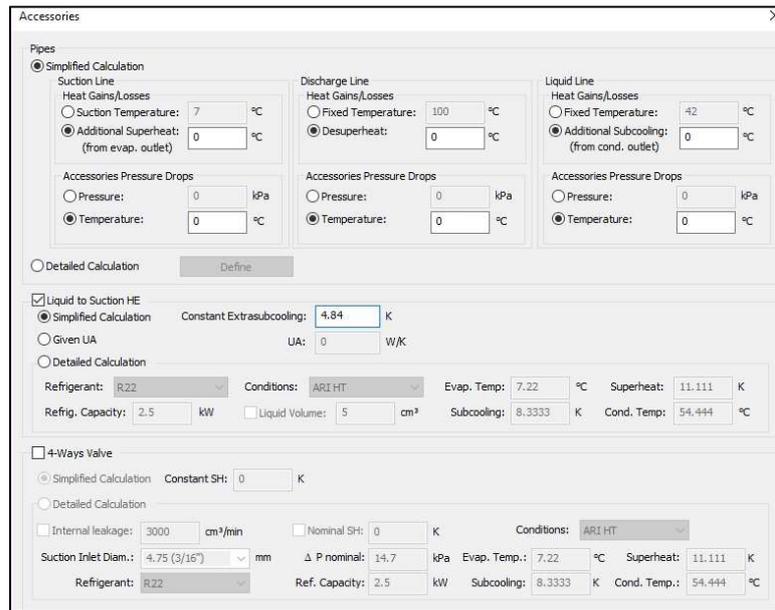


Imagen 24. Accesorio ΔT . R290 Inyección.

UA (W/K)	2749,5
\dot{V}_{aire} (m ³ /h)	20107
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,0741

Tabla 14. Datos simulación evaporador. R290 Inyección.

En primer lugar, este tipo de intercambiador no está tan normalizado como el de placas, los fabricantes se adaptan al diseño que se les pide partiendo de unos estándares de diámetro de los tubos y de aletas que ofrecen. Las características del evaporador de tubos y aletas que se diseña son las siguientes:

- Las aletas son rizadas (wavy) de aluminio. El paso entre aletas de 3 mm con un espesor de 0,1 mm.
- Los tubos son de cobre con un espesor de 0,5 mm. El catálogo indica que el diámetro del tubo es de 3/8" o 5/16", como el refrigerante es inflamable se escoge el de 5/16" pues es de menor diámetro y supone una menor carga. Además se establecen las siguientes dimensiones especificadas a continuación: (*Imagen 7*)

- ST = 25 mm
- SL = 21,65

A continuación se procede al diseño del evaporador, para ello se busca una configuración en base a los datos anteriores del fabricante y a los datos de partida obtenidos de la simulación anterior (*Tabla 3*).

Primero se calcula el área necesaria de transmisión, como se ha indicado anteriormente las aletas son de tipo wavy por lo que el coeficiente global de transferencia térmica (U) es de 40 W/mK. Por tanto, se obtiene que:

$$A_{necesaria} = \frac{UA}{U} = 68,74 \text{ m}^2$$

A continuación se calcula la compacidad del intercambiador (β) para posteriormente poder calcular el volumen necesario para el evaporador:

$$\beta = \frac{2 * St * Sl - \left(\frac{\pi * Dc^2}{2}\right) + \pi * Dc * (Fp - t)}{St * Sl * Fp} = 984,01$$

Así el volumen resulta:

$$V_{necesario} = \frac{A_{total}}{\beta} = 0,070 \text{ m}^3$$

Otro dato a tener en cuenta es el área frontal que se encuentra en contacto con el aire en el evaporador, en esta zona es por donde transmite el flujo de calor. Se toma una velocidad del aire exterior de 2m/s por motivo de eficiencia del ciclo y minimización de vibraciones en el evaporador. Así el área frontal necesaria es de:

$$A_{frontal} = H * W = \frac{\dot{V}}{v} = 2,79 \text{ m}^2$$

Con estos datos y teniendo en cuenta que se establece una relación altura/anchura (H/W) para el intercambiador de 0,75, se procede al dimensionado del intercambiador:

$$N^{\circ} \text{ Filas} = \frac{V_{necesario}}{A_{frontal} * Sl} = 1,15 \rightarrow 2 \text{ filas}$$

$$N^{\circ} \text{ Tubos/Fila} = \frac{H}{St} = 49,25 \rightarrow 77 \text{ tubos/fila}$$

Para determinar el número de circuitos del evaporador, es necesario conocer la densidad del refrigerante a la entrada del evaporador, la temperatura de entrada se estima que es de -25°C, por lo que la densidad en este punto es de 4,63 kg/m³ y que la velocidad de circulación del refrigerante no puede ser superior a 10 m/s. Por tanto:

$$N^{\circ} \text{ Circuito}_{min} = \frac{\dot{m}_{ref}}{v * \rho_{ent} * A_{frontal,1tubo}} = 256,73 \rightarrow 257 \text{ circuitos}$$

El número de circuitos es mucho mayor que el número de tubos por fila, por ello es necesario que el número de tubos/fila sea de 257. En base a esto, se recalcula el valor de la altura del intercambiador (H) y la anchura (W) de manera que el área frontal no cambie.

Al recalcular, se estima que el evaporador tendrá una anchura (W) de 0,434m y una altura (H) de 6,425m.

Luego, se debe comprobar que con estos datos la temperatura de evaporación está alrededor de los -25°C. Para ello se emplea la herramienta *Standalone Heat Exchanger* del programa IMST-ART, donde se toman como parámetros de entrada el caudal másico y el título de vapor con el que entra el refrigerante al intercambiador, además de las características indicadas del intercambiador.

La temperatura de evaporación que se obtiene (-32°C) no es la buscada, por lo que se pueden reajustar los valores de la altura y anchura del intercambiador. Finalmente, el evaporador tendrá una **anchura (W) de 0,86m** y una **altura (H) de 3,25m**, consiguiendo que la temperatura de evaporación sea de -25°C, y estará constituido por **257 circuitos** con un **patrón Z**, compuestos por **2 filas con 257 tubos cada una de ellas**.

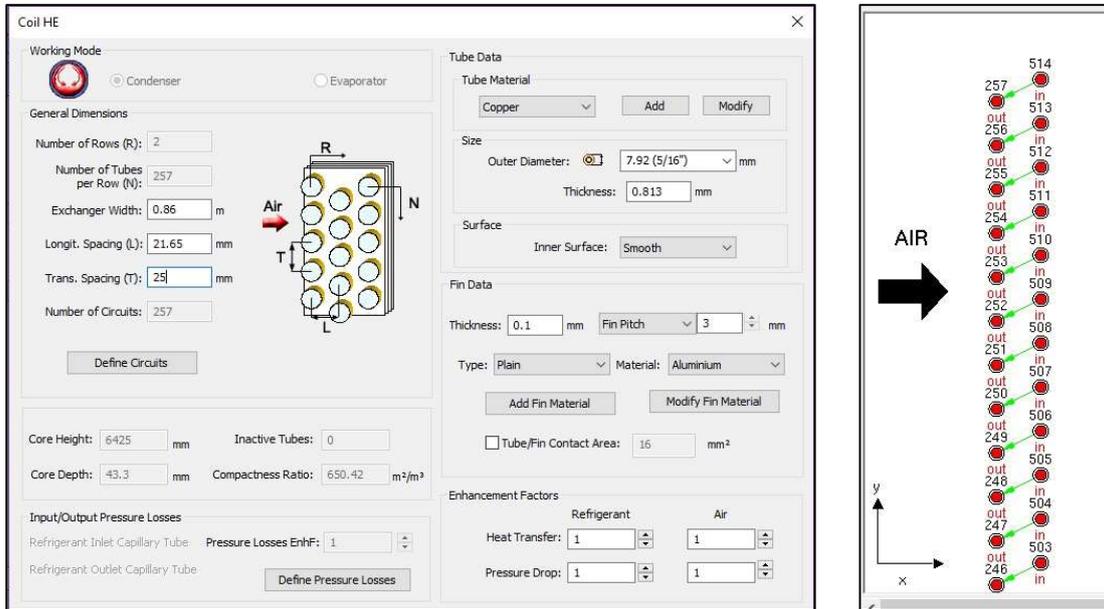


Imagen 25. Evaporador de tubos y aletas. R290 Inyección.

Una vez diseñado este último componente, ya queda proyectado el ciclo de inyección parcial con R290 para la producción de ACS que cumple con las condiciones planteadas en este trabajo.

6.5 Resultados Ciclo de Inyección Parcial

6.5.1 Diseño ciclo simple con R290

CICLO SIMPLE R744	Modelo	Fabricante
Compresor	ZH48KVE-TWD (Scale Factor 1,2)	Emerson
Condensador	B120T x 250 placas	Swep
Evaporador	ST: 25mm; SL: 21,65 mm; Ø: 5/16"; WxH: 0,86x3,25 m; 257 circuitos (2 filas con 257 tubos/fila)	-

Tabla 15. Cuadro diseño Ciclo Inyección Parcial R290.

6.5.2 Puntos de funcionamiento

La bomba de calor trabajará en un clima frío con temperaturas entre 7 y -15°C, como ya se comentó anteriormente, por lo que se realiza un estudio para analizar el comportamiento de la instalación diseñada en varios puntos de funcionamiento: 7, 5, -7 y -15°C.

En este caso, para poder analizar el comportamiento en los puntos, es necesario volver a combinar los dos programas, EES y IMST-ART.

Con el programa EES, se emplean los modelos desarrollados en este programa, tanto el del ciclo completo como el del economizador. Pero, al igual que en el desarrollo anterior, estos modelos necesitan datos iniciales que se obtienen de las simulaciones que se harán con el IMST-ART. La secuencia de trabajo, una vez se han diseñado todos los componentes, es más sencilla y los pasos a seguir son:

- Con el IMST-ART, simular el ciclo pero cambiando algunos datos del evaporador. Se debe modificar el valor de la temperatura exterior del aire y la temperatura de evaporación que se toma como constante. Así, manteniendo el subcooling de 40°C, se obtienen las temperaturas de condensación para cada punto. Los valores se presentan en la *Tabla 13*.

Text (°C)	-15	-7	5	7
Tevap (°C)	-25	-17	-5	-3
Tcond (°C)	55,8	56,4	57,2	57,4

Tabla 16. Temperaturas de condensación. R290 Inyección.

- A continuación, los datos obtenidos en la simulación anterior se utilizan como datos de entrada en modelo del economizador diseñado en EES. Así pues, los resultados se presenta en las tablas siguientes: *Tabla 17*, *Tabla 18* y *Tabla 19*. (La asociada a la temperatura exterior de -15°C es la que se ha presentado anteriormente, *Tabla 13*).

ECONOMIZADOR	Flujo caliente	Flujo frío
Presión (kPa)	2004,50	380,00
T_entrada (°C)	17,36	-7,00
T_salida (°C)	2,77	-3,54
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,142	0,017

Tabla 17. Economizador (Text 7°C). R290 Inyección.

ECONOMIZADOR	Flujo caliente	Flujo frío
Presión (kPa)	1999,30	303,50
T_entrada (°C)	17,23	-17,52
T_salida (°C)	0,17	1,27
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,132	0,017

Tabla 18. Economizador (Text 5°C). R290 Inyección.

ECONOMIZADOR	Flujo caliente	Flujo frío
Presión (kPa)	1966,30	292,70
T_entrada (°C)	16,44	-11,42
T_salida (°C)	-5,48	-10,80
\dot{m}_{Ref} (kg/s)	0,087	0,015

Tabla 19. Economizador (Text -7°C). R290 Inyección.

- Una vez se tiene estos datos se procede a determinar el valor de la temperatura de evaporación con la herramienta *Standalone Heat Exchanger* del programa IMST-ART. Para ello es necesario conocer el título de vapor a la entrada del evaporador e, igual que antes, modificar el valor de la temperatura exterior del programa. Así se obtiene la temperatura del evaporador. Los valores se presentan en la *Tabla 20*.

Text (°C)	-15	-7	5	7
x	0,203	0,073	0,036	0,00041
Tevap (°C)	-25,0	-17,9	-6,8	-5,75

Tabla 20. Temperaturas de evaporación. R290 Inyección.

- Finalmente se procede a introducir los datos obtenidos anteriormente al modelo hecho en ESS para el ciclo de inyección. Los resultados se presentan en la *Tabla 21*.

6.5.3 Análisis de los resultados

En vista de los resultados presentados en la *Tabla 21*., se observa que, como cabía esperar, al haber diseñado el ciclo para la situación más desfavorable, todos los puntos de funcionamiento tienen una potencia igual o superior a 30kW.

Además, se confirma el uso de este tipo de ciclos en condiciones más extremas donde el ciclo simple no conseguiría buenos funcionamientos ya que, se consigue disminuir

radicalmente la temperatura de descarga cuando se trabaja en condiciones exteriores de -15°C.

Text (°C)	7	5	-7	-15
T_cond (°C)	57,4	57,2	56,4	55,8
T_evap (°C)	-5,75	-6,8	-17,9	-25
P_cond (kPa)	2004,5	1999,3	1966,3	1942,00
P_iny (kPa)	427	390	292,7	528,10
P_evap (kPa)	396,7	382,94	263,38	203,38
Subcooling (°C)	40	40	40	40
Superheat (°C)	5	5	5	5
COP	4,285	4,204	3,352	2,94
Q_enf (kW)	48,42	46,85	33,83	23,17
Q_cal (kW)	59,72	57,99	43,93	31,05
Q_eco (kW)	4,67	4,50	3,80	1,39
m_cond (kg/s)	0,14	0,14	0,11	0,07364
m_iny (kg/s)	0,017	0,017	0,015	0,00378
T_descarga	68,26	69,20	69,40	70,45

Tabla 21. Temperaturas de evaporación. R290 Inyección.

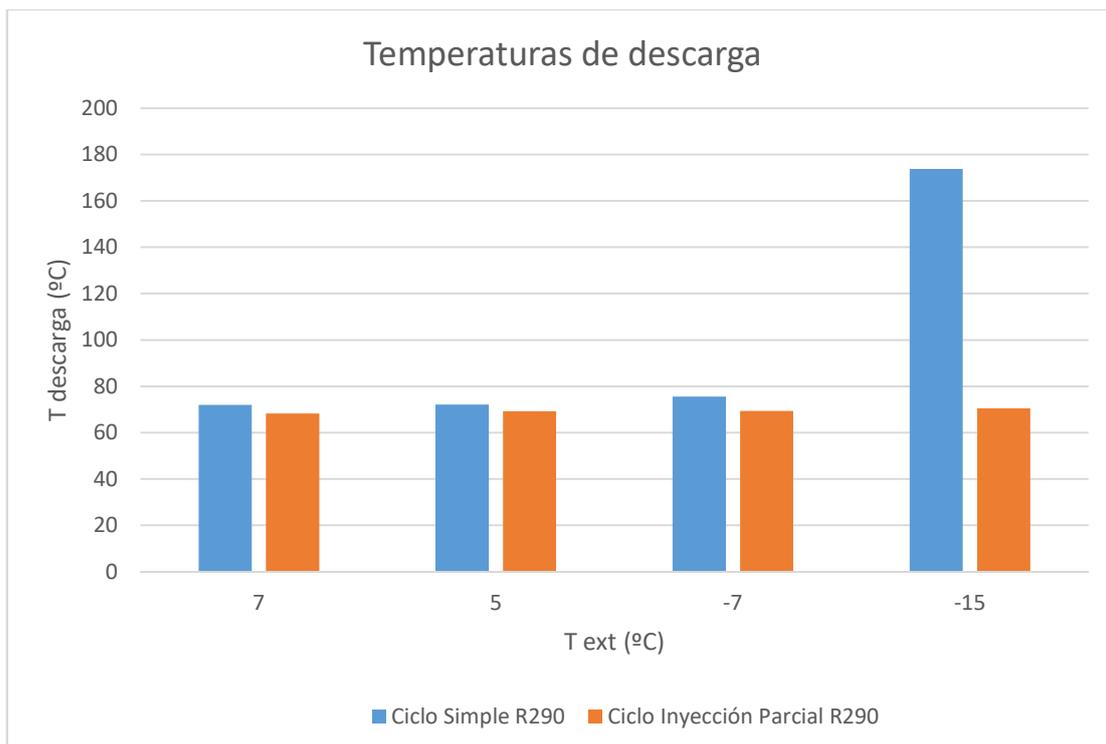
7 Conclusión trabajo

7.1 Análisis de los ciclos subcríticos.

En vistas de los resultados presentados en este trabajo se procede a valorar y comparar los resultados obtenidos para cada ciclo.

En referente a los dos ciclos que emplean como refrigerante el propano, el ciclo de inyección se plantea como alternativa al simple, planteado inicialmente, pues la temperatura de descarga es superior a 120-130°C, condiciones en las que los componentes de la bomba no trabajan correctamente. Así, con este cambio de ciclo se busca disminuir el valor de esta temperatura y, en consecuencia, se reduce también el trabajo del compresor mejorando así la eficiencia de la bomba de calor.

En la *Gráfica 22* muestra la diferencia de las temperaturas de descarga en los distintos puntos de funcionamiento estudiados. La diferencia de temperaturas significativa se registra en el punto de funcionamiento más desfavorable, es decir, cuando la temperatura exterior es de -15°C. El rango de trabajo de los compresores normalmente no está indicado para temperaturas exteriores por debajo de los -10°C debido a este efecto.



Gráfica 22. Comparación T descarga ciclos R290.

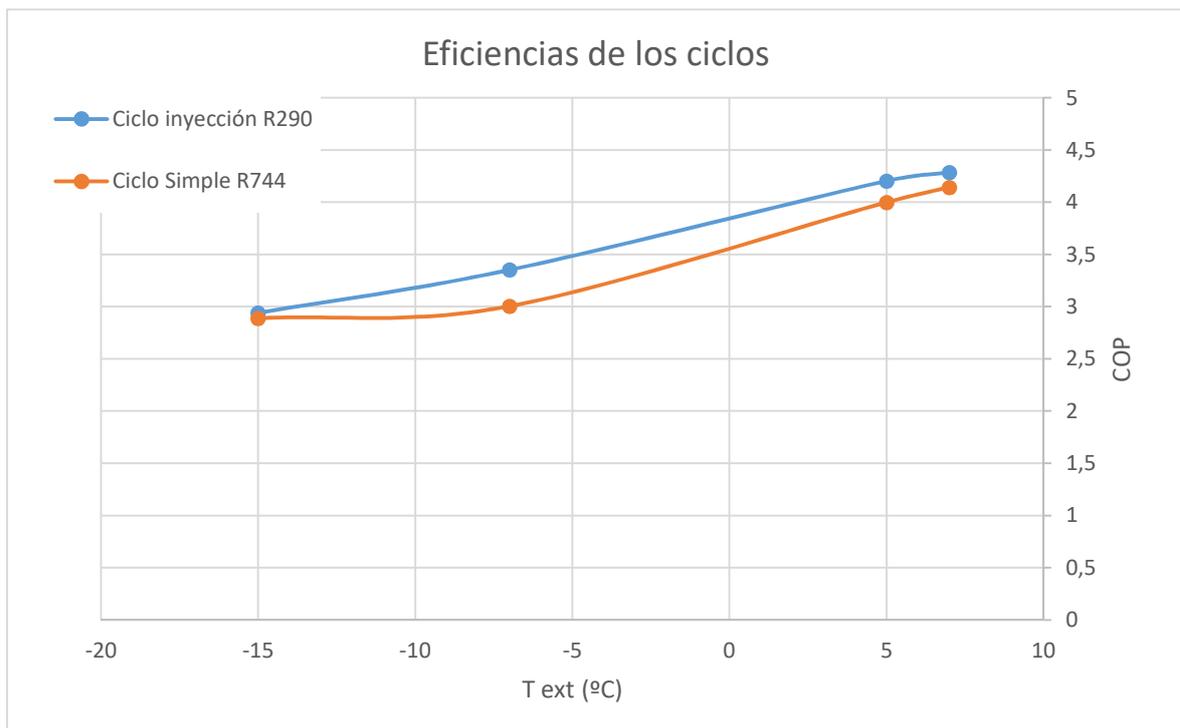
En base a esto, queda descartada la alternativa del ciclo simple de propano como solución para el problema inicialmente planteado.

7.2 Valoración de las alternativas factibles

Las dos alternativas factibles para el diseño de bomba de calor en las condiciones de trabajo planteadas son: un ciclo simple con R744 (CO_2) y un ciclo de inyección parcial con R290 (propano).

Como se ha comentado en los apartados anteriores, las temperaturas de condensación para ambas bombas son perfectamente asumibles para los componentes, de manera que no será un factor restrictivo en estos casos. No obstante, cabe mencionar que la diferencia entre el valor límite y la temperatura de descarga en el punto más desfavorable es más mayor en el ciclo de inyección, por lo que dicho ciclo presenta un mayor rango de temperaturas de aplicación respecto al de CO_2 . Además, como consecuencia de que las temperaturas del ciclo sean más bajas, se consigue que la máquina no trabaje de forma forzada, lo que evita problemas en estos equipos.

Así pues, se procede a analizar las eficiencias que presentan las dos bombas de calor diseñadas. Estos resultados a comparar se muestran en la *Gráfica 23*, donde se concluye que el ciclo de inyección parcial con R290 presenta mejores valores de COP frente al simple transcrito con R744.



Gráfica 23. Comparación COP.

Debido al anterior motivo, y al hecho de que los componentes del ciclo simple de R744 son más caros, pues trabaja en condiciones más extremas y por tanto necesita componentes más robustos, se concluye que el ciclo de inyección parcial con R290 es el más adecuado para el presente problema.

En conclusión, el ciclo de inyección parcial que emplea como refrigerante el R290 es, de los ciclos modelados, el que presenta una mayor eficiencia energética, presenta un mayor rango de temperaturas, se consigue que el equipo trabaje en buenas condiciones y, además, resulta más económico que el ciclo de CO₂, debido a sus condiciones de funcionamiento.

8 BIBLIOGRAFÍA

(s.f.).

(ATECYR), A. T. (2010). *Guía Técnica. Agua caliente sanitaria central*. Madrid .

Acustica Unileon. (s.f.). Obtenido de <http://acustica.unileon.es/wp-content/uploads/2012/05/AN%C3%81LISIS-COMPARATIVO-DE-LAS-CARACTER%C3%8DSTICAS-B%C3%81SICAS-DE-LOS-FLU%C3%8DDOS-REFRIGERANTES-M%C3%81S-UTILIZADOS.pdf>

Alcaraz, E. T. (2010). *La producción de frío*. Universitat Politècnica de València.

Calor y Frío. (16 de Noviembre de 2016). *Calor y Frío*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/tag/refrigerantes-naturales.html>

Carrier, United Technologies Company. (s.f.). Obtenido de <http://www.carrier.es/news/etiqueta.htm>

Construible.es. (20 de Enero de 2012). Obtenido de Consumo energético del sector residencial: <https://www.construible.es/articulos/consumo-energetico-del-sector-residencial>

E NAVARRO-PERIS, J. G.-M. (2014). *DESIGN AND ANALYSIS OF R290 HIGH CAPACITY AIR TO WATER HEAT PUMP WITH FINNED TUBE HEAT EXCHANGER OF SMALL DIAMETER*. España.

eccj.or. (s.f.). Obtenido de <http://www.eccj.or.jp/vanguard/commende-12-05.html>

El Mundo. (s.f.). Su vivienda. Obtenido de <http://www.elmundo.es/elmundo/2013/06/05/suvienda/1370429015.html>

frigoristas.wordpress.com. (s.f.). Obtenido de <https://frigoristas.wordpress.com/co2-subcritico/>

Frionline. (s.f.). Obtenido de <http://frionline.net/articulos-tecnicos/205-tipos-de-gases-refrigerantes-en-refrigeracion-y-aire-acondicioando.html>

hptcj.or. (s.f.). Obtenido de <http://www.hptcj.or.jp/Default.aspx>

IDAE Secretaria General. (2011). *Análisis del consumo energético del sector residencial en España*.

Scalofrios. (s.f.). Obtenido de Refrigerantes: www.scalofrios.es

Solargal. (s.f.). Obtenido de <http://www.solargal.com/servicios/aeroterminia-1537s.html>

Torres, C. (20 de Marzo de 2016). *ACE servicios energético*. Obtenido de <http://www.acenergia.es/ACE-ingenieria/optimizar-el-rendimiento-de-las-bombas-de-calor>

UNAD, *Universidad Nacional Abierta y a Distancia*. (s.f.). Obtenido de http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211618/EXELARNING/leccion_44_intercambiad_ores_de_placas.html

United Nations Framework Conventiion on Climate Change (unfccc). (s.f.). Obtenido de http://unfccc.int/ghg_data/items/3825.php

Wikipedia. (s.f.). Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Aeroterminia>

Wikipedia. (s.f.). Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Aeroterminia>

www.ref-wiki.com. (s.f.). Obtenido de <http://www.ref-wiki.com/content/view/31476/28/>

ANEXO

ÍNDICE ANEXO

1.	Datos técnicos compresores	1
1.1.	Compresor ZH48KVE-TWD.....	1
1.2.	Compresor ZH13KCU-TFMN.....	5
1.3.	Compresor CD 1000H-QE.....	1
2.	Datos técnicos intercambiadores de placas.....	7
2.1.	Condensador B120T.....	7
2.2.	Condensador B8T	9
2.3.	Condensador B17	7

1. Datos técnicos compresores

1.1. Compresor CD 1000H-QE.



OFFICINE MARIO DORIN SINCE 1918
DORIN
INNOVATION

Modelo: CD 1000H - PAGE 2

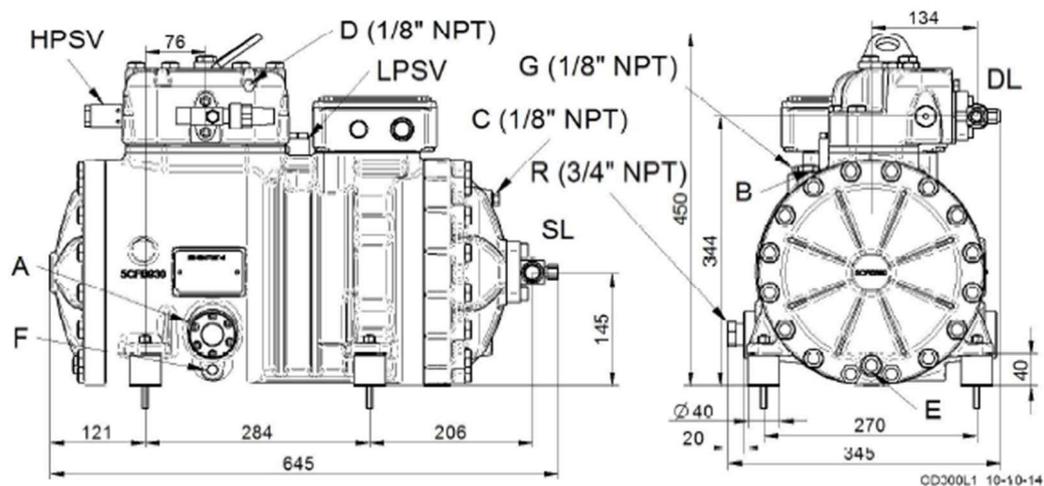
27/10/2016 - Dorin Software v. 15.07

Todos los datos están sujeto a cambio

Datos técnicos

Nº Cilindros	2	
Diámetro	37	[mm]
Carrera	30	[mm]
Desplazamiento @ 50 Hz	5,61	[m³/h]
Desplazamiento @ 60 Hz	6,74	[m³/h]
Válvula aspiración	22	[mm]
Válvula aspiración	28	[mm]
Válvula descarga	16	[mm]
Válvula descarga	20	[mm]
Carga aceite	2,5	[kg]
Peso neto	145	[kg]

Dimensiones totales



- A – Visor aceite
- B – Tapón carga aceite
- C – Toma baja presión
- D – Toma alta presión
- E – Tapón vaciado aceite
- F – Resistencia cárter

- G – Retorno aceite
- R – Conexión del nivel de aceite
- DL – Válvula servicio descarga
- SL – Válvula servicio aspiración
- LPSV – Válvula seguridad LP
- HPSV – Válvula seguridad HP

Ecuación polinomial del compresor CD 1000H-QE:

$$y = C1 + C2 * to + C3 * pc + C4 * to^2 + C5 * to + pc + C6 * pc^2 + C7 * to^3 + C8 * pc * to + C9 * to * pc^2 + C10 * pc^3$$

Donde: *to*: Temperatura de evaporación (°C).

pc: Presión de descarga (bar)

Coeficientes	C1	C2	C3	C4	C5
m [kg/s]	0,15152105	0,0042987	-0,00060096	4,1162E-05	-4,8827E-06
P [W]	-6897,5239	-269,83802	280,96347	-3,3766664	4,0555224

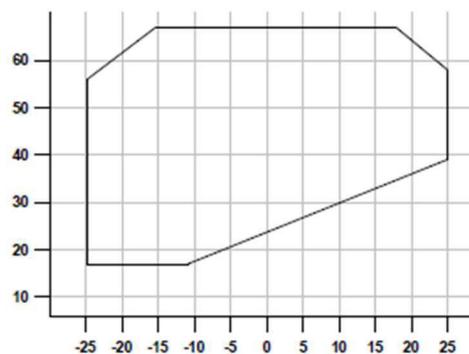
Coeficientes	C6	C7	C8	C9	C10
m [kg/s]	1,5874E-06	0	0	0	0
P [W]	-1,8892603	-0,01355735	0,01498915	-0,01080499	0,00502711

La validez de los polinomios está limitada al campo de aplicación y referida a las condiciones estándar de la EN 12900.

1.2. Compresor ZH48KVE-TWD.



50Hz ZH48KVE-TWD R407C Punto rocío



Mínima Temperatura Evaporación con
10K Recal. Aspiración

Recalentamiento Aspiración 5,0K

T.Evaporación °C

Incluido subenfriamiento del líquido + 4,0K

Cond °C	P.Calefacción kW												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	15	20	25
17	25,30	29,80	35,00										
20	25,30	29,80	35,00	41,00									
30	25,60	30,00	35,10	40,90	47,50	55,10	63,70	67,50	73,60				
40	25,80	30,30	35,30	41,00	47,40	54,80	62,50	66,40	72,10	77,20	82,60	94,40	107,50
50	26,30	30,90	35,90	41,40	47,60	54,80	62,40	65,80	71,20	76,00	81,10	92,30	105,00
55	26,70	31,30	36,30	41,80	47,90	54,80	62,40	65,70	71,00	75,70	80,70	91,50	103,50
60		31,90	36,90	42,40	48,40	55,10	62,60	65,80	71,00	75,60	80,40	90,90	
65			37,70	43,10	49,10	55,70	63,00	66,20	71,20	75,70	80,40		
67			38,00	43,50	49,40	56,00	63,30	66,40	71,40	75,80	80,40		
	P. Absorbida kW												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	15	20	25
17	6,14	6,34	6,58										
20	6,56	6,75	6,97	7,28									
30	7,90	8,19	8,43	8,68	8,99	9,44	10,10	10,45	11,00				
40	9,26	9,79	10,20	10,50	10,80	11,15	11,60	11,85	12,25	12,65	13,15	14,35	15,95
50	10,75	11,65	12,30	12,80	13,20	13,60	14,00	14,20	14,50	14,85	15,20	16,10	17,30
55	11,55	12,65	13,50	14,15	14,70	15,15	15,55	15,75	16,05	16,35	16,70	17,50	18,55
60		13,80	14,90	15,70	16,35	16,90	17,40	17,60	17,90	18,20	18,50	19,25	
65			16,40	17,45	18,25	18,90	19,50	19,70	20,00	20,30	20,60		
67			17,05	18,15	19,05	19,80	20,40	20,70	21,00	21,30	21,60		
	Intensidad 400V, A												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	15	20	25
17	15,15	15,31	15,54										
20	15,59	15,76	15,97	16,28									
30	17,00	17,30	17,55	17,80	18,14	18,64	19,37	19,74	20,40				
40	18,48	19,08	19,52	19,88	20,23	20,64	21,19	21,47	21,95	22,43	22,99	24,38	26,21
50	20,19	21,26	22,07	22,70	23,23	23,72	24,26	24,50	24,90	25,29	25,74	26,83	28,26
55	21,20	22,56	23,62	24,45	25,13	25,72	26,31	26,56	26,97	27,34	27,76	28,77	30,06
60		24,04	25,39	26,46	27,33	28,07	28,75	29,03	29,45	29,84	30,25	31,21	
65			27,40	28,75	29,86	30,78	31,60	31,92	32,40	32,81	33,24		
67			28,28	29,76	30,96	31,98	32,87	33,20	33,71	34,14	34,58		
	Flujo de Masa g/s												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	15	20	25
17	89,50	112,00	137,50										
20	89,00	111,00	136,50	166,00									
30	85,50	107,50	133,00	162,00	197,00	236,00	281,00	300,00	332,00				
40	83,00	104,00	129,00	158,00	192,00	231,00	276,00	296,00	327,00	355,00	384,00	449,00	522,00
50	81,00	101,00	125,50	154,00	187,00	226,00	270,00	290,00	321,00	349,00	378,00	443,00	518,00
55	80,50	100,00	124,00	152,00	185,00	223,00	267,00	287,00	318,00	346,00	375,00	440,00	512,00
60		99,50	122,50	150,00	183,00	221,00	265,00	284,00	315,00	342,00	372,00	436,00	
65			121,50	148,50	181,00	218,00	262,00	281,00	311,00	339,00	368,00		
67			121,00	148,00	180,00	217,00	261,00	280,00	310,00	338,00	367,00		

Copeland Scroll - Calefacción - Calefacción - Inyección de vapor

DATOS FISICOS Y MECANICOS DEL COMPRESOR

Desplazamiento , m.cu./h	42.8
Largo/Ancho, mm	368/323
Alto, mm	579
Peso neto, kg	112
Peso bruto, kg	119
Tubo aspiración, pulgadas	1 5/8
Tubo descarga, pulgadas	1 1/8
Cantidad de aceite, l	4.14
Base de montaje (diámetro agujero), mm	220 x 220 (8.5)
Presión sonora @ 1 m (AT), dBA	74
Potencia sonora (AT), dBA	85
Potencia sonora con aislamiento (AT), dBA	75
Categoría PED	2
Volumen interno libre, l	18.4
Alta presión PS, bar(man.)	32
baja presión PS, bar (man)	22.8
Baja presión TS Max, °C	50
Baja presión TS Min, °C	-35

DATOS ELECTRICOS DEL COMPRESOR (380/420V - 3~ - 50Hz)

Máxima intensidad de trabajo	36
Intensidad de rotor bloqueado, A	198
Resistencia del bobinado	0.72
Protección por defecto	IP 54 (IEC 34)

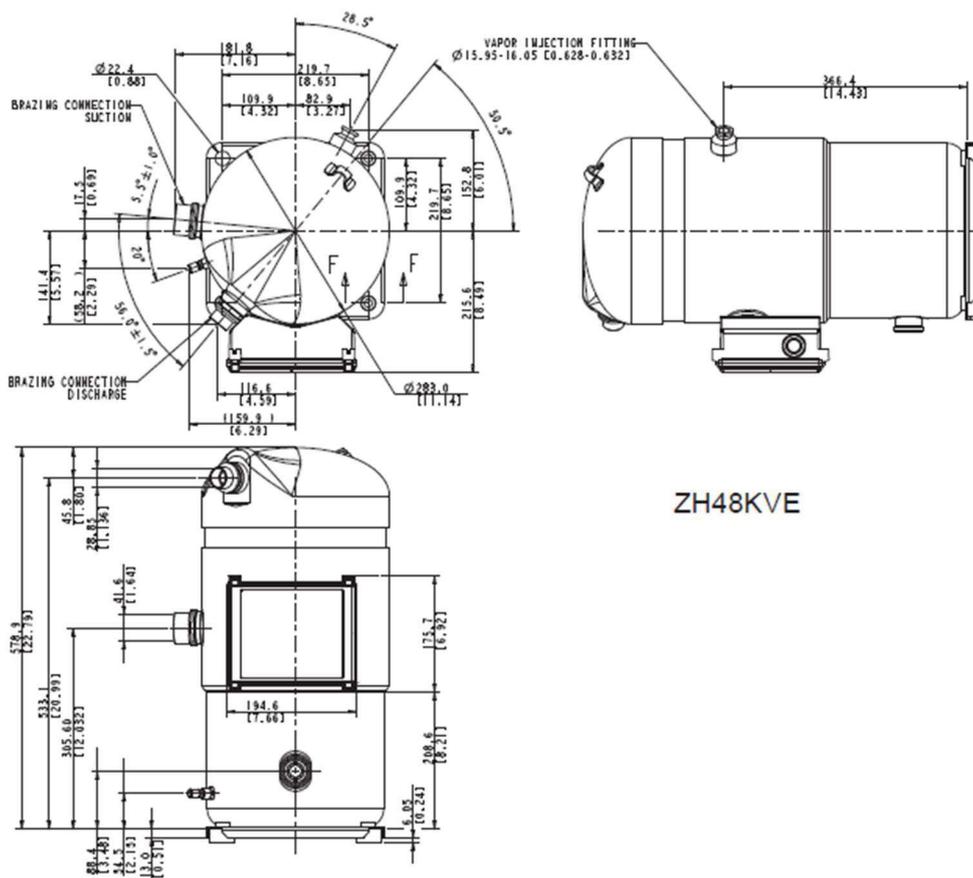
ACCESORIOS OPCIONAL

Atenuación Sonora

Aislamiento acústico (10 dBA)

OPCIONES MOTOR

Alimentación	Nominal Voltaje	Código Motor	Conexión arranque	Conexión Directa	Factor amps
380-420 V/3~/50H	400	TWD		Y	1,00



ZH48KVE

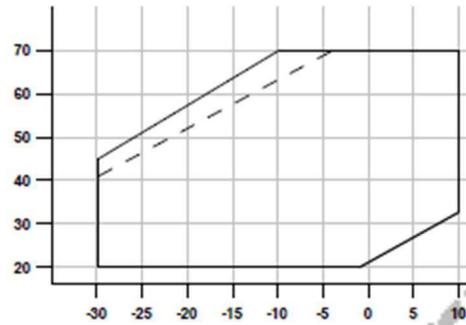
1.3. Compresor ZH13KCU-TFMN.

Copeland Scroll

50Hz

ZH13KCU-TFMN

R290



Minima Temperatura Evaporación con
 ——— 10K Recal. Aspiración
 - - - 20K Recal. Aspiración

Recalentamiento Aspiración 5,0K T.Evaporación °C Subenfriamiento del Líquido 4,0K

Cond °C	P.Calefacción kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
20	6,80	8,02	9,44	11,10	13,00	15,20				
30	6,63	7,81	9,17	10,75	12,65	14,60	16,95	19,65	20,80	
40	6,51	7,62	8,90	10,35	12,05	13,95	16,15	18,65	19,70	21,40
45	6,48	7,55	8,78	10,20	11,80	13,65	15,75	18,10	19,15	20,80
50		7,50	8,68	10,00	11,55	13,30	15,30	17,60	18,60	20,20
55			8,60	9,87	11,35	13,00	14,90	17,05	18,00	19,55
60				9,74	11,10	12,70	14,50	16,55	17,45	18,85
65					10,90	12,40	14,10	16,00	16,85	18,20
70					10,75	12,10	13,70	15,50	16,30	17,60
	P. Absorbida kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
20	2,03	2,07	2,11	2,14	2,18	2,22				
30	2,40	2,45	2,50	2,55	2,61	2,66	2,71	2,77	2,79	
40	2,86	2,93	2,99	3,06	3,12	3,19	3,25	3,32	3,34	3,38
45	3,14	3,21	3,28	3,35	3,42	3,49	3,56	3,63	3,66	3,70
50		3,52	3,60	3,67	3,75	3,82	3,90	3,97	4,00	4,04
55			3,95	4,03	4,11	4,19	4,26	4,34	4,37	4,42
60				4,42	4,50	4,59	4,67	4,75	4,78	4,83
65					4,94	5,02	5,11	5,19	5,22	5,27
70					5,42	5,50	5,59	5,67	5,71	5,76
	Intensidad 400V, A									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
20	5,81	5,84	5,87	5,89	5,92	5,95				
30	6,08	6,13	6,18	6,22	6,27	6,32	6,37	6,41	6,43	
40	6,50	6,56	6,63	6,69	6,76	6,82	6,89	6,95	6,98	7,02
45	6,77	6,85	6,92	6,99	7,06	7,14	7,21	7,29	7,32	7,37
50		7,18	7,26	7,34	7,43	7,51	7,59	7,68	7,71	7,77
55			7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,13	8,16	8,22
60				8,23	8,33	8,43	8,53	8,64	8,68	8,74
65					8,89	9,00	9,11	9,22	9,26	9,33
70					9,52	9,64	9,75	9,87	9,92	9,99
	Flujo de Masa g/s									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
20	15,90	19,40	23,40	28,00	33,20	39,10				
30	15,60	19,20	23,30	28,00	33,20	39,20	45,80	53,20	56,30	
40	15,00	18,80	23,00	27,70	33,00	38,90	45,60	53,00	56,20	61,20
45	14,70	18,50	22,70	27,50	32,80	38,70	45,40	52,80	56,00	61,00
50		18,20	22,40	27,10	32,40	38,40	45,00	52,50	55,60	60,70
55			22,00	26,80	32,10	38,00	44,60	52,00	55,20	60,30
60				26,30	31,60	37,50	44,20	51,60	54,80	59,80
65					31,10	37,00	43,60	51,00	54,20	59,30
70					30,50	36,40	43,00	50,40	53,60	58,70

Datos Preliminares

Copeland Scroll - Calefacción - Calefacción - Estándar

DATOS FISICOS Y MECANICOS DEL COMPRESOR

Desplazamiento , mcu/h	17.1
Largo/Ancho, mm	250/246
Alto, mm	438
Peso neto, kg	40
Peso bruto, kg	42
Tubo aspiración, pulgadas	7/8
Tubo descarga, pulgadas	1/2
Cantidad de aceite, l	1.89
Base de montaje (diámetro agujero), mm	190 x 190 (8.5)
Presión sonora @ 1 m (AT), dBA	65
Potencia sonora (AT), dBA	76
Categoría PED	2
Alta presión PS, bar(man.)	28
Baja presión PS, bar (man)	17
Baja presión TS Max, °C	50

DATOS ELECTRICOS DEL COMPRESOR (380/420V - 3~ - 50Hz)

Máxima intensidad de trabajo	11.8
Intensidad de rotor bloqueado, A	74
Resistencia del bobinado	2.74
Protección por defecto	IP 65 (IEC 60529)

ACCESORIOS (INCLUIDO)

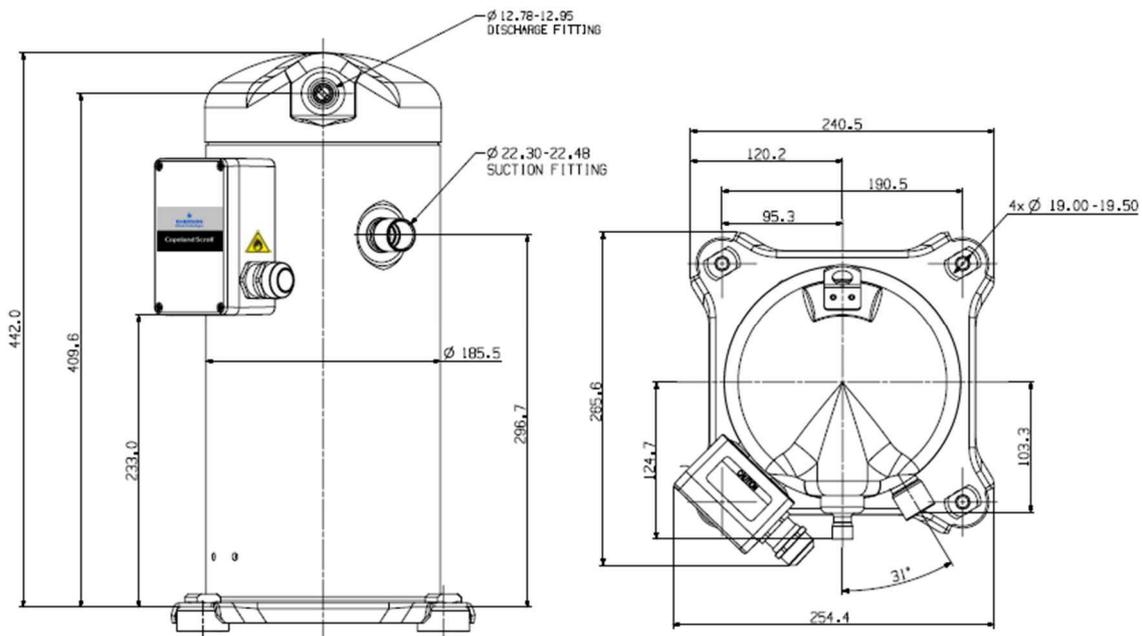
Amortiguadores de goma	Estándar
------------------------	----------

ACCESORIOS OPCIONAL

Resistencia de cárter	Externa 70W
Protección T. descarga	Termostato de descarga

OPCIONES MOTOR

Alimentación	Nominal Voltaje	Código Motor	Conexión arranque	Conexión Directa	Factor amps
380-420 V/3~/50H	400	TFM		Y	1,00



2. Datos técnicos intercambiadores de placas

2.1. Condensador B17

SWEP B17

Con unos requisitos de presión para aplicaciones de CO₂ transcríticas que casi alcanzan los 140 bares, el B17 es la opción natural por excelencia. El B17 está optimizado para bombas de calor de gran capacidad (hasta 60 kW como enfriadoras de gases y hasta 40 kW como evaporadores). El B17, compacto y ligero, es la opción excelente para aplicaciones de cadenas del frío (supermercados, refrigeración de transporte, recuperación de calor, economizadores), para bombas de calor (evaporadores y refrigeradores de gas) y para aires acondicionados móviles (intercambiadores de calor interno).

Conexiones*

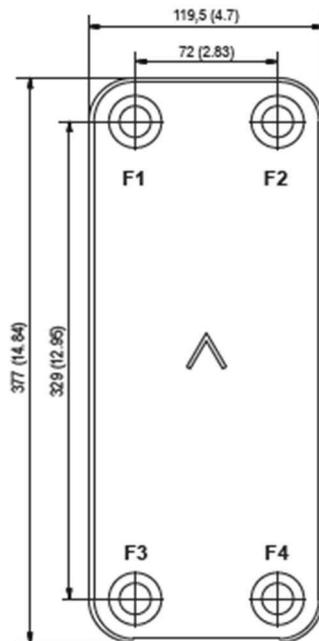


Rosca exterior

*Para dimensiones específicas o para obtener información sobre otros tipos de conexiones, póngase en contacto con su representante de ventas de SWEP.

Clases de presión

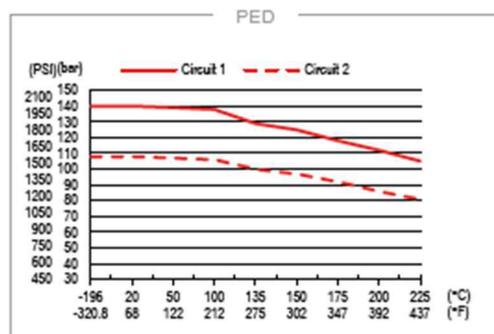
U Ultra alta, evaluada por EN 13345.



Número máximo de placas (NoP)	140
Tamaño del puerto F1/P1	18 mm (0.709 in)
Tamaño del puerto F2/P2	18 mm (0.709 in)
Tamaño del puerto F3/P3	18 mm (0.709 in)
Tamaño del puerto F4/P4	18 mm (0.709 in)
Volumen máximo de caudal	5 m ³ /h (22 gpm)
Volumen del canal (SI)	0,061 dm ³
Volumen del canal (US)	0.00215 ft ³

Materiales	Placas	Soldadura
SC	Acero inoxidable	Cobre

Tamaño	Altura del paquete de placas	Peso total
SC U	12+(2×NoP) mm	4,09+(0,25×NoP) kg
	0.472+(0.079×NoP) in	9.02+(0.552×NoP) lb

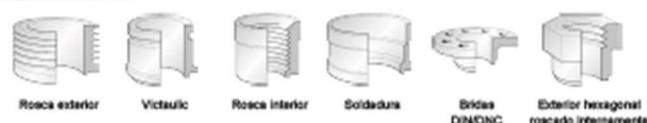


2.2. Condensador B120T.

SWEP B120T

El B120T ha sido desarrollado especialmente para funcionar en aplicaciones exigentes de calefacción para uso industrial, habitualmente aplicaciones agua-agua y refrigeradores de aceite. El producto ha contribuido a cambiar los intercambiadores de calor con juntas y multitubulares tradicionales por los BPHE. Se utiliza mucho como condensador en aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración.

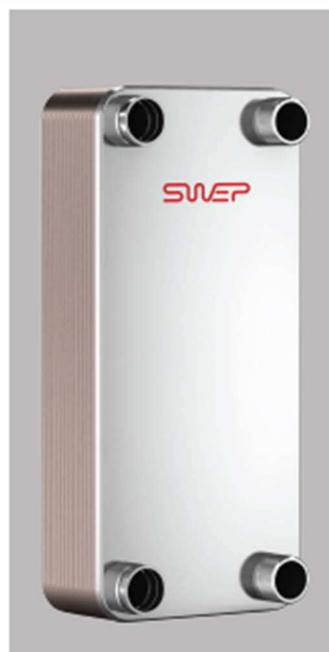
Conexiones*



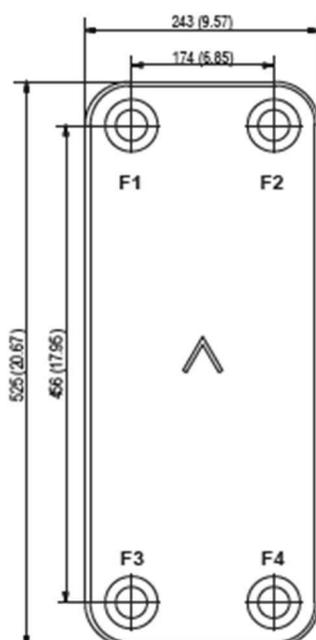
*Para dimensiones específicas o para obtener información sobre otros tipos de conexiones, póngase en contacto con su representante de ventas de SWEP.

Clases de presión

- S Estándar, evaluada por EN 13345.
- M Media, evaluada por EN 13345.
- F Intermedia, evaluada por EN 13345.
- H Alta, evaluada por EN 13345.
- E Alta, desarrollada para aplicaciones CO₂, evaluada por EN 13445.



Tamaño del puerto F1/P1	42 mm (1.654 in)
Tamaño del puerto F2/P2	42 mm (1.654 in)
Tamaño del puerto F3/P3	42 mm (1.654 in)
Tamaño del puerto F4/P4	42 mm (1.654 in)
Volumen máximo de caudal	27,4 m ³ /h (120,6 gpm)
Volumen del canal (SI)	0,241 dm ³
Volumen del canal (US)	0,00951 ft ³



Materiales	Placas	Soldadura
SC	Acero inoxidable	Cobre
NC	Acero inoxidable	Cobre
MC	Ocel Mo	Med

Tamaño	Altura del paquete de placas	Peso total
SC S	10+(2,29×NoP) mm	8,33+(0,404×NoP) kg
SC M		
NC S	0,394+(0,09×NoP) in	18,36+(0,891×NoP) lb
NC M		
MC S		
SC F	14+(2,29×NoP) mm	9,62+(0,404×NoP) lb
	0,551+(0,09×NoP) in	21,21+(0,891×NoP) lb
SC H	14+(2,29×NoP) mm	11,16+(0,404×NoP) lb
	0,551+(0,09×NoP) in	24,60+(0,891×NoP) lb
SC E	18+(2,29×NoP) mm	12,5+(0,404×NoP) kg
	0,709+(0,09×NoP) in	27,5+(0,891×NoP) lb

www.swep.net

SWEP
A DOVER COMPANY

2.3. Condensador B8T

SWEP B8T

El B8T permite un intercambio de calor eficaz en aplicaciones con pequeños flujos que requieren un tamaño extremadamente reducido. Además de ser fácil de instalar y utilizar, el producto es pequeño pero flexible, por lo que es una opción especialmente adecuada para numerosas aplicaciones de una y dos fases en multitud de sectores.

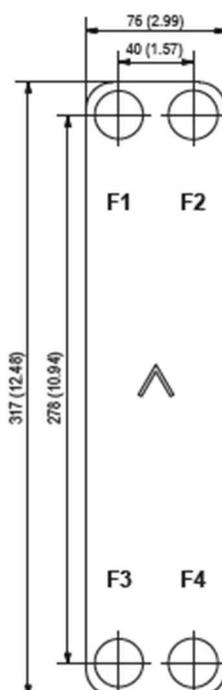
Conexiones*



*Para dimensiones específicas o para obtener información sobre otros tipos de conexiones, póngase en contacto con su representante de ventas de SWEP.

Clases de presión

- S Estándar, evaluada por EN 13345.
- M Media, evaluada por EN 13345.



Número máximo de placas (NoP)	60
Tamaño del puerto F1/P1	16 mm (0.63 in)
Tamaño del puerto F2/P2	16 mm (0.63 in)
Tamaño del puerto F3/P3	16 mm (0.63 in)
Tamaño del puerto F4/P4	16 mm (0.63 in)
Volumen máximo de caudal	4 m³/h (17.6 gpm)
Volumen del canal (SI)	0.039 dm³
Volumen del canal (US)	0.00138 ft³

Materiales	Placas	Soldadura
SC	Acero inoxidable	Cobre
NC	Acero inoxidable	Cobre
SN	Acero inoxidable	Níquel

Tamaño	Altura del paquete de placas	Peso total
SC M NC M SN M	4+(2,24×NoP) mm	0,85+(0,075×NoP) kg
SN S	0.157+(0.088×NoP) in	1.88+(0.165×NoP) lb

PRESUPUESTO

ÍNDICE PRESUPUESTO

1.	Precio mano de obra y materiales	1
1.1.	Mano de obra	1
1.2.	Materiales	1
1.3.	Cuadro de precios del recurso	2
2.	Precio unidades de obra.....	2
2.1.	Precios unitarios.....	2
2.2.	Precios descompuestos.....	3
3.	Presupuesto ejecución por contrata	4

1. Precio mano de obra y materiales

1.1. Mano de obra

La mano de obra empleada en el presente Trabajo Final de Grado está compuesta por dos figuras, el ingeniero industrial especialista, que pertenece al Instituto de Ingeniería Energética de la Universidad Politécnica de Valencia, y el ingeniero industrial.

A lo largo del periodo de desarrollo del trabajo, el ingeniero industrial se ha ocupado de la realización del proyecto y el ingeniero industrial especialista se ha encargado de resolver las dudas y apoyar al ingeniero industrial mediante tutorías.

Los costes de cada uno se especifican a continuación:

- Coste ingeniero industrial: 20€/h.
- Coste ingeniero industrial especialista: 28€/h.

El trabajo se ha realizado en un periodo de 4 meses, se estima que el total de horas dedicadas por parte del ingeniero industrial ha sido de 380 horas, mientras que el ingeniero industrial especialista ha dedicado unas 39 horas.

1.2. Materiales

A lo largo del trabajo se ha requerido del uso de tres softwares: EES, IMST-ART y Microsoft Office 2013.

En el siguiente análisis sobre el coste de los materiales se tiene en cuenta que el tiempo de realización del trabajo ha sido de 4 meses, por lo que se calculará el valor de la licencia durante este periodo.

- EES: El valor de la licencia es de 575,045€ al año. En referencia al tiempo de trabajo equivale a 191,68€ por los 4 meses.
- IMST-ART: El valor de la licencia es de 15.000€ para 3 años, lo que da un total de 1666,67€ por los 4 meses.
- Microsoft Office 2013: El valor de la licencia al año es de 90€, por lo que el costo de 4 meses es de 30€.

En relación con la amortización de estos softwares no es posible saber con seguridad las horas invertidas en el uso de cada uno por lo que se hace una estimación teniendo el periodo de duración del proyecto.

- EES: Aproximadamente el tiempo de uso de este software ha sido de 40 horas. Esto supone una amortización de 4,79 €/h.
- IMST-ART: Aproximadamente el tiempo de uso de este software ha sido de 80 horas. Esto supone una amortización de 20,83 €/h.
- Microsoft Office 2013: Aproximadamente el tiempo de uso de este software ha sido de 215 horas. Esto supone una amortización de 7,17 €/h.

Además este apartado incluye los medios auxiliares. En este trabajo se considera que el coste medio complementario es de un 2% respecto al costo de los materiales y de la mano de obra.

1.3. Cuadro de precios del recurso

Descripción del recurso		Precio
1	u Mano de obra	
	h Ingeniero industrial	20€/h
	h Ingeniero industrial especialista	28€/h
2	u Materiales	
	h EES	4,792
	h IMST-ART	20,83
	h Microsoft Office 2013	7,17
3	u Medios auxiliares	
	% Costes medios complementarios	2

2. Precio unidades de obra

2.1. Precios unitarios

La realización total del trabajo se puede como dividir en tres actividades diferentes en función de las fases del trabajo:

Act.	Unidades de obra	Importe
1	<p>Recopilación de información.</p> <p>Esta actividad engloba en proceso de búsqueda y selección de información como base para el trabajo.</p>	861,02
2	<p>Diseños y cálculos.</p> <p>En esta actividad se contabiliza en proceso de diseño de los tres tipos de bomba de calor, así como el proceso de búsqueda y selección de componentes. Además incluye el proceso de aprendizaje para la utilización de los softwares empleados.</p>	6.478,00
3	<p>Redacción del trabajo.</p> <p>Consiste en el proceso de redacción del trabajo, además de búsqueda extra de información durante este periodo. Además incluye el análisis y la valoración de los resultados finales para el desarrollo de la conclusión final.</p>	5.146,78

2.2. Precios descompuestos

Act.		Unidades de obra	Cantidad	Precio	Importe
1	u	Recopilación de Información			
1.1	h	Ingeniero industrial	30	20,00	600,00
1.2	h	Ingeniero industrial especialista	4	28,00	112,00
1.3	h	Microsoft Office	15	7,17	107,55
1.4	%	Medios auxiliares	2	819,55	16,39
1.5	%	Costes indirectos	3	835,94	25,08
TOTAL					861,02
2	u	Diseños y cálculos			
2.1	h	Ingeniero industrial	180	20	3600,00
2.2	h	Ingeniero industrial especialista	25	28	700,00
2.3	h	EES	40	4,79	191,60
2.4	h	IMST-ART	80	20,83	1666,40
2.5	h	Microsoft Office	30	7,17	215,10
2.6	%	Medios auxiliares	2	2073,10	41,46
2.7	%	Costes indirectos	3	2114,56	63,44
TOTAL					6478,00
3	u	Redacción del trabajo			
3.1	h	Ingeniero industrial	170	20,00	3400,00
3.2	h	Ingeniero industrial especialista	10	28,00	280,00
3.3	h	Microsoft Office	170	7,17	1218,90
3.4	%	Medios auxiliares	2	4898,90	97,98
3.5	%	Costes indirectos	3	4996,88	149,91
TOTAL					5146,78

3. Presupuesto ejecución por contrata

Unidades de obra	Importe
1. Recopilación de información	861,02
2. Diseños y cálculos	6.478,00
3. Redacción del trabajo	5.146,78
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	12.485,80
13% Gastos generales	1.623,15
6% Beneficio industrial	749,15
TOTAL EJECUCIÓN POR CONTRATA	14.858,10
21%IVA	3.120,20
TOTAL PRESUPUESTO	17.978,31

El presupuesto total de este Trabajo Fin de Grado asciende a:

Diecisiete mil novecientos setenta y ocho euros con treinta y un céntimos.