

Proyecto Fin de Carrera

Análisis y cálculo de sistemas de producción
de ACS y calefacción con bomba de calor de
 CO_2

Autor/es

Sergio Ruiz Ara

Director/es y/o ponente

Miguel Ángel Lozano Serrano

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza
2015

Repositorio de la Universidad de Zaragoza – Zaguan

<http://zaguan.unizar.es>

ANÁLISIS Y CÁLCULO DE SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE ACS Y CALEFACCIÓN CON BOMBA DE CALOR DE CO₂

RESUMEN

Este proyecto valora el uso del dióxido de carbono, comúnmente llamado R744 en la industria de la refrigeración y del aire acondicionado, en el campo de las bombas de calor transcríticas, presentando el desarrollo de dos modelos numéricos: un sistema para calentamiento de ACS y un sistema para producción conjunta de ACS y calefacción.

El documento comienza con una revisión histórica del CO₂ como refrigerante, así como de los fundamentos del ciclo transcrítico del dióxido de carbono y un análisis de sus componentes.

Seguidamente se realiza el modelo matemático para la producción de ACS, modelo en el que se va a centrar la mayor parte de la memoria. Este modelo se desarrolla a través del software Engineering Equation Solver (EES), ya que combina sus librerías de propiedades termofísicas con el uso de correlaciones específicas capaces de describir los procesos de transferencia de calor que experimenta el dióxido de carbono a lo largo del ciclo. El sistema consta de la bomba de calor donde la fuente de calor va a ser agua proveniente de la red y de un tanque de almacenamiento, con la finalidad de ceder calor al agua que también proviene de la red en los picos altos de demanda para producir ACS o acumular calor cuando la demanda es baja. Además, también se va a disponer de energía auxiliar para estos picos altos de demanda. El modelo físico se construye paso a paso: se desarrolla el ciclo termodinámico para después unirlo con el modelo de cada componente de la bomba de calor. Una vez obtenido, se añade un modelo económico donde se realiza un análisis de la geometría de los intercambiadores de calor así como de la optimización del diseño con el mínimo coste de producción. Tras ello se acopla el modelo de un tanque de almacenamiento estratificado determinando su volumen y se realiza un análisis del número de viviendas que la bomba de calor puede llegar a servir, cubriendo un 80% de la demanda. Con el modelo definitivo se estudia un caso en concreto: se utiliza la temperatura ambiente de Zaragoza y se realiza el cálculo del promedio de cada mes del año para ver los resultados.

Por último se realiza una introducción al sistema de producción conjunta de ACS y calefacción, ya que algún componente se comporta de manera diferente al caso anterior y se desarrolla el modelo matemático, también mediante el programa EES. Este sistema va a ser una herramienta para poder trabajarlo con más detalle, por lo que solo va a incluir el ciclo termodinámico, los componentes y un estudio para mejorar la geometría del modelo.

LISTA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	1
2. DIÓXIDO DE CARBONO	3
2.1 REVISIÓN HISTÓRICA	3
2.2 ESTADO ACTUAL	4
3. CICLO TERMODINÁMICO	6
3.1 PROPIEDADES DEL DIÓXIDO DE CARBONO	6
3.2 CICLO TRANSCRÍTICO DE LA BOMBA DE CALOR DE CO ₂	6
4. BOMBA DE CALOR DE CO ₂	11
4.1 COMPONENTES	11
4.1.1 Compresores	11
4.1.2 Intercambiadores de calor	13
4.2 SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR	14
4.2.1 Bombas de calor para calentamiento de ACS	14
4.2.2 Sistemas integrados: calentamiento de agua y calefacción	15
5. MODELO FÍSICO PARA CALENTAMIENTO DE ACS	16
5.1 MODELO DE COMPRESOR	17
5.2 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	18
5.2.1 Enfriador de gas	20
5.2.2 Intercambiador interno	21
5.2.3 Evaporador	22
5.3 RESULTADOS	23
6. DISEÑO ÓPTIMO	25
6.1 MODELO ECONÓMICO	25
6.2 MEJORA DEL SISTEMA	26
6.3 OPTIMIZACIÓN	27
7. MODELO DE OPERACIÓN	29
7.1 DEMANDA	29
7.1.1 Demanda diaria	29
7.1.2 Demanda mensual	30
7.2 ACUMULADOR DE ACS	30
7.3 PROBLEMA DE DISEÑO	32
7.3.1 Estrategia de control	32
7.3.2 Cálculo para un día tipo	34
7.3.3 Cálculo anual	35

8. PRODUCCIÓN CONJUNTA DE ACS Y CALEFACCIÓN.....	36
8.1 INTRODUCCIÓN	36
8.2 ENFRIADOR DE GAS TRIPARTITO.....	36
8.3 MODELO MATEMÁTICO	37
8.3.1 Datos y resultados	38
8.3.2 Optimización del sistema	39
9. CONCLUSIONES	42
10. BIBLIOGRAFÍA.....	44
ANEXO 1 – DIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE	47
ANEXO 2 - EQUIPOS.....	53
ANEXO 3 – MODELO TERMODINÁMICO. COMPRESOR	67
ANEXO 4 – MODELO TÉRMICO. INTERCAMBIADORES DE CALOR	77
ANEXO 5 – MODELO ECONÓMICO.....	90
ANEXO 6 – DEMANDA DE ACS	96
ANEXO 7 – ACUMULADOR DE ACS.....	100
ANEXO 8 – PRODUCCIÓN CONJUNTA CALEFACCIÓN Y ACS	108

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

FIGURAS

Figura 1 Ciclo ideal de Lorentzen. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]	7
Figura 2 Variación c_p del CO_2 a diferentes temperaturas. Fuente Olsen (2013) [3]	8
Figura 3 Comparación entre bomba de calor de R134a y bomba de calor transcrítica de CO_2 para producción de agua caliente sanitaria. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]....	9
Figura 4 Variaciones de temperaturas en el condensador (enfriador de gas) con diferentes fluidos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]	10
Figura 5 Capacidad de enfriamiento de los diferentes compresores	12
Figura 6 Bomba de calor de CO_2 transcrítica para ACS.....	14
Figura 7 Esquema de bomba de calor de CO_2 transcrítica para calefacción y calentamiento de ACS. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]	15
Figura 8 Esquema bomba de calor CO_2 transcrítica	16
Figura 9 Variación de temperaturas en el enfriador	23
Figura 10 Demanda diaria	30
Figura 11 Acumulador de ACS	31
Figura 12 Variación de la energía auxiliar frente al volumen del acumulador.....	33
Figura 13 Variación de la Energía demandada, de la bomba de calor y la auxiliar frente al número de viviendas	33
Figura 14 Porcentaje del calor producido por la bomba frente al número de viviendas	34
Figura 15 Energía auxiliar y demandada, temperatura del techo y fondo del acumulador en un día	34
Figura 16 Entalpía-temperatura del enfriador de gas. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]	37
Figura 17 Enfriador de gas tripartito.....	38
Figura 18 Entalpía-Temperatura del enfriador de gas tripartito	41

TABLAS

Tabla 1 Comparación con otros refrigerantes. Fuente Olsen (2013) [3]	6
Tabla 2 Resultados de los modelos de transferencia de calor	24
Tabla 3 Condiciones de contorno	27

Tabla 4 Geometría	27
Tabla 5 Resultado de minimizar el coste del calor producido.....	27
Tabla 6 Resultados COP, Q_{gc} , pérdidas de presión e inversión del modelo optimizado	28
Tabla 7 Velocidades del agua del enfriador de gas y del evaporador	28
Tabla 8 Energía a lo largo de un año y porcentaje de energía de la bomba de calor ..	35
Tabla 9 Condiciones de contorno de BC tripartita	38
Tabla 10 Diámetros del enfriador de gas tripartito.....	39
Tabla 11 Diámetros modificados del enfriador de gas tripartito	39

1. INTRODUCCIÓN

La prohibición impuesta por el Protocolo de Montreal a la fabricación y utilización de clorofluorocarburos, así como la progresiva limitación en el uso de hidroclorofluorocarburos, obligó a la búsqueda de nuevos refrigerantes libres de cloro sin efecto perjudicial para la capa de ozono. En la gran mayoría de sectores este reemplazo fue posible gracias al desarrollo de los hidrofluorocarburos, cuyas propiedades permitieron su sustitución sin dificultades.

Sin embargo, la contribución no despreciable de estos sustitutos al efecto invernadero hizo comprender que la solución adoptada para afrontar el problema original no fue la mejor de todas. Por esta razón se tiene que volver a buscar nuevos refrigerantes capaces de sustituir a los hidrofluorocarburos pero sin fomentar la destrucción de la capa de ozono y minimizando su impacto sobre el calentamiento global. Con estas imposiciones, una solución posible es apostar por sustancias presentes en la naturaleza y no por compuestos artificiales como en el pasado.

Bajo este nuevo horizonte los refrigerantes naturales vuelven a considerarse como sustancias de trabajo válidas. Y dentro de este grupo, el dióxido de carbono se convierte en una apuesta firme debido a su bajo precio, a que no es ni inflamable ni tóxico, es compatible con los materiales comunes utilizados con otros refrigerantes, tiene un bajo impacto ambiental y posee excelentes propiedades de transporte. Durante los últimos quince años se han realizado varios estudios teóricos y experimentales en ciclos de CO₂ transcríticos, en particular para aplicaciones en bombas de calor. Actualmente existen unos pocos equipos comerciales en Japón y países del norte de Europa.

Las bombas de calor de CO₂ transcríticas ofrecen amplias posibilidades en aplicaciones de calefacción y calentamiento de agua caliente sanitaria (ACS), debido a la gran variación de temperatura que se puede lograr en el refrigerador de gas, por lo que se amplía el rango de temperaturas a las que se puede calentar el agua en comparación con las bombas de calor por compresión mecánica. Debido a la naturaleza transcrítica del ciclo, el coeficiente de operación (COP) diferirá en su comportamiento con respecto al de las bombas de calor convencionales. Por lo tanto, resulta imprescindible desarrollar modelos específicos de simulación que sirvan de ayuda para el diseño y operación óptimos.

El presente proyecto realizado dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza, desea analizar las prestaciones de un ciclo de bomba de calor transcrítico de dióxido de carbono como refrigerante; desarrollando a través de la aplicación EES (Engineering Equation Solver) dos modelos numéricos que simulen con detalle el comportamiento real de un sistema para producción de ACS y otro sistema para producción conjunta de ACS y calefacción.

Con esta base y con la información recogida en diversos artículos referidos al estado de la técnica y la investigación, se desarrollan los modelos en cuestión para valorar las

prestaciones del dióxido de carbono. Con dicho fin se presenta el siguiente contenido desarrollado a lo largo de este informe:

- En base al trabajo previo se elabora un estudio sobre la historia del dióxido de carbono como refrigerante, así como su estado actual, centrándose en las principales aplicaciones de las bombas de calor.
- Seguidamente se detallan las principales características termodinámicas comparándolas con las bombas de calor convencionales y se presenta su ciclo termodinámico.
- Se explican los diferentes componentes de los que están compuestas las bombas de calor, centrándose en los compresores y en los intercambiadores de calor, ya que difieren de los utilizados en las bombas de calor convencionales. Además se muestran los esquemas de los dos sistemas a analizar: producción de ACS y producción conjunta de ACS y calefacción
- Con ayuda de la bibliografía se elabora con EES el modelo numérico del sistema en el que se va a centrar la mayoría del estudio desarrollado: la producción de ACS. Va a constar de la bomba de calor, de una fuente de calor (agua proveniente de la red) y de un tanque de almacenamiento. Para ello se empieza realizando el modelo termodinámico y se realiza un estudio para elegir un compresor real.
- Una vez obtenidos estos modelos se da paso al desarrollo de los modelos de los intercambiadores, poniendo especial atención al modelo del enfriador de gas por las fuertes variaciones de las propiedades termofísicas del R744 y al modelo del evaporador, ya que el CO₂ se encuentra en mezcla bifásica.
- Añadiendo el modelo económico, se procede al análisis del sistema para hacer una valoración de la geometría y para la obtención del mínimo coste de producción de calor.
- A continuación se acopla el modelo del tanque de almacenamiento y la demanda de ACS que se va a utilizar para proceder al análisis del sistema completo y al cálculo anual de la operación del sistema.
- Por último, se presenta una introducción a la producción conjunta de ACS y calefacción y se realiza un modelo termodinámico con su correspondiente análisis.

Adicionalmente se adjuntan varios anexos que tratan de complementar la documentación presentada en esta memoria. El Anexo 1 detalla de forma más amplia el estado tecnológico del CO₂ como refrigerante y la comparación con otros refrigerantes. En el Anexo 2 se recoge un análisis de los compresores y de los intercambiadores de calor para el CO₂ comparándolos entre ellos y entre los diferentes fabricantes y viendo sus ventajas y desventajas. En los Anexos 3 a 5 se encuentran los modelos matemáticos del ciclo termodinámico, del compresor, de los intercambiadores de calor y el modelo económico, así como un análisis de cada uno de ellos. En el Anexo 6 se presenta la demanda diaria y mensual, y las temperaturas empleadas para cada mes. Y en el Anexo 7 y Anexo 8 se recogen los modelos del tanque de acumulación y de la producción conjunta de ACS y calefacción con sus respectivos análisis.

2. DIÓXIDO DE CARBONO

El dióxido de carbono o R744, se ha utilizado como refrigerante desde finales del siglo XIX. El trabajo desarrollado por Sarkar (2005) [1] y el libro 'Natural Refrigerant' [2] permite realizar una breve revisión histórica para situar el contexto en el cual se enmarca este refrigerante, así como su estado actual. Estos datos vienen recopilados en el Anexo 1, del cual se ha obtenido un breve resumen que se muestra a lo largo de este apartado.

2.1 REVISIÓN HISTÓRICA

El uso del dióxido de carbono en los sistemas de refrigeración se remonta a más de un siglo y tuvo su mayor impacto en la refrigeración de alimentos y aire acondicionado.

La primera persona que planteó el uso del dióxido de carbono como refrigerante fue Alexander C. Twining en 1850, pero no fue hasta 1866 cuando la compañía de Thaddeus S.C. Lowe desarrolló su primera aplicación práctica enfocada a la producción de hielo.

La utilidad que rápidamente adquirieron estos sistemas fue tal, que a finales del siglo XIX se convirtieron en algo imprescindible para la industria del transporte de mercancías y para la climatización de locales. Las mayores potencias frigoríficas otorgadas por los ciclos de dióxido de carbono permitieron desbancar a los ciclos de compresión de absorción, utilizados hasta entonces en el sector del transporte y en la climatización (tanto industrial como residencial). Hasta aproximadamente 1940, el dióxido de carbono junto con el amoníaco se utilizaban para los sistemas estacionarios medianos y grandes. Además el dióxido de carbono tenía la ventaja de que no era ni tóxico ni inflamable, por lo que se empleaba para las industrias relacionadas con los alimentos y lugares de ocupación humana.

Pero el dióxido de carbono tenía una serie de desventajas:

- Pérdida de la capacidad y bajo COP cuando tenían que evacuar calor a altas temperaturas, especialmente en climas cálidos.
- La contención del refrigerante a alta presión era difícil con la tecnología de sellado disponible en ese momento.

Estas desventajas junto con la aparición en 1930 de los clorofluorocarburos (CFCs), hicieron que a finales de 1950, el R744 desapareciera completamente. Los CFCs tenían las ventajas de que las presiones de trabajo que presentaban eran mucho menores (desaparecían los problemas de sellado), se incrementaba la eficiencia, se reducían los costes de fabricación de los equipos y además se consideraban seguros.

A mediados de 1980 se cuestionó la utilización de los CFCs y HCFCs por su contribución a la destrucción de la capa de ozono, un potencial cuantificado a través del ODP (Ozone Depletion Potential). La solución que se adoptó en ese momento fue su sustitución por refrigerantes que no contuvieran cloro y por ende presentaran un ODP nulo: los denominados hidrofluorocarburos (HFCs). Son sustancias que presentan propiedades térmicas y de transporte similares a los CFCs y los HCFCs.

Por lo tanto, esta nueva clase de fluidos podían usarse (y pueden ya que se siguen utilizando en la actualidad) con maquinaria similar. Dentro de los HFCs, el R134a es el más utilizado y se emplea tanto en refrigeración como en aire acondicionado. El mayor inconveniente de los HFCs es que contribuyen al calentamiento global.

Con este panorama, la única solución válida a largo plazo es la sustitución de los refrigerantes artificiales por sustancias naturales presentes en la atmósfera, que ni sean perjudiciales para la capa de ozono ni contribuyan al calentamiento global. Y es en este nuevo escenario donde paradójicamente el dióxido de carbono vuelve a resurgir como sustancia de trabajo. Aunque las emisiones de dióxido de carbono contribuyen al calentamiento global, la cantidad que podrían liberar todos los sistemas de refrigeración basados en CO₂ al final de su vida útil sería ínfima en comparación con las emisiones de un solo día debidas a los procesos de combustión. Además, este dióxido de carbono se obtendría de los productos de dichos procesos de combustión, por lo que el balance neto de esta sustancia a lo largo del ciclo de vida del equipo sería nulo.

Fue a principios de 1990, cuando se volvieron a realizar estudios con el CO₂, gracias al profesor noruego Gustav Lorentzen, quien propuso un ciclo de dióxido de carbono transcrito donde la presión del lado de alta se controla mediante una válvula de estrangulamiento. Las principales diferencias entre este ciclo y el ciclo convencional son:

- La cesión de calor se produce en los regímenes supercríticos debido a la baja temperatura crítica del CO₂ (31,2 °C).
- El condensador se reemplaza por un enfriador de gas (gascooler).
- Los componentes son más compactos debido a la alta presión.

Fue el propio Lorentzen junto con Petersen quienes en 1993 publicaron datos experimentales de un prototipo de sistema de aire acondicionado con CO₂ para automóvil y lo compararon con un sistema convencional basado en R12. Estas investigaciones fueron el punto de partida de las que se han estado llevando hasta la actualidad.

2.2 ESTADO ACTUAL

El dióxido de carbono se ha hecho un hueco dentro del sector de la refrigeración y la climatización (aire acondicionado y calefacción). La refrigeración comercial es uno de los principales nichos de mercado de los equipos de dióxido de carbono, equipos que presentan una amplia gama de potencias y marcan una pauta a seguir dentro del sector de la refrigeración residencial. También es importante el CO₂ en el sector automovilístico, ya que por ejemplo en Europa las nuevas directivas sobre medio ambiente limitan desde 2011 el GWP (Global Warming Potential) de los refrigerantes usados en automoción a valores inferiores a 150, cifra sólo alcanzable a través de refrigerantes naturales. Así mismo, la refrigeración industrial también se está adaptando al uso del dióxido de carbono, ya que se comercializan tanto equipos de pequeña potencia frigorífica que utilizan exclusivamente dióxido de carbono, como

sistemas en cascada basados en el binomio dióxido de carbono – amoníaco para potencias mayores.

Especificando, las bombas de calor de CO₂, en el ámbito residencial e industrial, se centran en las siguientes aplicaciones:

- Calefacción, calentamiento de aire de ventilación y preparación de agua caliente sanitaria.
- Fuente de calor para procesos industriales, secado, evaporación y destilación.
- Equipos de refrigeración y enfriamiento de agua en los procesos industriales.

Cabe destacar la empresa japonesa Denso Corp. Ltd., que en 2001 en cooperación con Tokyo Electric Power Company y The Central Research Institute of Electric Power Industry, desarrolló el primer ciclo transcrito de CO₂ y fabricó una unidad comercial de suministro de agua caliente: la bomba de calor 'EcoCute' (marca que comparten 6 empresas japonesas: Denso, Daikin, Sanyo, Matsushita Electric Industrial, Electrodomésticos Hitachi, Mitsubishi Electric y Sanden).

3. CICLO TERMODINÁMICO

3.1 PROPIEDADES DEL DIÓXIDO DE CARBONO

Como se comentó en el apartado anterior, algunas de las propiedades físicas fundamentales del CO₂ son muy diferentes a la de los refrigerantes convencionales. En el Anexo 1 se explica con más detalle las diferencias entre el CO₂ y el resto de refrigerantes. Ésto tiene consecuencias para el diseño de la bomba de calor, la elección de los componentes y de la estrategia de control de la bomba de calor. Como se puede ver en la Tabla 1, el dióxido de carbono tiene una temperatura crítica relativamente baja y una presión crítica a menudo elevada en comparación con los refrigerantes sintéticos que se utilizan en las bombas de calor. También, debido a su alta presión de vapor, la densidad del CO₂ es considerablemente mayor que la de los refrigerantes convencionales.

Tabla 1 Comparación con otros refrigerantes. Fuente Olsen (2013) [3]

	R744 (CO ₂)	R134a	R410a
Temperatura crítica [°C]	31.2	101.1	71.4
Presión crítica [bar]	73.8	40.6	49.0
Densidad del vapor a 0°C [kg/m ³]	98	14	31
Calor de vaporización a 0°C [kJ/kg]	231	199	221

Una de las principales características es que permite tamaños del compresor más pequeños. Esto queda explicado mediante el VRC (Arora, 2010 [4])

$$VRC = \rho_v * \Delta h_{evap} \quad (1)$$

El VRC se puede expresar en términos de la densidad del vapor y el calor latente de evaporación. Esta última propiedad es similar a la de los otros refrigerantes. Esto en combinación con la alta densidad del vapor de CO₂ da un alto VRC. Como el VRC es inversamente proporcional al volumen del gas de aspiración, un alto VRC reduce el volumen de desplazamiento del compresor.

Para una bomba de calor de CO₂ y una bomba de calor de HFC de igual capacidad, Kim et al (2004) [5] estimó una reducción de hasta el 60-70% en el diámetro interior de las tuberías y un volumen de desplazamiento del compresor del orden de 80-85% más pequeño. Una reducción en el tamaño de los componentes y por consiguiente una unidad de bomba de calor más compacta, puede ser ventajosa en edificios residenciales y sobre todo en automóviles.

3.2 CICLO TRANSCRÍTICO DE LA BOMBA DE CALOR DE CO₂

En una bomba de calor convencional, el calor producido es transferido a un fluido en un proceso de condensación subcrítico a una temperatura y a una presión prácticamente constantes.

Debido a la baja temperatura crítica del CO_2 , el límite superior de la temperatura de condensación en un ciclo de CO_2 subcrítico es de aproximadamente 28°C . Para aplicaciones de calefacción residenciales, como la calefacción y la producción de agua caliente sanitaria, donde el nivel de temperatura requerida está normalmente por encima de este límite, es mejor que se utilice un ciclo transcrito porque da mayores temperaturas que los ciclos convencionales. Ésto hace que se logren más fácilmente las temperaturas requeridas en estas aplicaciones. Este ciclo difiere del ciclo subcrítico en que la cesión de calor se produce a una presión prácticamente constante, pero con una temperatura variable, donde además esta variación de temperaturas puede ser grande debido a que el CO_2 alcanza una temperatura elevada a la salida del compresor. Como se dijo anteriormente, en un sistema transcrito, esta cesión de calor tiene lugar en un enfriador de gas. El ciclo de Lorentzen ideal (1994) [6] fue propuesto como un ciclo de referencia para el ciclo de CO_2 transcrito ideal.

Este ciclo consta de los cuatro procesos mostrados en la Figura 1:

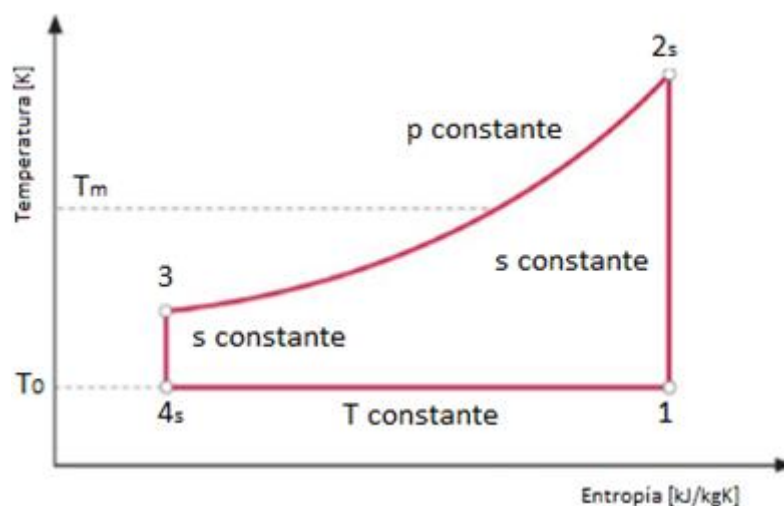


Figura 1 Ciclo ideal de Lorentzen. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

1. 4s-1: absorción de calor de una fuente a temperatura (T_0) y presión constante. Esta fuente normalmente es agua o aire.
2. 1-2s: proceso isoentrópico de compresión (entropía constante).
3. 2s-3: cesión de calor a presión constante. Para aplicaciones de calefacción y agua caliente sanitaria se cede calor al agua; en cambio para sistemas de aire acondicionado normalmente se cede calor al aire.
4. 3 - 4s: expansión isoentrópica; es decir, s constante.

Sin embargo, en la realidad, los procesos se desvían de los del ciclo ideal: el más importante según análisis exergéticos realizados por Stene (2004) [24] y Sarkar (2005) [1] es que un compresor real tiene ineficiencias que conducen a las mayores pérdidas mecánicas y termodinámicas del ciclo.

El COP es una medida de la eficiencia con la que las bombas de calor transfieren calor al "lado caliente" del sistema. Es una medida instantánea que se define como la relación entre el efecto de transferencia de calor deseado, es decir, el calor cedido en el enfriador de gas, y el consumo eléctrico del compresor:

$$COP = \frac{Q_{gc}}{W_c} \quad (2)$$

Análoga a la eficiencia de Carnot, la cual pone un límite fundamental en la eficiencia de todo ciclo de bomba de calor, la eficiencia de Lorentz pone un límite en la eficiencia del ciclo transcrítico (Natural Refrigerant [2]):

$$\eta_{LZ} = \frac{COP}{COP_{LZ}} \quad (3)$$

Aquí COP_{LZ} es el COP máximo alcanzable para el ciclo transcrítico. Ésto se logra en el caso de procesos reversibles y se puede escribir en términos de la temperatura termodinámica media a la que se produce la cesión de calor en el enfriador de gas, T_m , y la temperatura de la fuente de calor, T_0 , en [K]:

$$COP_{LZ} = \frac{T_m}{T_m - T_0} \quad (4)$$

Cuanto menor sea T_m , mayor es el COP. Además se ajustan mejor las temperaturas en el enfriador de gas entre el fluido de trabajo y el fluido secundario cuando las curvas de temperatura-entalpía de los fluidos son paralelas lográndose menores irreversibilidades. Ésto sólo se puede conseguir cuando los fluidos tienen idénticas capacidades caloríficas c_p [kJ/K] que solo se puede lograr con el CO_2 debido a su fuerte variación cerca del punto crítico. La Figura 2 muestra cómo el calor específico del CO_2 varía con la temperatura a diferentes presiones supercríticas.

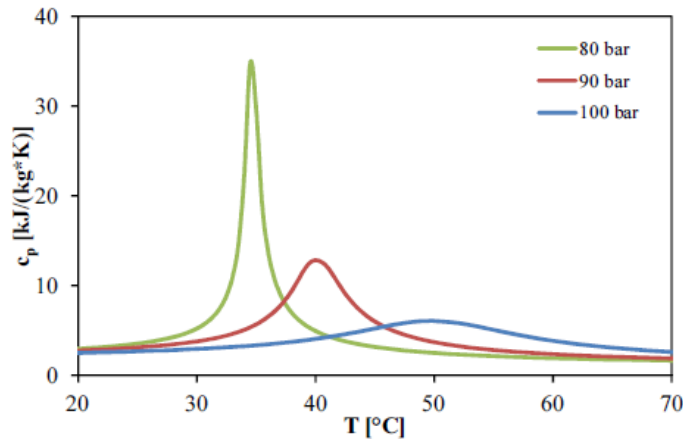


Figura 2 Variación c_p del CO_2 a diferentes temperaturas. Fuente Olsen (2013) [3]

La variación de c_p se hace más pequeña con el aumento de la presión y c_p se mantiene casi constante a presiones muy altas. Como desventaja, las propiedades fuertemente variables de CO_2 hacen que el proceso de enfriamiento del gas difiera del proceso de condensación convencional, por lo que debe tenerse en cuenta a la hora de modelar el proceso de transferencia de calor.

En la Figura 3 se puede ver la comparación entre un sistema convencional de R134a, con condensador y DSH (desuperheater), y un ciclo transcrítico de CO_2 .

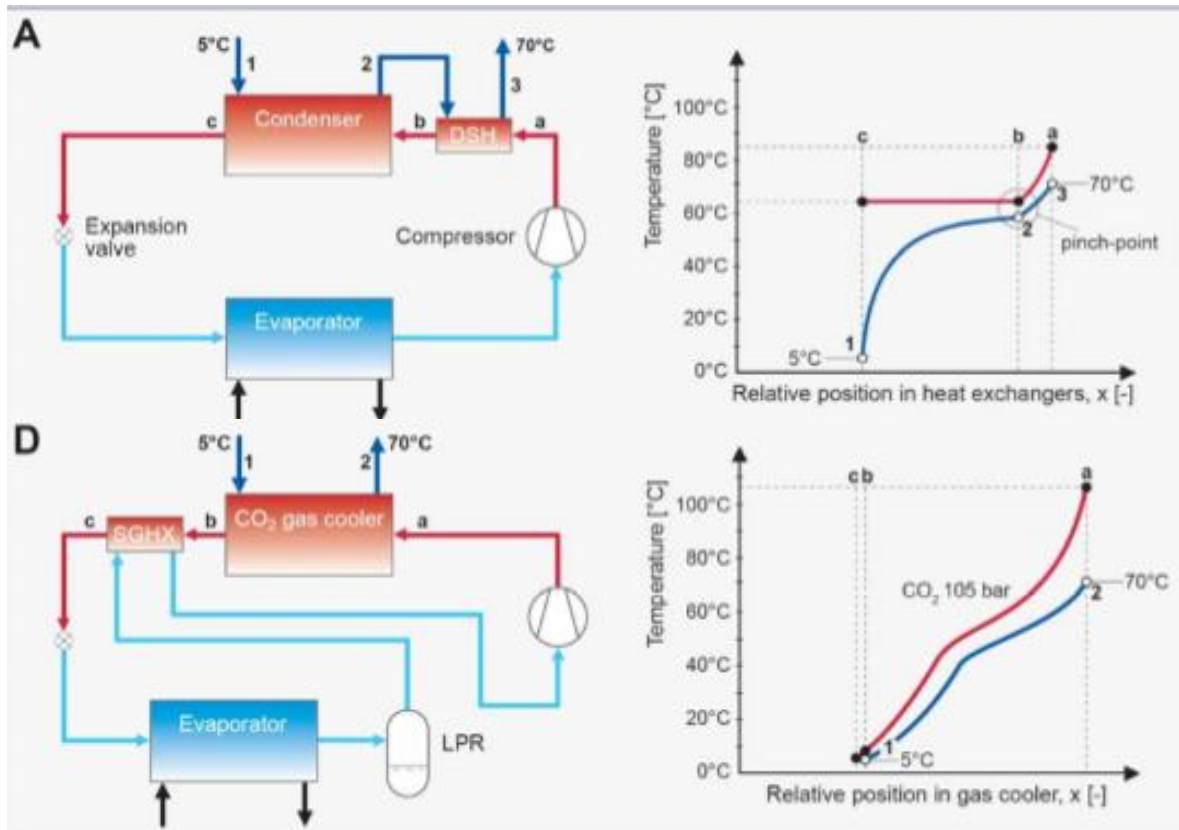


Figura 3 Comparación entre bomba de calor de R134a y bomba de calor transcritical de CO₂ para producción de agua caliente sanitaria. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

La variación de entropía en el proceso de calor sensible hace que las curvas de temperatura del CO₂ y del agua sean casi paralelas, a diferencia de las del R134a y el agua.

La Figura 4 muestra los perfiles de temperatura-entalpía en un intercambiador de calor de contra-flujo para un refrigerante convencional que cede calor a temperatura constante (condensación) a un fluido secundario (agua o aire) con una pequeña o gran variación de temperatura (A1 y B1), así como para el CO₂ y un fluido secundario (A2 y B2). Con idéntica eficiencia del compresor y temperatura de evaporación, el COP de la bomba de calor está determinado únicamente por la temperatura media durante la cesión de calor, t_m [°C].

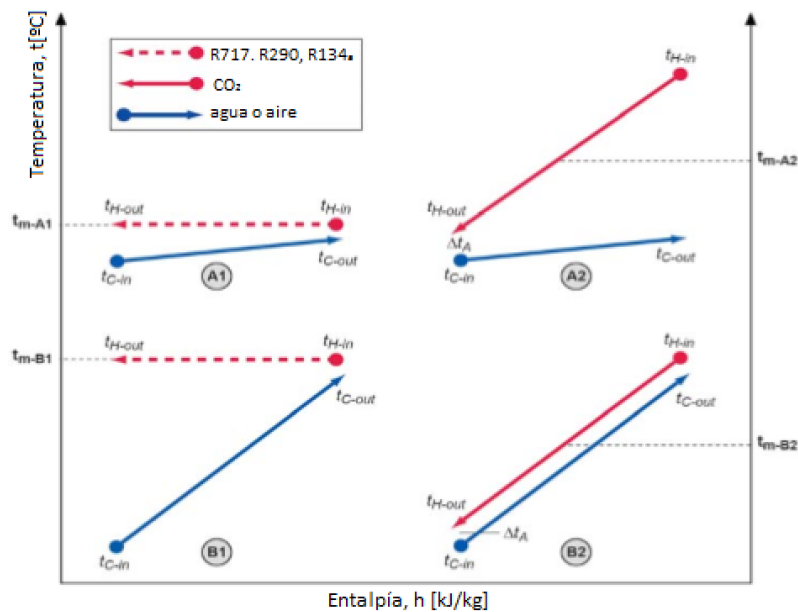


Figura 4 Variaciones de temperaturas en el condensador (enfriador de gas) con diferentes fluidos.
Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

A - El fluido a calentar tiene una pequeña variación de temperatura, que es lo normal en un sistema de calefacción por suelo radiante de baja temperatura (puede ser de 30 a 35°C). La temperatura de condensación durante la cesión de calor para el fluido de trabajo convencional (t_{m-A1}) es considerablemente más baja que la temperatura media para el CO₂ (t_{m-A2}), lo que significa que la unidad de bomba de calor A₁ alcanza un COP mayor. Ésto quiere decir que para la calefacción por suelo radiante son mejores las bombas de calor convencionales.

B - El fluido a calentar tiene una gran variación de temperatura, por ejemplo, agua caliente sanitaria ACS (que se calienta de 10 a 70°C). La temperatura media para el CO₂ durante la cesión de calor (t_{m-B2}) es considerablemente inferior a la temperatura de condensación para el fluido de trabajo convencional (t_{m-B1}), lo que significa que la bomba de calor B₂ logra el COP más alto, por lo que este tipo de bombas funciona mejor para calentar ACS. Se puede apreciar como las curvas entre el agua y el CO₂ son más paralelas en las alternativas con mayor COP.

Con todo lo visto se llega a las siguientes conclusiones:

- Las bombas de CO₂ son equipos más compactos.
- A la hora de ceder calor se logran temperaturas más altas por ser un ciclo transcrito. Además es más fácil alcanzarlas porque su temperatura crítica es más pequeña.
- Las propiedades del CO₂ se adaptan mucho mejor para la producción de ACS en el enfriador de gas por lo que se logra mayor COP, aunque requiere un nuevo método de cálculo.

4. BOMBA DE CALOR DE CO₂

En este apartado se presentan los distintos componentes de los que están compuestos las bombas de calor y se hace una presentación a los sistemas que se van a analizar: producción de ACS y producción conjunta de ACS y calefacción.

4.1 COMPONENTES

La bomba de calor transcítica más básica se compone de los siguientes componentes: evaporador, compresor, enfriador de gas y válvula de expansión. El refrigerante, en este caso CO₂, circula en un circuito cerrado formado por estos componentes y los tubos de conexión entre ellos.

Normalmente a este ciclo se le añaden las siguientes modificaciones: un receptor de líquido y un intercambiador de calor en la tubería de aspiración del compresor, SLHX (Suction Line Heat Exchanger), también denominado intercambiador interno (Austin y Sumathy, 2011 [7]). El receptor se coloca en la línea de succión antes de la entrada del compresor y asegura que no entre líquido en el compresor. También permite el control de la presión en el enfriador de gas. El intercambiador de calor interno mejora la eficiencia al permitir la transferencia de calor entre el gas que sale del enfriador de gas y el gas que entra en el compresor.

También se pueden hacer modificaciones con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo con el uso de varios tipos de dispositivos de expansión para el proceso de expansión. Este efecto se piensa que es mayor para las bombas de calor transcíticas que para las bombas de calor convencionales, debido a la gran diferencia de presión entre el lado de baja presión y el lado de alta presión en el ciclo transcítico (Austin y Sumathy, 2011 [7]). Sin embargo los experimentos han indicado que tales dispositivos de expansión podrían ser menos efectivos cuando se utilizan en combinación con un intercambiador interno (Xu et al., 2011 [8]).

Este apartado se va a centrar en los componentes que difieren de los sistemas convencionales, como son los compresores y los intercambiadores de calor. En el Anexo 2 se da la información más detallada acerca de estos equipos, que proviene de una recopilación de datos del 'Natural Refrigerant' [2], manual del Cetiat [10] y de los distintos fabricantes de compresores.

4.1.1 Compresores

Las condiciones de operación son distintas a la de las bombas convencionales debido a las propiedades termodinámicas del CO₂. Ésto nos da una serie de ventajas:

- Operan a niveles de presión más altos, esto permite que sean de menor tamaño pero obliga a que la presión de rotura tenga que ser mayor y es por lo que se emplean compresores diferentes que con los refrigerantes convencionales.

- Tienen mejor eficiencia isoentrópica y volumétrica (explicado en la introducción del apartado de compresores del Anexo 2).

Aunque existen diferentes tipos de compresores, que se pueden ver en el Anexo 2 con mayor detalle, así como sus limitaciones y usos, para los sistemas de calefacción y agua caliente sanitaria los más utilizados son:

- Compresores alternativos, que pueden ser herméticos o semi-herméticos.
- Compresores rotativos.

La Figura 5 muestra una recopilación de los compresores mencionados anteriormente y sus capacidades de enfriamiento. Los datos se han obtenido de todas las capacidades de enfriamiento de los fabricantes de compresores de una etapa que se nombran en el Anexo 2 (se pone en función de la capacidad de enfriamiento ya que también sirven para máquinas frigoríficas).

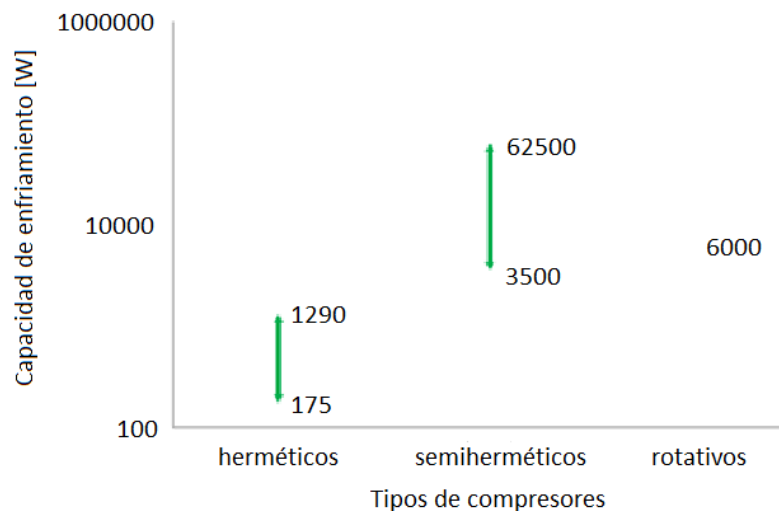


Figura 5 Capacidad de enfriamiento de los diferentes compresores

Como se puede ver, los compresores semi-herméticos son los que dan mayores capacidades de enfriamiento, mientras que los herméticos dan las menores. Estos últimos satisfacen el mercado de la refrigeración comercial de baja capacidad. El compresor semi-hermético es la opción preferida para las bombas de calor de R744, debido al hecho de que es más fácil el sellado del cilindro, principalmente con juntas tóricas, de lo que sería con compresores rotativos. Alguno de los fabricantes de compresores semi-herméticos son: Dorin [30], Bock [31], Bitzer [32], Danfoss y Daikin.

Cabe mencionar que hay algunas empresas que fabrican compresores de doble etapa, como Dorin para compresores herméticos, pero también para compresores rotativos, como Sanyo que además lo incluyen en sus bombas 'EcoCute'.

4.1.2 Intercambiadores de calor

Para los ciclos transcíticos de dióxido de carbono hay tres tipos de intercambiadores que se utilizan:

- Intercambiadores de tubos con aletas. Pueden ser de tubos redondos con aletas o de tubos planos con microcanales internos. Estos últimos llevan en el mercado muchos años, pero actualmente es cuando se están empezando a utilizar para el CO₂. En las Figuras 3.12 a 3.16 del Anexo 2 se muestran los distintos tipos y se dan mayores explicaciones.
- Intercambiadores de placas soldadas. No se suelen emplear debido a que su resistencia mecánica no soporta las altas presiones, aunque hay soluciones disponibles como las placas externas unidas por tirantes. En el Apartado 2.2 y en la Figura 3.17 del Anexo 2 se dan más detalles.
- Intercambiadores de tubos concéntricos. Son baratos, fáciles de fabricar y están disponibles en el mercado con un amplio rango de posibilidades. Los más empleados son los multi-tubulares (Figura 3.18 del Anexo 2), aunque también se han empezado a utilizar tubos helicoidales. Uno de los fabricantes que lo utilizan para sus bombas de calor es Sanyo.

Según el papel que desempeñan los intercambiadores dentro de la bomba de calor, se distinguen los siguientes equipos:

Evaporadores

Los tipos de evaporadores empleados para la bomba de calor están compuestos por baterías con aletas (aire como fuente de calor), o intercambiadores de calor de tubos (líquidos como fuente de calor). Estos evaporadores no son diferentes de los intercambiadores de calor que se utilizan con refrigerantes HFCs. Sin embargo, están equipados con tubos más gruesos y circuitería específica que tienen en cuenta las propiedades termodinámicas del R744. La Figura 3.19 muestra un evaporador de Daikin. Los evaporadores de aluminio se utilizan para equipos de aire acondicionado móviles, pero su uso está previsto en equipos estacionarios por consideraciones de coste.

Enfriadores de gas e intercambiadores internos

Los últimos diseños utilizan una separación de doble pared entre R744 y agua. En el caso de fuga el R744 nunca se mezclará con el agua. Algunos intercambiadores se muestran en las Figuras 3.20 a 3.23. Como se vio anteriormente, los intercambiadores de placas no se utilizan debido a las limitaciones de presión en su diseño. El enfriador de gas Sanyo (Figura 3.20) utiliza bobinas helicoidales. Stiebel Eltron (Figura 3.21) utiliza un diseño que es similar al utilizado por Denso (Figura 3.22). En estos diseños, el flujo de R744 circula por el interior de una tubería de cobre de diámetro pequeño que está soldado a las placas de cobre entre las cuales fluye el agua. El diseño Denso utiliza aletas supletorias/deflectores entre las placas de agua para aumentar la superficie y turbulencia. El diseño Daikin utiliza una tubería de agua normal en torno al cual se suelda el pequeño tubo de cobre helicoidal (Figura 3.23).

4.2 SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR

Como se ha visto en el apartado 2, las bombas de calor se utilizan para varias aplicaciones, tanto industriales como comerciales. En estas últimas destacan las siguientes aplicaciones, que son en las que se va a centrar la memoria: calentamiento de agua y sistemas integrados para calentamiento de agua y calefacción.

4.2.1 Bombas de calor para calentamiento de ACS

Uno de los puntos fuertes de la bomba de calor de CO_2 es el alto rendimiento cuando hay un gran incremento de temperatura en el enfriador de gas, como en el caso del ACS, que pasa de la red de la ciudad a la temperatura de preparación, por ejemplo de 5°C a 60°C . Además, la reducción del tamaño de los componentes en los sistemas de bomba de calor de CO_2 en comparación con los sistemas de bomba de calor convencionales, puede ser ventajosa en aplicaciones residenciales, especialmente en áreas urbanas donde el espacio puede ser limitado.

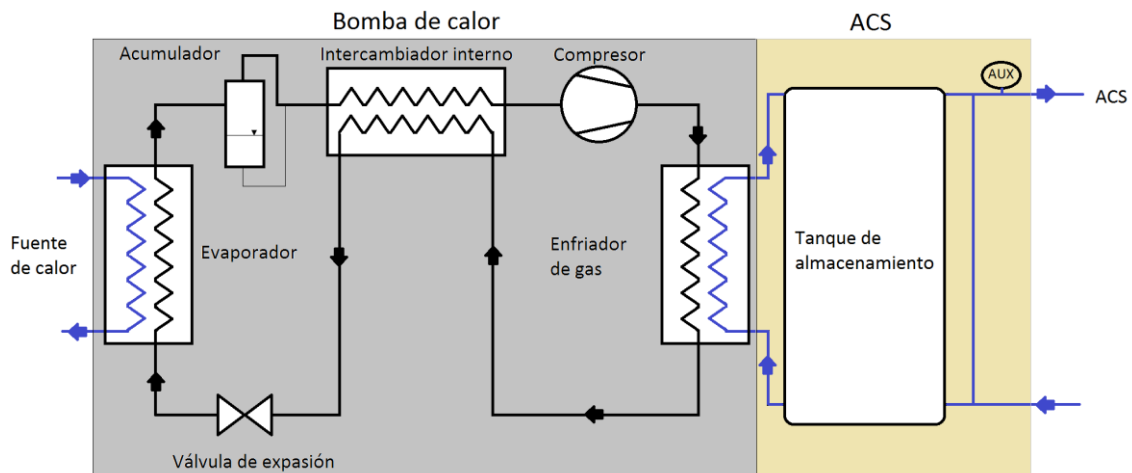


Figura 6 Bomba de calor de CO_2 transcrito para ACS

En la parte gris de la Figura 6 se muestran los distintos componentes de la bomba de calor de CO_2 . Una fuente de energía (línea azul que entra al evaporador) cede calor al sistema para transferirla al R744 y poder producir ACS.

Para que un sistema de preparación de ACS cumpla su función, es esencial que disponga de una potencia calorífica suficiente auxiliada por una acumulación térmica y energía auxiliar para absorber los caudales de punta. Estos componentes se muestran en la parte amarilla.

En los Apartados 5 y 6 se desarrolla el modelo matemático y económico de los componentes de la bomba de calor (parte gris) buscando optimizar el sistema. En el Apartado 7 se desarrolla el modelo matemático de la acumulación térmica y de la energía auxiliar. Además se añade una demanda y se calcula para un caso.

4.2.2 Sistemas integrados: calentamiento de agua y calefacción

Como se explicó en el apartado 3.2, en un sistema de calefacción por suelo radiante se obtiene mayor COP con las bombas de calor convencionales que con las de dióxido de carbono, por lo que se optó por hacer un sistema combinado que produjera ACS y calefacción.

Para ello, se estudió la manera de integrar la bomba de calor mediante diferentes configuraciones para el enfriador de gas, así como la posibilidad de acoplarlo interna o externamente a un tanque de almacenamiento. La opción más eficaz fue un enfriador de gas dividido en tres partes (tripartito) y un tanque de almacenamiento externo (Stene 2007 [9]), como se puede ver en la Figura 7.

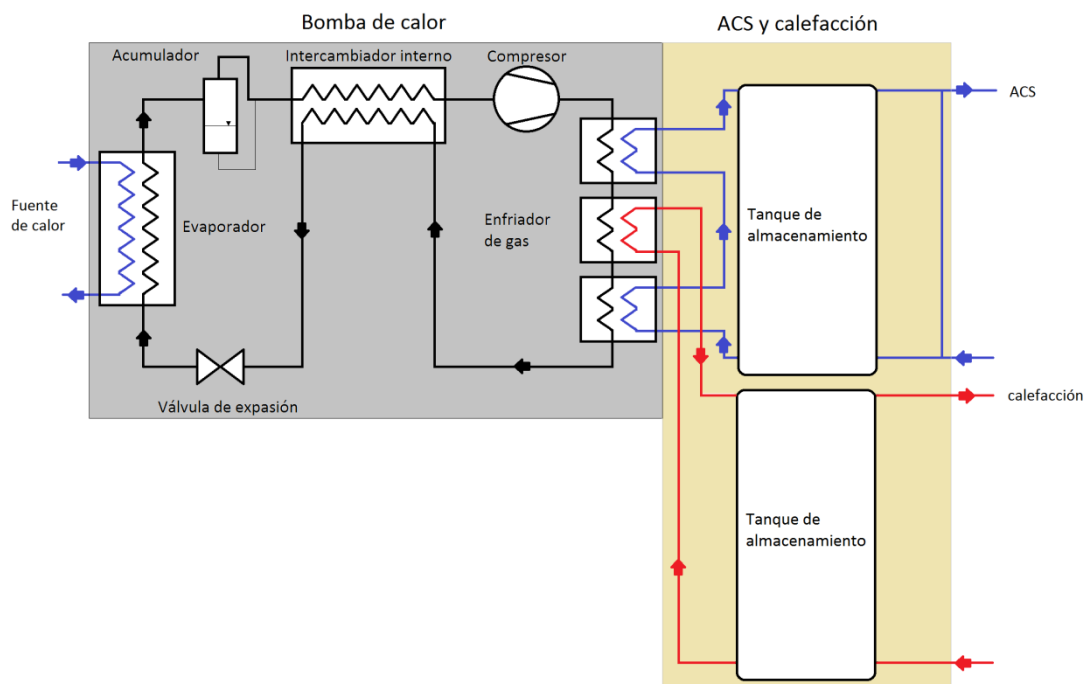


Figura 7 Esquema de bomba de calor de CO₂ transcritoica para calefacción y calentamiento de ACS.
Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

En el apartado 8 se desarrolla el modelo matemático de la bomba de calor (parte gris).

El cálculo de los dos sistemas se ha realizado a través del programa EES (*Engineering Equation Solver*) [11], un software de resolución numérica de ecuaciones que gracias a sus librerías de propiedades termodinámicas y termofísicas permite la simulación de sistemas térmicos, la realización de estudios paramétricos y la optimización de operaciones.

5. MODELO FÍSICO PARA CALENTAMIENTO DE ACS

Como se ha descrito anteriormente, debido a la naturaleza transcrítica, el rendimiento de un sistema de dióxido de carbono transcrítico difiere de los sistemas de bombas de calor o de refrigeración convencionales. Por lo tanto, los modelos de simulación desarrollados para los sistemas convencionales no pueden ser empleados para este nuevo sistema. Durante los últimos años se han estado realizando diferentes estudios teóricos en los que las simulaciones por ordenador son necesarias para predecir el comportamiento y los efectos de diversos parámetros de diseño y operación sobre el rendimiento en estado estacionario del sistema. En este capítulo se presenta el modelo matemático de la bomba de calor de CO_2 transcrítico para el calentamiento de ACS, considerando las propiedades termodinámicas del R744 , el proceso de compresión y los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión en cada intercambiador.

Este modelo resuelve el estado estacionario del ciclo transcrítico de una etapa de compresión y expansión directa, el cual consta de los siguientes equipos: evaporador, compresor, enfriador de gas, intercambiador interno y válvula de expansión. En la Figura 8 se representa un esquema de la bomba de calor con sus estados y sus entradas. A continuación se explica el modelo.

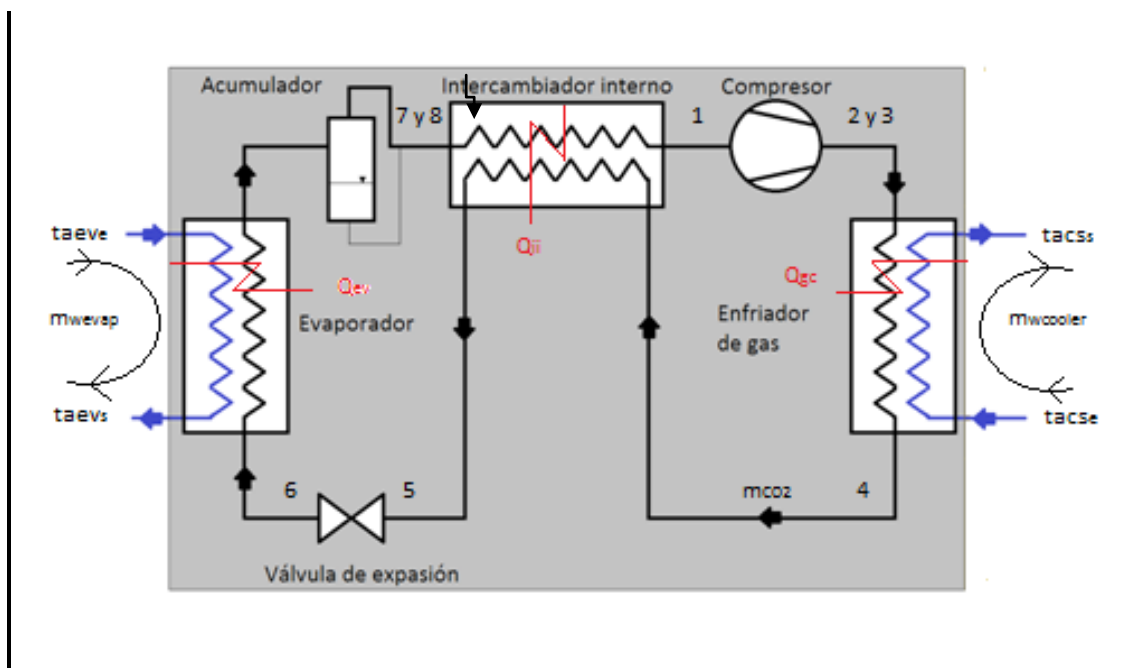


Figura 8 Esquema bomba de calor CO_2 transcrítica

En el evaporador, el dióxido de carbono entra como flujo bifásico (6) y por cesión de calor de un fluido externo, $taev_e$, que se considera agua que proviene de la red, se evapora a presión y temperatura constantes hasta llegar a vapor, que puede ser saturado o sobrecalentado (7 y 8). En el intercambiador interno hay una transferencia de calor, donde el CO_2 que acaba de salir del enfriador de gas (4) que está más caliente (por encima del punto crítico), transfiere calor al que sale del evaporador que está más frío (subcrítico). En el compresor, el vapor que viene de la salida del

intercambiador interno (1) se comprime y sale a elevada presión y temperatura (2 y 3). En el enfriador de gas, el dióxido de carbono que sale del compresor, se enfría porque transfiere el calor al fluido externo que se quiere calentar, en nuestro caso agua proveniente de la red, t_{acs_e} para producir ACS, t_{acs_s} . Tras pasar por el intercambiador interno, se llega a la válvula de expansión, donde el CO_2 se expande hasta la presión del evaporador formando una mezcla bifásica.

Aunque el ciclo transcrito puede precisar de un depósito acumulador (receptor de líquido) para regular la presión de alta, es un equipo que no desempeña ningún papel energético relevante (ni recibe trabajo, ni intercambia calor, ni las propiedades del dióxido de carbono cambian considerablemente tras su paso); tan sólo actúa como un reservorio de refrigerante que absorbe los transitorios del ciclo. Por esta razón no se tendrá en cuenta este equipo en la elaboración del modelo.

Para este modelo termodinámico se ha usado el ciclo real de Lorentzen. Los datos de entrada al programa, la obtención de las variables de cada estado termodinámico y el calor transferido en cada intercambiador de calor se encuentran descritos en el Anexo 3, Apartado 1 (Modelo termodinámico).

5.1 MODELO DE COMPRESOR

Para este equipo se ha escogido un compresor semi-hermético de un fabricante real, porque como se ha visto es la opción más común en las bombas de calor para producción de ACS a pequeña escala. Se investigó sobre la potencia del compresor y el COP de los distintos fabricantes que se presentan en el Anexo 2, en los artículos de investigación relacionados con bombas de calor de CO_2 transcricas y de los propios fabricantes de bombas ‘EcoCute’ para su uso comercial en producción de ACS y calefacción. Según los fabricantes Stiebel, Envitherm, Sanyo, Mitsubishi (Bomba de calor Q-ton [36]) y artículos como Stene (2004) [24], la potencia del compresor para calentamiento de ACS y calefacción está entre los 5 y 11 kW y el COP alrededor de 3. Se escogió un proveedor de los más destacados como es Bitzer [32] para seleccionar un compresor real (Envitherm utiliza sus compresores para sus bombas de calor de CO_2 transcricas). Buscando en su catálogo se llegó a la conclusión de que el modelo 4PTC-7K es el que mejor se adapta a las necesidades del proyecto. En las Figuras 3.2, 3.3 y 3.4 del Anexo 3 se encuentran las prestaciones de este compresor. A partir de los datos ofrecidos por el fabricante se han obtenido expresiones para calcular el flujo másico, el rendimiento volumétrico, η_v , y el rendimiento isoentrópico, η_{is} :

$$\dot{m}_{CO2} = \rho_1 * \eta_v * V_s * \frac{N}{60} \quad (5)$$

$$\eta_v = +1.0751 - 0.1617 * rc + 0.0115 * rc^2 \quad (6)$$

$$\eta_{is} = -0.66364 + 1.92673 * rc - 1.01668 * rc^2 + 0.22903 * rc^3 - 0.01904 * rc^4 \quad (7)$$

ρ_1 es la densidad en la línea de aspiración y rc es la relación de compresión. V_s y N que son la cilindrada y la velocidad de giro se han hallado a través de los datos del compresor. El cálculo de los rendimientos se ha realizado introduciendo los datos de

las tablas que proporciona el fabricante del compresor en el software que se encuentra accesible en su propia página web [32]. La elección del compresor así como el cálculo de las expresiones anteriores y de los datos técnicos, están descritos con más detalle en el Anexo 3, Apartado 2 (Modelo del compresor).

La potencia del compresor es

$$W_c = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (8)$$

En el Apartado 3 del Anexo 3 se puede ver un pequeño análisis de cómo varía el COP al variar alguno de los parámetros como la temperatura de evaporación, la presión del enfriador de gas y la temperatura del CO₂ a la salida del enfriador. Véase en particular la Figura 3.10 que muestra la variación de las propiedades transcíticas.

5.2 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Una vez obtenidos el ciclo termodinámico y el modelo del compresor, se procede a elaborar los modelos de los intercambiadores de calor. Este apartado es un resumen de lo que se explica en el Anexo 4. El modelo que se va a describir se ha basado parcialmente en el propuesto por Sarkar [1].

Para este modelo, se va a suponer que:

- Existen caídas de presión en los intercambiadores de calor que se van a calcular, aunque para el cálculo de las propiedades de cada intervalo se va a suponer que la presión es constante. Se tendrán en cuenta en los capítulos posteriores.
- Se consideran como datos de entrada las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del evaporador y del enfriador de gas ($taev_e$, $taev_s$, $tacs_e$ y $tacs_s$) Figura 8.
- Se considera como dato de entrada, ΔT_{ap} , el 'approach' de temperatura del enfriador de gas (mínima diferencia de temperatura entre los dos fluidos en un punto de un intercambiador de calor). Se va a encontrar a la salida del CO₂ (o entrada del agua). Se ha supuesto de este modo porque según 'Natural Refrigerant' [2] encontrándose el mínimo en una de las entradas, se optimiza la transferencia de calor. Esta variable se puede ver en la Figura 10.
- Las propiedades del agua se van a considerar independientes de la presión, ya que varían muy poco, y se va a suponer de 2 bar.

Con el segundo y el tercer punto respecto al ciclo termodinámico, la temperatura de salida del CO₂ del enfriador de gas deja de ser dato de entrada y puede calcularse como $T_4 = \Delta T_{ap} + tacs_e$

El sistema se ha basado en un balance de energía individual para cada componente. Para tener en cuenta las características altamente variables de la transferencia de calor, los intercambiadores de calor se han discretizado en varios intervalos con la misma transferencia de calor, es decir el sumatorio de todos ellos es igual a la transferencia de calor total de ese equipo, y se han aplicado ecuaciones de

conservación de energía a cada segmento. El número de intervalos en los que se discretiza cada equipo se puede modificar en el modelo con las variables n_{gc} , y n_{ev} que corresponden al enfriador de gas y al evaporador respectivamente (como se verá más adelante el intercambiador interno no se ha discretizado).

Cada intercambiador de calor está compuesto por dos tubos concéntricos. En el enfriador de gas y en el evaporador el CO_2 circula por el interior y el agua por el exterior. En el intercambiador interno ambos fluidos son de CO_2 y por el tubo interior circula el fluido caliente, mientras que por el tubo exterior circula el fluido frío. Además los flujos circulan a contracorriente entre los dos fluidos. Se ha escogido esta configuración debido al tamaño de los intercambiadores y a que es la más empleada en los artículos dedicados a los ciclos de bombas transcríticas de CO_2 . Varios de estos investigadores son Sarkar (2008) [20], Stene (2004) [24], Yamaguchi (2011) [14] y Wang (2013) [19]. En este último caso el intercambiador incluye varios tubos internos en vez de uno.

Para cada intervalo de cada intercambiador de calor se ha calculado la transferencia de calor utilizando la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD):

$$LMTD^i = \frac{\Delta T_1^i - \Delta T_2^i}{\ln \frac{\Delta T_1^i}{\Delta T_2^i}} \quad (9)$$

$$Q^i = UA^i LMTD^i \quad (10)$$

Q es el calor transferido en cada intervalo, que es el calor transferido global dividido por el número de intervalos, es decir, Q_{gc}/n_{gc} , para el enfriador de gas, y Q_{ev}/n_{ev} para el evaporador. UA es el coeficiente de transferencia multiplicado por el área de cada intervalo.

Además a cada intervalo se le puede aplicar un balance de energía, tanto en el fluido caliente como en el fluido frío. Para el evaporador y el enfriador de gas son:

$$Q^i = \dot{m}_{CO_2}(h_c^i - h_c^{i+1}) \quad (11)$$

$$Q^i = \dot{m}_w c_{p_w}(T_w^{i+1} - T_w^i) \quad (12)$$

Con estas dos ecuaciones quedan determinadas las entalpías en cada intervalo, ya que se conocen las condiciones de los flujos de entrada al intercambiador.

Mientras que para el intercambiador interno por circular en los dos tubos CO_2 queda:

$$Q^i = \dot{m}_{CO_2}(h_{caliente}^i - h_{caliente}^{i+1}) \quad (13)$$

$$Q^i = \dot{m}_{CO_2}(h_{frío}^{i+1} - h_{frío}^i) \quad (14)$$

El superíndice i hace referencia al inicio del intervalo i , mientras que $i+1$ hace referencia al final de dicho intervalo. Ésto se puede ver mejor en la Figura 4.1 del Anexo 4.

El coeficiente de transferencia de cada intervalo viene expresado de la siguiente manera:

$$\frac{1}{U^i} = \frac{1}{h_{caliente}^i} + R_{cond} + \frac{1}{h_{frío}^i} \quad (15)$$

donde $h_{caliente}^i$ y $h_{frío}^i$ expresan los coeficientes de convección y R_{cond} es la resistencia térmica de conducción (Figura 4.1 del Anexo 4). Para el cálculo de los coeficientes de convección de los tres intercambiadores de calor, se ha seguido el ejemplo 3.3 de Kakaç [15]. Una vez calculados estos coeficientes, se determinan el área y la longitud de los intercambiadores de calor partiendo de la ecuación 10. Para ello se han utilizado los diámetros: $D_1=7.895$ mm; $D_2= 9.525$ mm; $D_3=14.245$ mm; $D_4=15.875$ mm (Figura 4.3 del Anexo 4).

A continuación se muestran los distintos modelos empleados para cada intercambiador de calor, así como el cálculo de los coeficientes de convección y de las pérdidas de presión.

5.2.1 Enfriador de gas

En el enfriador de gas, el dióxido de carbono va a transferir calor al agua que se quiere calentar. Como se ha visto, el CO_2 en el enfriador de gas es donde sufre las mayores variaciones por pasar justo por encima del punto crítico. Este es un aspecto a tener en cuenta a la hora de estimar los coeficientes de convección, ya que de no hacerlo puede introducir importantes errores de cálculo porque, como se verá más adelante, las propiedades están calculadas a la temperatura media de cada intervalo. Esta es la causa por la que el enfriador de gas se ha dividido en varios segmentos. Se ha dado como dato de entrada ΔT_{ap} , que está justo a la entrada de agua al enfriador de gas. El problema es que por las fuertes variaciones, puede que dentro del intercambiador se encuentre en algún otro punto. Para ello se ha calculado en cada intervalo esta mínima diferencia para comprobar que no se dé este caso.

Coeficiente de convección y caída de presión en el lado CO_2

Para el cálculo del coeficiente de convección se ha utilizado la correlación de Gnielinski [16]. En el Anexo 4 se explica que hay distintas correlaciones usadas (Figura 4.2), pero esta es la base de la mayoría de ellas, por no decir que también se utiliza en algunos artículos (Stene, 2007 [9]). Esta correlación, que es muy usada en problemas de convección forzada en el interior de tuberías, relaciona el número de Nusselt (número adimensional del coeficiente de convección) con los números de Prandtl y Reynolds a través de la siguiente fórmula.

$$Nu^i = \frac{h_{cc}^i d_i}{k^i} = \frac{\left(\frac{f^i}{8}\right) (Re^i - 1000) Pr^i}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f^i}{8}} (Pr^{i^{2/3}} - 1)} \quad (16)$$

Donde h_{cc} es el coeficiente de convección de la corriente de dióxido de carbono, d_i el diámetro interno (D_1), k su conductividad térmica, f el factor de fricción, Pr el número de Prandtl y Re el número de Reynolds.

Esta correlación solo es válida para flujos que están entre los siguientes valores: $3000 < Re < 10^6$; y $0,5 < Pr < 2000$. Cabe destacar que todas las propiedades del CO_2 están calculadas a la temperatura media de cada intervalo. El cálculo del número de Reynolds y de Prandtl, junto con la velocidad del fluido, c^i , está explicado en el Anexo 4 en las ecuaciones 4.6, 4.7 y 4.8.

El factor de fricción está calculado según la correlación de Petukhov [18] que es válida para flujos con un número de Reynolds comprendido entre $3000 < Re < 10^6$. El factor de fricción queda definido como:

$$f^i = (0.79 \ln(Re^i) - 1.64)^{-2} \quad (17)$$

Como se ha descrito con anterioridad, el dióxido de carbono se encuentra en estado gaseoso a su paso por el enfriador de gas. Por esta razón la ecuación utilizada para determinar las pérdidas de carga está basada en la expresión estándar dada por Darcy-Weisbach, que cuantifica la caída de presión a través de un conducto recto atravesado por un flujo monofásico:

$$\Delta P^i = \frac{1}{2} f^i \frac{L^i}{d_i} \rho^i c^i{}^2 \quad (18)$$

donde L^i es la longitud de cada tramo y ρ^i es la densidad media de cada intervalo.

Coeficiente de convección y caída de presión en el lado agua

Como se ve en el Anexo 4, hay dos correlaciones que son las más usadas para el calcular el coeficiente de convección del agua, que son la de Gnielinski y la de Dittus-Boelter. Para el modelo se ha utilizado la correlación de Gnielinski, que es la misma que se ha utilizado para el tubo interior donde circula el CO_2 . Las ecuaciones son las mismas salvo con una salvedad: al ser un tubo anular, Kakaç [15] introduce el diámetro equivalente para el número de Nusselt, y el diámetro hidráulico y el área transversal abierta que modifica el número de Reynolds. Estas modificaciones están descritas en el Anexo 4 entre las ecuaciones 4.11 a 4.16. El resto de ecuaciones se mantienen igual. La caída de presión también se calcula de la misma manera por ser un fluido monofásico.

5.2.2 Intercambiador interno

Como hemos visto, en este intercambiador el dióxido de carbono transcrito que sale del enfriador de gas cede calor al que sale del evaporador para calentarlo. Como en el caso del enfriador de gas, el fluido caliente y con mayor presión circula por el tubo interior, mientras que por el exterior circula el fluido frío. El intercambiador interno tiene un tamaño mucho más pequeño que el enfriador de gas y el evaporador, y las

propiedades no varían tanto, ya que está alejado del punto crítico. Por estos motivos no se ha discretizado y dividido en varios tramos.

Como el fluido que recorre los dos tubos es dióxido de carbono en fase gaseosa, el método de cálculo tanto para los coeficientes convectivos como para la caída de presión, es el mismo que se vio en el lado del CO₂ para el enfriador de gas, es decir, la correlación de Gnielinski y la expresión de Darcy-Weisbach.

5.2.3 Evaporador

Para el caso del evaporador, una fuente externa, en este caso agua proveniente de la red, se va a encargar de ceder calor al CO₂ que viene de la válvula de expansión como mezcla bifásica hasta que alcance la condición de vapor saturado (y no vapor sobrecalentado que era la otra opción). La disposición de los fluidos es distinta a los dos casos anteriores, ahora el fluido frío, es decir el CO₂ circula por el tubo interior, mientras que el agua circula por el tubo anular.

Al ser una mezcla bifásica, las correlaciones empleadas van a depender del título, es decir, a medida que va aumentando, los coeficientes van cambiando, es por esto por lo que el evaporador también se va a dividir en varios intervalos para disminuir el error de cálculo. Para cada tramo se ha cogido el valor medio del título.

Coeficiente de convección y caída de presión en el lado CO₂

El coeficiente de transferencia de calor por convección se ha estimado usando la correlación de Wattelet-Carlo, que fue originalmente desarrollada para R-12, R-134a y una mezcla de R-22/R-124/R-1542a y más tarde validada por Rieberer [25] para la evaporación del R-744 en el interior de tubos. Esta es la correlación preferida para flujos bifásicos en evaporadores y está expresada como:

$$h_{cc}^i = 0.023 \frac{k_l}{d_i} Re_l^{i0.8} Pr_l^{0.4} F^i \quad (19)$$

donde k_l es la conductividad térmica del dióxido de carbono, d_i es el diámetro interno del conducto, Re_l^i y Pr_l son los números de Reynolds y Prandtl respectivamente. El subíndice l denota que las propiedades están evaluadas en estado de líquido saturado, por lo que estas propiedades, salvo el número de Reynolds permanecen constantes en todos los intervalos. El número de Reynolds varía en cada intervalo ya que la velocidad se ha expresado en función del título (ecuación 4.24). Al estar considerando únicamente la fracción de líquido saturado del flujo bifásico se añade a la ecuación un factor de corrección, F^i que es un factor convectivo que depende del título de la mezcla a través del parámetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt}^i . Estas ecuaciones están expresadas en el Anexo 4 (ecuación 4.22 y 4.23). Para el cálculo del factor de fricción, al ser una mezcla bifásica, se ha seguido el procedimiento utilizado por Hewitt, Shires y Bott [28]. El factor de fricción, considerando solo el CO₂ líquido viene determinado por la fórmula de Blasius:

$$f_l^i = 4 * 0.79 \ln(Re_l^i)^{-0.25} \quad (20)$$

Las pérdidas de presión se calculan de la misma manera que en el enfriador de gas (ecuación 18), pero aplicando este nuevo factor de fricción.

$$F^i = F_f^i * f_l^i \quad (21)$$

El factor de corrección por mezcla bifásica tiene la siguiente expresión:

$$F_f^i = 1.376 + \frac{7.242}{X_{tt}^{1.655}} \quad (22)$$

Coeficiente de convección y caída de presión en el lado agua

Al igual que en el enfriador de gas, se está considerando que fluye una corriente de agua líquida a través del tubo exterior del evaporador, por lo que se van a aplicar los mismos pasos y métodos que se vieron en el apartado del coeficiente de convección y caída de presión en el agua del enfriador de gas.

5.3 RESULTADOS

Para el cálculo se han introducido dos nuevos datos: la suma de las longitudes y la relación de áreas entre el enfriador de gas y el evaporador: $L_{cooler} + L_{evap} = 30$ m y $A_{cooler}/A_{evap} = 1.8$ que sustituyen a la temperatura de evaporación y a ΔT_{ap} . Además se ha escogido la correlación de Gnielinski para el agua porque para Dittus-Boelter el número de Reynolds sale inferior al admitido por la correlación.

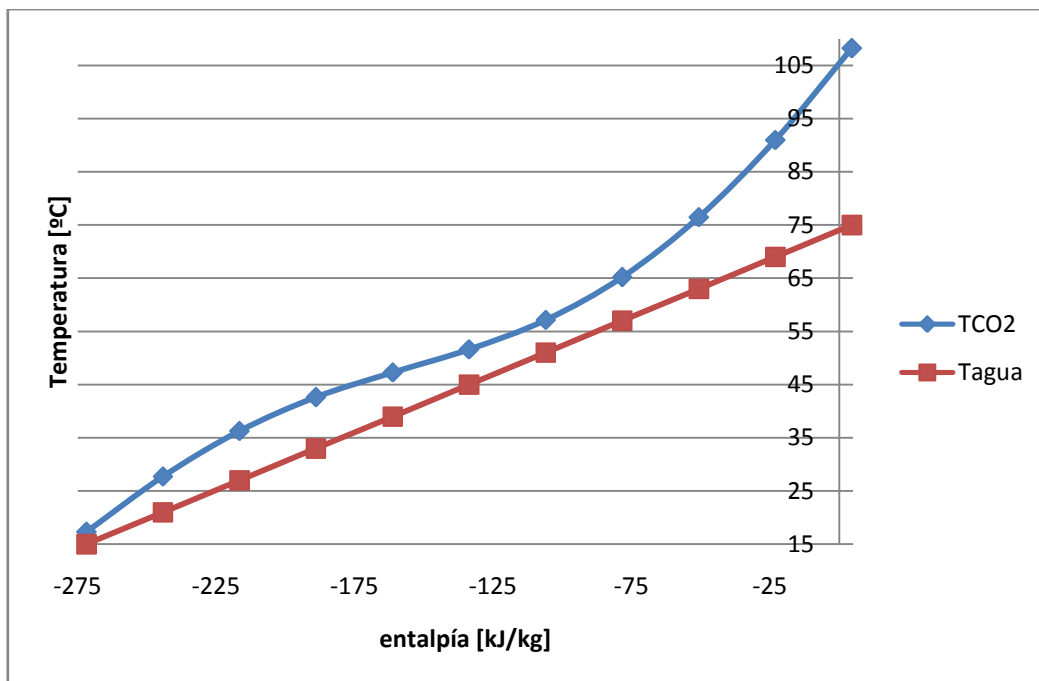


Figura 9 Variación de temperaturas en el enfriador

En la Figura 9, obtenida del modelo matemático, se puede ver la variación de la temperatura del CO₂ en el enfriador y como las curvas quedan más paralelas. Para ello se han impuesto las siguientes condiciones: $taev_e$ y $tacs_e=15^{\circ}\text{C}$, $taev_s=5^{\circ}\text{C}$, $tacs_s=75^{\circ}\text{C}$, $p[2]=110$ bar. EL COP obtenido es 2.61, inferior a 3. La mínima diferencia de temperatura se encuentra en el extremo del intercambiador donde sale el CO₂, es decir, en ningún otro punto se encuentra una diferencia menor.

Tabla 2 Resultados de los modelos de transferencia de calor

Enfriador de gas					Evaporador	
cpc [J/(kg*K)]	rhc [kg/m ³]	ktc [W/m*K]	Rec	cw [m/s]	Rec_l	cw [m/s]
1315	166.8	0.03297	373054	0.712	3035	2.527
1420	185.6	0.03242	379575	0.710	9105	2.526
1595	209.5	0.03264	381198	0.708	15175	2.526
1898	240.6	0.03410	375068	0.706	21245	2.526
2445	281.7	0.03753	358115	0.704	27315	2.525
3445	336.1	0.04370	328311	0.702	33384	2.525
5016	407.9	0.05253	286264	0.700	39454	2.525
6161	500.1	0.06148	236466	0.699	45524	2.525
5257	605.0	0.06794	188885	0.698	51594	2.525
3808	705.6	0.07471	151397	0.697	57664	2.525

En la Tabla 2 se muestran varios resultados obtenidos del programa EES pertenecientes al enfriador de gas y al evaporador del sistema. Como se puede ver en las tres primeras columnas (calor específico, densidad y conductividad), las propiedades del R744 sufren una fuerte variación a medida que se aproximan al punto pseudocrítico, que es por lo que se ha optado por discretizar el enfriador de gas. También se muestra la variación del número de Reynolds del CO₂ y la velocidad del agua. Para el caso del evaporador, se muestra la variación del número de Reynolds del CO₂ ya que depende del título.

La mayor velocidad del agua a lo largo del enfriador de gas, se da en el primer intervalo y es de 0.712 m/s, es decir es una velocidad muy baja ya que no llega a aproximarse a 1 m/s, que es lo normal en los intercambiadores de calor. Para el evaporador pasa lo contrario, ya que la máxima velocidad que se da es de 2.527 m/s y la mínima es de 2.525 m/s, es decir, son demasiado altas.

En el Anexo 4 se ha introducido un ejemplo de cálculo comparándolo con el modelo de Sarkar [1].

6. DISEÑO ÓPTIMO

En este apartado se va a desarrollar un modelo económico, se va a modificar el sistema para poder mejorar las prestaciones y se va a optimizar tomando como criterio el mínimo coste de producción de calor.

Para el cálculo del sistema se van a considerar las siguientes condiciones de contorno:

- La fuente de calor que entra por el evaporador va a ser agua proveniente de la red que va a estar a 15°C. Se ha escogido esta temperatura porque aproximadamente es la temperatura media del agua que viene de la red a lo largo de un año. Tras recorrer el evaporador, se ha supuesto que el agua va a salir a una temperatura de 5°C, que es una temperatura razonable ya que permite que la temperatura de evaporación se encuentre sobre los 0°C.
- El agua que entra al enfriador de gas también se considera que proviene de la red y sale a una temperatura de 75°C.

Las variables libres de las que se va a disponer en el sistema son:

- Presión a la salida del compresor.
- Dimensiones de los intercambiadores de calor: longitud y diámetros.

6.1 MODELO ECONÓMICO

El modelo económico se ha elaborado mediante expresiones para los costes de capital obtenidas en Ulrich [27]. El coste unitario del calor producido Cq_{tot} [€/kWh] viene determinado por la siguiente ecuación:

$$Cq_{tot} = Cq_{inv} + Cq_{ele} \quad (23)$$

donde Cq_{inv} y Cq_{ele} son el coste de la inversión y el coste de la electricidad respectivamente. La obtención de estas variables viene explicado en el Anexo 5 a través de las ecuaciones de 5.1 a 5.10.

El coste de la inversión depende del material que se ha seleccionado para cada intercambiador y también depende de los costes de compra de cada equipo y de la producción de calor anual. El coste del compresor se ha obtenido del propio fabricante (Bitzer [32]), mientras que el coste de los intercambiadores depende de sus áreas y de un factor de corrección por trabajar a alta presión para el enfriador y para el intercambiador interno.

Los costes de la electricidad van a depender: para el compresor, de su trabajo realizado, W_c ; y para los intercambiadores de calor que trabajan con agua (evaporador y enfriador) de las bombas de impulsión que necesitan, que van en función del flujo másico y de la caída de presión del agua.

6.2 MEJORA DEL SISTEMA

Una vez obtenidos los anteriores modelos se procede a introducir el modelo económico en el sistema y a obtener su diseño óptimo. Considerando las condiciones de contorno se obtienen los siguientes resultados discordantes recogidos en anteriormente en la Tabla 2:

- Sin variar las condiciones de longitud y de área que se introdujeron en el Apartado 5 ($L_{\text{cooler}}+L_{\text{evap}}=30$ m y $A_{\text{cooler}}/A_{\text{evap}}=1.8$), la mayor velocidad del agua en el enfriador de gas de 0.712 m/s y la menor velocidad del agua en el evaporador es de 2.525, es decir, ninguna se aproxima a 1 m/s.
- El COP obtenido es de 2.61.

Para mejorar estas condiciones se han llevado a cabo las siguientes modificaciones (en el caso 2 del Anexo 5 se encuentran las explicaciones más detalladas):

Enfriador de gas

Se han eliminado las condiciones que limitaban las longitudes del enfriador de gas y del evaporador y sus áreas. Se ha aumentado la longitud ya que disminuye el coste del calor producido que tiene un mínimo en 59 metros. Además también aumenta el COP, aunque hay que prestar atención a la caída de presión de los dos tubos ya que también aumentan debido a que es proporcional a la longitud (ecuación 18). Estos valores se pueden ver en la Tabla 5.4 del Anexo 5.

Evaporador

También se ha aumentado la longitud, que le ocurre lo mismo que en el caso del enfriador. Además se han aumentado todos los diámetros: D_1 pasa de 7.895 a 16 mm, D_2 de 9.525 a 18 mm, D_3 de 14.245 a 28 mm y D_4 de 15.875 a 30 mm. El mínimo coste se producen con 46 metros y el COP y las caídas de presión aumentan con la longitud. Estos datos están representados en la Tabla 5.5 del Anexo 5.

Intercambiador Interno

Al intercambiador interno también se le ha modificado la longitud, ya que a menor longitud el COP aumenta, el coste total disminuye y las pérdidas de carga en los dos tubos también disminuyen como se puede ver en la Tabla 5.6 del Anexo 5. Se ha escogido una longitud de 2 metros para que tampoco sea muy pequeño. Se podría haber suprimido, pero según se vio en el apartado 4, en los estudios de Austin y Sumathy (2011), el intercambiador interno mejora la eficiencia de la bomba de calor.

Modelo termodinámico

Se han incorporado al modelo las pérdidas de presión de cada intercambiador interno. Para no complicar el programa se ha procedido de la siguiente manera: como la salida del evaporador está conectada con el intercambiador interno, a la presión del estado 1 (entrada del compresor) se ha restado la caída de presión del evaporador y del intercambiador interno del lado frío. Para el caso del enfriador de gas y del intercambiador interno ocurre lo mismo: como van seguidos, a la presión del punto 2 (salida del compresor) se ha restado la caída de presión del enfriador de gas y del

intercambiador interno del tubo caliente. Se sigue suponiendo que la salida del evaporador es vapor saturado.

6.3 OPTIMIZACIÓN

Una vez integrados los modelos se procede a optimizar el sistema. Este procedimiento se va a llevar a cabo mediante el programa EES, ya que con la opción min/max permite minimizar o maximizar una función a través de variables libres e imponer restricciones. El problema de optimización planteado es el siguiente:

- Función objetivo: minimizar el coste unitario del calor producido (cq_{inv}).
- Variables: longitud enfriador de gas (L_{cooler}), longitud evaporador (L_{evap}) y Presión de trabajo (pcp).
- Restricciones: la presión en el enfriador de gas tiene que ser mayor que 73.8 bar para no entrar en la zona subcrítica.

La variación de los costes y del COP junto con una pequeña explicación se puede ver en la Tabla del Anexo 5. Con las condiciones de contorno y la nueva geometría:

Tabla 3 Condiciones de contorno

$taev_e$ [°C]	15	$tacs_e$ [°C]	15
$taev_s$ [°C]	5	$tacs_s$ [°C]	75

Tabla 4 Geometría

Enfriador de gas e Intercambiador interno		Evaporador	
D_1 [mm]	7.895	D_1 [mm]	16
D_2 [mm]	9.525	D_2 [mm]	18
D_3 [mm]	14.245	D_3 [mm]	28
D_4 [mm]	15.875	D_4 [mm]	30

se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5 Resultado de minimizar el coste del calor producido

Longitud enfriador de gas (L_{cooler})	60 [m]
Longitud evaporador (L_{evap})	55 [m]
Presión de trabajo (pcp)	110 [bar]
Coste calor producido (cq_{inv})	0.10522 [€/kWh]

Los valores son aproximadamente los mismos donde se daban los mínimos costes cuando se analizaban por separado para el enfriador de gas y para la presión. Para el evaporador varía del valor mínimo analizado (46 m), aunque cuando se analizaba individualmente se veía que los costes aumentaban muy lentamente con la longitud desde ese valor mínimo. Al introducir estos datos en el programa obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 6 Resultados COP, Qgc, pérdidas de presión e inversión del modelo optimizado

COP	3.71
Capacidad de calentamiento (Qgc)	23.18 [kW]
Pérdida de presión del CO ₂ evaporador (PPCO2evap)	44850 [Pa]
Pérdida de presión del agua evaporador (PPH2Oevap)	112818 [Pa]
Pérdida de presión del CO ₂ enfriador (PPCO2cooler)	327361 [Pa]
Pérdida de presión del agua enfriador (PPH2Ocooler)	245616 [Pa]
Inversión	40661 [€]

Tabla 7 Velocidades del agua del enfriador de gas y del evaporador

Enfriador de gas	Evaporador
cw [m/s]	cw [m/s]
1.069	1.107
1.065	1.107
1.062	1.107
1.058	1.107
1.055	1.106
1.053	1.106
1.050	1.106
1.048	1.106
1.046	1.106
1.045	1.106

Como se puede comprobar, el COP ha aumentado más de una unidad respecto al caso anterior a la modificación. Además también se ha conseguido que las velocidades del agua de los dos intercambiadores estén entre 1.0 y 1.1 m/s. Comparándolo con la Tabla 5.1 del Anexo 5 (antes de modificar la geometría), se puede ver que el coste de calor producido se ha reducido un 20.21%. Además la transferencia de calor en el enfriador de gas cambia de 15.45 a 23.18 kW. El inconveniente es que al aumentar la longitud de los intercambiadores y el área del evaporador de gas (se han aumentado los diámetros), por lo que aumenta la inversión. La caída de presión en el enfriador de gas también aumenta al aumentar la longitud. Aunque las longitudes y los diámetros del evaporador hayan aumentando, el coste del calor producido disminuye ya que los costes de inversión y eléctricos son inversamente proporcionales a la producción anual que depende de la capacidad de calentamiento (ecuación 5.9). Este valor pasa de 15.45 a 23.18 kW.

7. MODELO DE OPERACIÓN

Una vez obtenido el modelo de la bomba de calor, se va a añadir al sistema una demanda y un modelo de acumulador para poder calentar agua para un complejo de viviendas. Para ello se va a tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El flujo del agua empleado para producir ACS ya no va a ser continuo, sino que depende de la demanda.
- Se va a considerar que la bomba de calor cubre el 80%, mientras que el 20% restante lo cubre la energía auxiliar.
- La bomba de calor se va a encontrar siempre en funcionamiento.
- La temperatura a la que se va a suministrar el ACS va a ser de 65°C.

7.1 DEMANDA

7.1.1 Demanda diaria

La demanda escogida para el agua caliente sanitaria se explica en el Anexo 6. Se ha tomado según el CTE de 2013, un consumo medio, l_p , de 28 litros/día/persona y una temperatura de referencia, t_r , para la que se dispone el agua de 60°C. La demanda diaria [kg/día] se expresa

$$DemDia = l_p * (\rho/1000) * n_v * n_p * \frac{(t_r - t_f)}{(t_p - t_f)} \quad (24)$$

donde ρ [kg/m³] es la densidad del agua, n_v es el número de viviendas, n_p es el número de personas por vivienda que se ha considerado de 3 personas, t_f [°C] la temperatura de la red (15°C) y t_p [°C] la temperatura de preparación a la que se quiere el agua caliente sanitaria que se va a fijar a 65°C.

El flujo másico demandado se obtiene a partir del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios redactado por Alberto Viti y publicado por ATECYR (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración). Interpolando los datos para obtenerlos cada 15 min, que es el periodo de tiempo escogido para la simulación dinámica. Para ello se ha creado una tabla en el EES (Tabla 6.1 Anexo 6) llamada DemRel15m para introducir estos datos. Con todo ello el flujo másico [kg/s] es:

$$m_d = DemDia * DemRel15m / (15 * 60) \quad (25)$$

Con lo visto anteriormente se obtiene la Figura 10

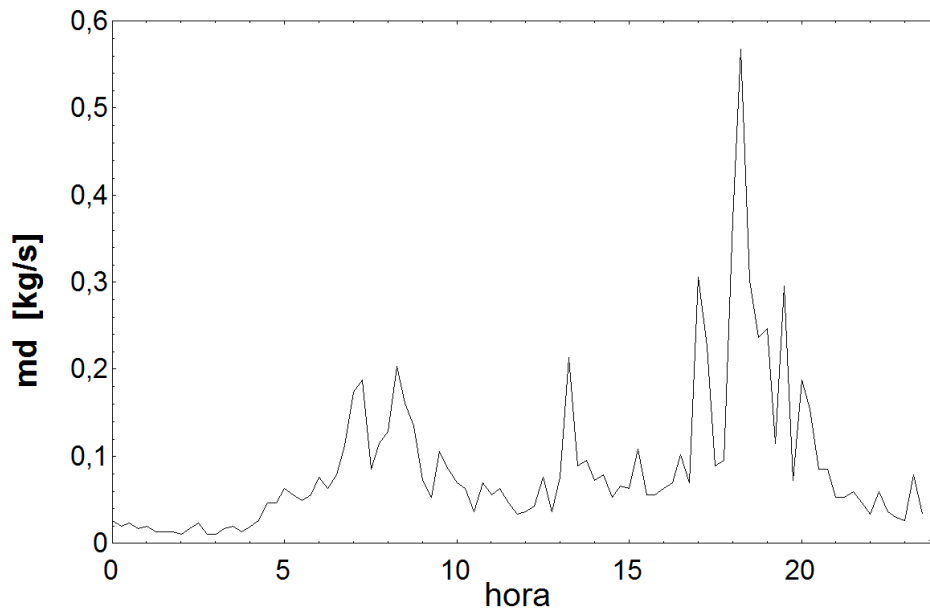


Figura 10 Demanda diaria

La demanda aumenta considerablemente a lo largo de la tarde-noche y disminuye el resto de la noche. Al ser la demanda tan variable es por lo que se ha dispuesto de un acumulador: si hay poca demanda se encarga de acumular energía, mientras que cuando la demanda aumenta, cede energía.

7.1.2 Demanda mensual

Para la demanda mensual de cada mes se han utilizado los datos de la Tabla 6.2 del Anexo 6 obtenidos por Viti. La temperatura media del aire de cada mes proviene del IAEST (Instituto Aragonés de Estadística. Tabla 6.3 del Anexo 6) obtenido en el Aeropuerto de Zaragoza [35].

7.2 ACUMULADOR DE ACS

Se ha escogido un tanque de almacenamiento estratificado de agua, es decir, el volumen del tanque se va a dividir en varias secciones, N , y se va a aplicar un balance energético a cada sección. El resultado va a ser un conjunto de N ecuaciones que se pueden resolver para las temperaturas de las N secciones en función del tiempo. Se ha seleccionado el acumulador inoxidable de la serie IX (AISI 316L) de Salvador Escoda S.A. En la Figura 7.2 del Anexo 7 se muestran los datos técnicos del acumulador.

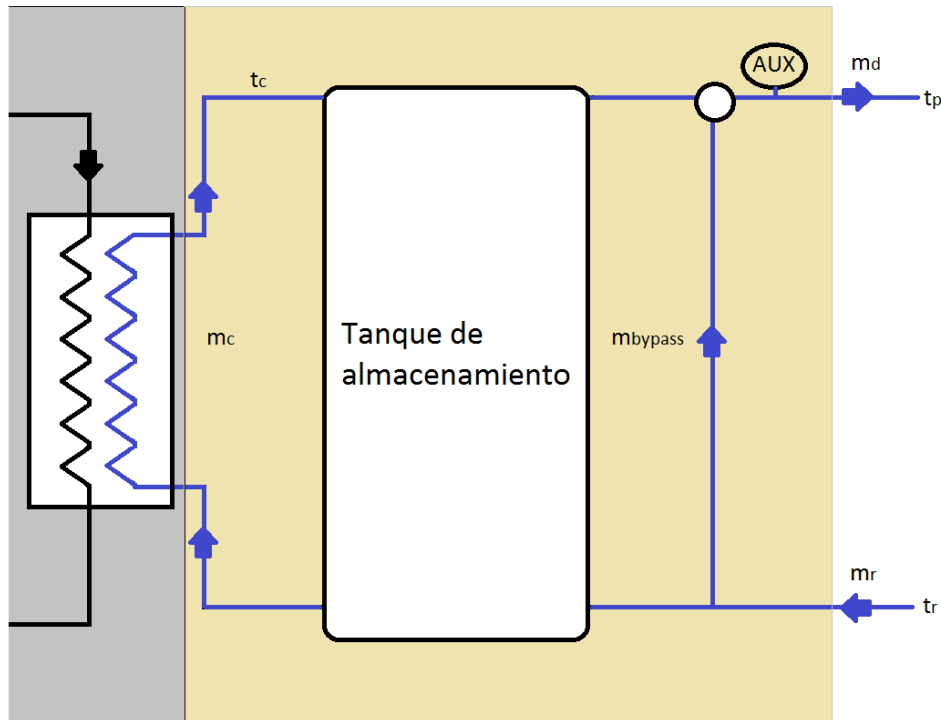


Figura 11 Acumulador de ACS

En la Figura 11 hay un esquema del funcionamiento: al acumulador le va a llegar agua de la red por la parte inferior y por la parte superior va a entregar el agua caliente sanitaria. También va a estar conectado a la bomba de calor: por la parte inferior entrega agua al enfriador de gas, donde se va a calentar y le va a volver por la parte superior. Cuando haya poca demanda se cargará, mientras que cuando haya mucha demanda cederá calor. Además, también se ha dispuesto de energía auxiliar para cuando el acumulador no sea capaz de aportar energía suficiente para cubrir la demanda.

Las consideraciones que se han tenido en cuenta para el cálculo son:

- El tanque tiene forma cilíndrica y se ha supuesto que su altura va a ser igual a su diámetro, $D=L$.
- Se va a dividir en $N=10$ volúmenes de control con el mismo volumen; que se ordenan comenzando por la parte superior del tanque (1) y terminando en la parte inferior (10).
- Se ha impuesto un límite al flujo neto másico de circulación de agua en el tanque para que nunca pueda salir más masa en 15 minutos que la que hay en un nodo.
- El agua caliente que sale de la bomba de calor, m_c , se va a considerar que entra al nodo 1 del tanque, y el agua fría que entra a la bomba de calor se considera que sale del nodo 10 del tanque. El agua que viene de la red, m_f entra por el nodo 10 del tanque. Por último el agua caliente sanitaria, $m_{demanda}$, sale por el nodo 1 del tanque.
- Entre los nodos hay flujos internos, que pueden ser ascendentes o descendentes.

- En el sistema se ha tenido cuidado de que no se sobrecaliente y se pare la bomba.

Para el cálculo se han tenido en cuenta los siguientes fenómenos: transferencia de calor por conducción de calor entre los nodos, pérdida de calor de los nodos al ambiente y transferencia de calor por flujo másico entre nodos y flujos externos.

A partir de las anteriores consideraciones se ha hecho un balance de energía para cada nodo y escogido un paro de tiempo de 15 min. El desarrollo del modelo matemático se encuentra en el Anexo 7 donde se explica con más detalle los balances y sus ecuaciones.

Por último, a la salida del tanque se ha añadido:

- Una caldera auxiliar para cuando el acumulador entrega el agua a menor temperatura que la de preparación. El caudal que sale de la cabeza del acumulador es el caudal demandado.
- Un 'bypass' con el agua que viene de la red, para cuando la entrega con mayor temperatura. En cambio para este caso, el caudal que sale de la cabeza del acumulador es la diferencia entre el caudal demandado (m_d) y el caudal que viene de la red (m_{bypass}). Ambos caudales se determinan para igualar la temperatura promedio a la de preparación.

El desarrollo matemático de estos dos puntos y sus ecuaciones también se encuentra descrito en el Anexo 7. Además existe un análisis del tanque de almacenamiento en el caso de cuando actúa la bomba de calor y en el caso de cuando no actúa.

7.3 PROBLEMA DE DISEÑO

7.3.1 Estrategia de control

Una vez obtenidos la demanda y el modelo del acumulador, el siguiente paso es acoplarlo con el resto del sistema. Para ello hay que determinar el volumen del acumulador y el número de viviendas. Una vez seleccionados estos parámetros se analizará para dos casos.

Volumen del acumulador

El criterio que se ha llevado a cabo para seleccionar el volumen del acumulador ha sido el que diera menor consumo de energía auxiliar. En la Figura 12 se representa el volumen del acumulador frente a la energía auxiliar. Para la misma energía demandada el volumen del acumulador que nos daría la mínima energía auxiliar es de 5 m³. Es decir, con este acumulador la bomba de calor nos proporcionaría el mayor aporte de energía. Añadiendo a la inversión indicada en la Tabla 6 para la bomba de calor el valor indicado de la tabla 7.2 junto con el IVA para el acumulador, la inversión asciende a 58750 €.

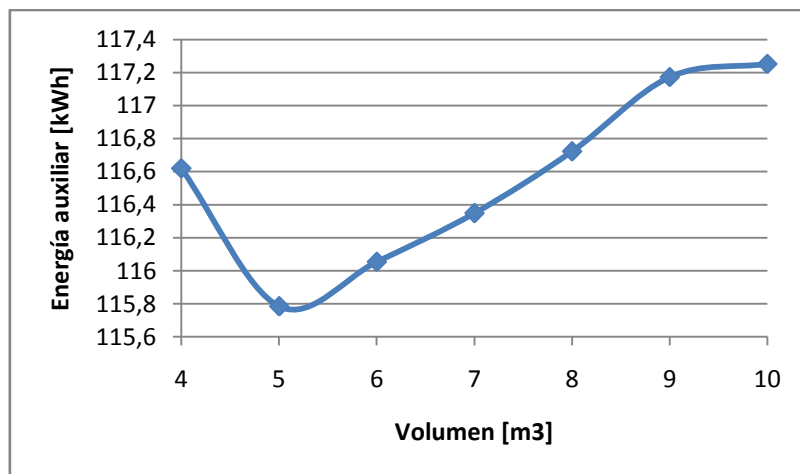


Figura 12 Variación de la energía auxiliar frente al volumen del acumulador

Número de viviendas

Una vez obtenido el volumen del acumulador se pasa a determinar el número de viviendas. La siguiente figura muestra la energía demandada, la energía auxiliar y la energía producida por la bomba de calor en función del número de viviendas. Los datos se han obtenido del modelo matemático.

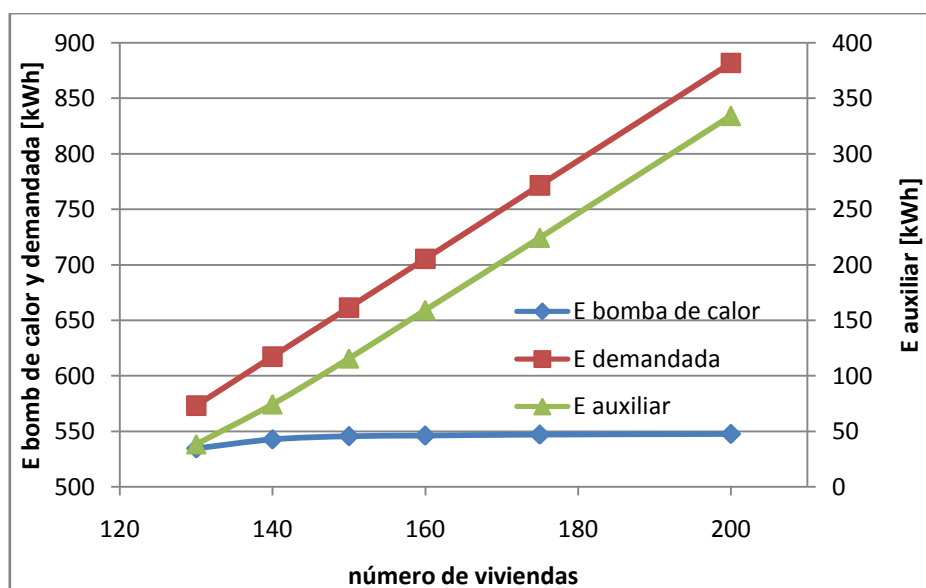


Figura 13 Variación de la Energía demandada, de la bomba de calor y la auxiliar frente al número de viviendas

Como se puede ver, la energía demandada y la energía auxiliar aumentan linealmente con el número de viviendas, mientras que la energía de la bomba de calor se queda prácticamente constante a partir de 150 viviendas. Ésto se puede ver en la Figura 14, donde se muestra el porcentaje de energía producida por la bomba de calor con respecto al de la energía demandada, variando el número de viviendas.

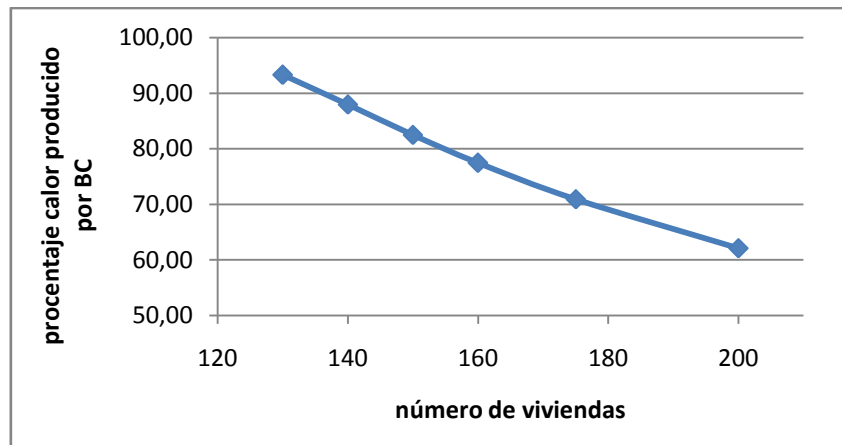


Figura 14 Porcentaje del calor producido por la bomba frente al número de viviendas

Al aumentar el número de viviendas se requiere cada vez más energía auxiliar, ya que la bomba de calor no aporta más calor. El caso ideal sería para aproximadamente 120 viviendas donde no se requeriría prácticamente energía auxiliar. Como el objetivo marcado era cumplir el 80% de la demanda con la bomba de calor, se seleccionan 150 viviendas.

7.3.2 Cálculo para un día tipo

Con los datos fijados, a continuación se muestra la variación de la demanda en un día tipo (desde las 12 de la noche), es decir, considerando que todos los días del año fueran iguales. En la Figura 15 se representan la demanda, la energía auxiliar requerida, así como la temperatura del techo y del fondo del acumulador en un día:

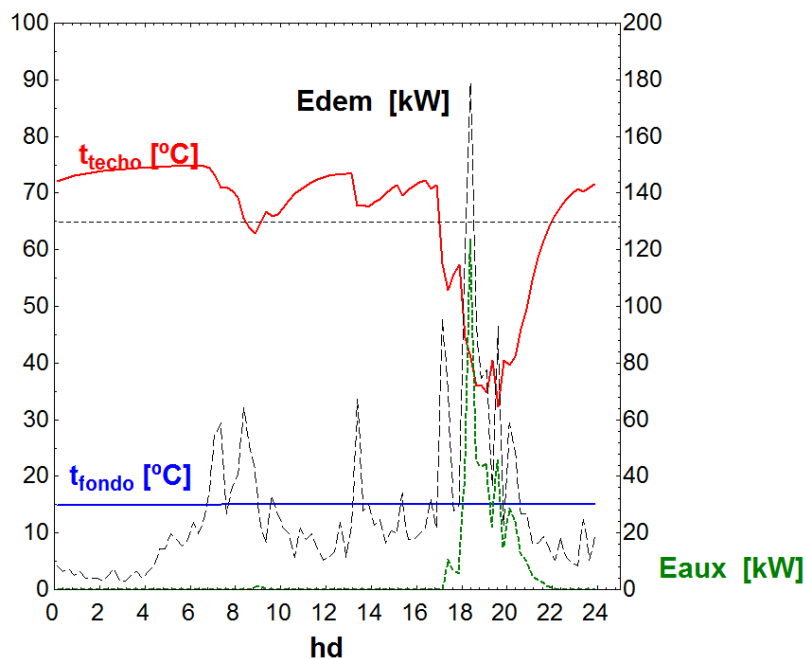


Figura 15 Energía auxiliar y demandada, temperatura del techo y fondo del acumulador en un día

Como se puede ver, desde las 00:00 hasta las 6:00, el tanque de almacenamiento se está cargando, ya que casi no hay consumo de agua, pero de 6:00 a 9:00 se descarga, ya que se empieza a consumir agua y la bomba de calor no aporta energía suficiente, de hecho, se requiere un poco de energía auxiliar. Hasta las 17.00 se sigue cargando, menos a las 14:00 que es aproximadamente la hora de comer. A partir de las 17:00 el consumo aumenta considerablemente y la bomba de calor junto con el acumulador no pueden hacerse cargo, por lo que se necesita energía auxiliar. La temperatura de la cabeza del acumulador llega a bajar hasta los 35°C. La energía auxiliar se mantiene hasta que disminuye el consumo lo suficiente para que en la cabeza del tanque se vuelva a tener los 65°C. A partir de esa hora hasta la finalización del día, el consumo del agua disminuye y el tanque comienza a cargarse.

7.3.3 Cálculo anual

A continuación se va a obtener el resultado anual introduciendo los datos mensuales del apartado 6.2.2 de la demanda y de la temperatura ambiente obtenida del aeropuerto de Zaragoza, utilizando los mismos datos de entrada que para el caso anterior. Además se ha mantenido constante la entrada de agua al evaporador y al enfriador de gas.

Tabla 8 Energía a lo largo de un año y porcentaje de energía de la bomba de calor

Mes	Edem [kWh]	Eaux [kWh]	ECO2 [kWh]	% Bomba
Enero	741.744	197.647	544.097	73.354
Febrero	715.284	171.64	543.643	76.004
Marzo	682.142	138.17	543.972	79.745
Abril	721.899	176.12	545.779	75.603
Mayo	688.757	142.52	546.237	79.308
Junio	668.912	124.361	544.551	81.408
Julio	596.081	52.287	543.793	91.228
Agosto	516.700	9.646	507.054	98.133
Septiembre	602.696	58.229	544.467	90.339
Octubre	622.541	76.536	546.005	87.706
Noviembre	675.527	130.612	544.915	80.665
Diciembre	711.976	168.307	543.669	76.361
Total	7944.259	1446.075	6498.182	81.797

En la Tabla 8 se muestran la energía demandada, auxiliar y producida por la bomba de calor a lo largo de un año y la total. También se muestra el porcentaje de la demanda que cubre la bomba. Como se puede ver en los meses de Diciembre, Enero, Febrero y Abril la demanda es mayor y el porcentaje que cubre la bomba está entre el 70 y 80%. En cambio, en los meses de verano es cuando más porcentaje cubre la bomba, llegando a cubrir en Agosto el 98.13% ya que la demanda en ese mes disminuye considerablemente. El porcentaje anual que cubre la bomba es del 81.80%, prácticamente el que se quería obtener.

8. PRODUCCIÓN CONJUNTA DE ACS Y CALEFACCIÓN

8.1 INTRODUCCIÓN

Las bombas de calor de CO₂ transcríticas diseñadas para producción conjunta de ACS y calefacción, permiten tres modos de operación:

- calentamiento de agua caliente (modo ACS).
- calefacción (modo SH).
- calefacción y calentamiento de agua caliente simultáneamente (Modo combinado).

En el Anexo 8 se recoge las diferentes configuraciones empleadas para estos diseños (Figuras 8.1, 8.2 y 8.3), así como una breve explicación de sus ventajas e inconvenientes. Esta explicación se ha recogido de los estudios realizados por Stene (2004) [24] y 'Natural Refrigerant' [2].

8.2 ENFRIADOR DE GAS TRIPARTITO

La configuración más eficiente es un enfriador de gas tripartito que está representado en la Figura 16. En el lado del CO₂ todas las unidades van en serie, mientras que en el lado agua, las unidades A y C están conectadas en serie y están destinadas para el ACS, y por la unidad B solo circula el agua para la calefacción. Las unidades A y C están conectadas a un tanque de almacenamiento. La unidad B está conectada a un depósito de inercia (acumulador) en un sistema de distribución a baja temperatura con calefacción por suelo radiante, convectores o 'fan-coils'. El objetivo principal del depósito tampón es servir como un almacenamiento de energía térmica y reducir al mínimo el número de inicios y paradas a bajas cargas de calefacción. Ésto aumenta la eficiencia del compresor y reduce el desgaste.

El tanque de almacenamiento cumple la misma función que se vio para el calentamiento de agua caliente sanitaria. Durante el funcionamiento en modo SH no hay circulación de agua en el circuito de agua caliente y solo está operativa la unidad B. En cambio para ACS están directamente conectadas A y C sin pasar el CO₂ por B.



8.3 MODELO MATEMÁTICO

- Al igual que para el modelo de calentamiento de ACS, al evaporador le va a llegar agua que proviene de la red. El agua para ACS va a entrar en el enfriador de gas por la unidad C, también proveniente de la red y va a salir por A. El agua para calefacción va a entrar al enfriador de gas por B y va a salir también por B.
- Se considera que la temperatura de salida del agua en el punto c (Figura 16) tiene la misma temperatura que el agua del circuito de calefacción que entra en B, t_{cal_e} (30°C). Además al ir en serie C y A, la temperatura de entrada en A va a ser también la misma.
- Se ha escogido que la capacidad de calefacción para el ACS es del 45%, mientras que la del sistema de calefacción es del 55% del total del enfriador de

gas con las temperaturas indicadas en la Tabla 9. De la capacidad de calentamiento de ACS, la unidad A se va a llevar el 75% y la C el 25% restante.

- Ahora la mínima diferencia de temperaturas entre el agua y el CO₂, ΔT_{ap} , se encuentra en la unión entre B y C, en el punto c, por lo que habrá que aplicar un nuevo sistema de balances de energía dentro de enfriador de gas, explicado entre las ecuaciones 8.5 y 8.10 del Anexo 8.
- Los modelos del compresor, evaporador e intercambiador interno, así como el modelo termodinámico se mantienen idénticos a los del caso de calentamiento de ACS.

Introduciendo estas nuevas consideraciones, se procede al cálculo de los coeficientes de convección, de la caída de presión y de las longitudes, ya que se conocen todas las temperaturas de entrada y de salida de las tres unidades. El cálculo se realiza de la misma forma que para el resto de intercambiadores: mediante el desarrollo establecido por Kakaç [15]. Se van a dividir en varios intervalos por la variación de las propiedades del CO₂ cerca del punto crítico. Este número de intervalos se podrá seleccionar en el programa mediante n_{gca} , n_{gcb} y n_{gcc} . Para el cálculo del coeficiente de convección global y del área se introduce la variación de la temperatura media logarítmica.

Para el cálculo de los coeficientes de convección se ha utilizado la correlación de Gnielinski, tanto para el CO₂ como para el agua, por la misma razón que se utilizó en el modelo de ACS: para el agua, con la correlación de Dittus-Boelter, el número de Reynolds es bastante inferior al límite de aplicación.

8.3.1 Datos y resultados

Los datos de entrada al sistema van a ser los siguientes:

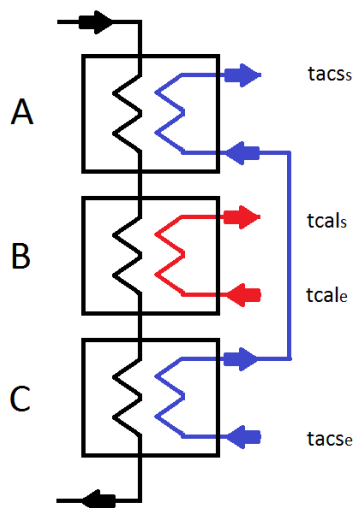


Figura 17 Enfriador de gas tripartito

Tabla 9 Condiciones de contorno de BC tripartita

taev _e [°C]	15	tacs _e [°C]	15	tcal _e [°C]	30
taev _s [°C]	5	tacs _s [°C]	75	tcal _s [°C]	35

Se han introducido los diámetros de Stene (2004) [9]

Tabla 10 Diámetros del enfriador de gas tripartito

Enfriador A y C		Enfriador B	
D ₁ [mm]	6	D ₁ [mm]	6
D ₂ [mm]	8	D ₂ [mm]	8
D ₃ [mm]	18	D ₃ [mm]	12
D ₄ [mm]	22	D ₄ [mm]	16

- Presión a la salida del compresor, $p_{cp}=110$ bar.
- Temperatura de evaporación, $t_{ev}=0^{\circ}\text{C}$.
- Mínima diferencia de temperatura entre el agua y el CO₂ en el enfriador de gas, $\Delta T_{ap} = 5$.

Una vez introducidos estos datos se obtienen los siguientes resultados:

- El COP de la bomba sigue estando alrededor de 3, como en el caso de ACS y el valor de la capacidad de calefacción también sigue estando entre los 20 kW. La longitud total del enfriador de gas y la del evaporador sale menor que la del caso optimizado de ACS.
- El problema es que la velocidad de la unidad B del agua sale muy alta: 2.5 m/s, y la de A y C todo lo contrario, sale muy baja: 0.5 m/s. Además, el número de Reynolds del agua en la unidad C sale inferior a 3000 (límite impuesto por Gnielinski).

8.3.2 Optimización del sistema

Una opción para solventar estos inconvenientes es modificar los diámetros D₂ y D₃, ya que el número de Reynolds y la velocidad dependen de estos parámetros. Al disminuir D₃ aumenta la velocidad del agua y el número de Reynolds, lo que se aplica a las unidades A y C. En cambio al aumentar D₃ disminuye la velocidad del agua y el número de Reynolds, lo que se aplica a B. El problema viene al ajustar D₂ ya que al aumentarlo disminuye Reynolds, pero aumenta la velocidad del agua y es necesario prestar atención al ajustarlo para que la velocidad del agua se encuentre próximo a la unidad y el número de Reynolds esté dentro de los límites. Para ello se fija el valor de la longitud del enfriador de gas y del evaporador y se deja libre la temperatura de evaporación y ΔT_{ap} . Una vez modificados, los diámetros a los que se han llegado son los siguientes:

Tabla 11 Diámetros modificados del enfriador de gas tripartito

Enfriador A y C		Enfriador B	
D ₁ [mm]	5	D ₁ [mm]	6
D ₂ [mm]	6	D ₂ [mm]	8
D ₃ [mm]	9	D ₃ [mm]	24
D ₄ [mm]	11	D ₄ [mm]	26

Con estos diámetros se consiguen unas velocidades del agua de 1 y 0,98 m/s para A y C y 1.27 m/s para B. Además el número de Reynolds es mayor de 3000 en C, que es donde se dan los menores números de Reynolds. Con estos datos se obtienen los siguientes resultados (Tabla 8.2 y Figuras 8.4, 8.5 y 8.6 Anexo 8):

- El COP y la capacidad de calefacción prácticamente son iguales que en el caso anterior.
- Las pérdidas de presión en el CO₂ han aumentado en cada unidad ya que la caída de presión aumenta al disminuir el diámetro interior D_1 . De hecho, la total en el enfriador de gas es más del doble que en el modelo de ACS. Ésto supone una desventaja ya que al estar por encima del punto crítico, las propiedades varían con la presión y en cada unidad hay una pérdida de 3 bares. Una posible solución sería aumentar ΔT_{ap} para reducir la caída de presión.
- Como se ha visto en el estudio de Stene (2004) [9] la presión es más moderada: en 100.5 bar se obtiene el valor máximo de COP que es de 3.217, que en comparación con el modelo de ACS ha disminuido 10 bares. Desde este punto, a medida que se va aumentando la presión, el COP disminuye más lentamente y no llega a bajar de 3 hasta la referencia que se ha tomado de 120 bar.
- A medida que se aumenta la longitud del enfriador, el COP aumenta, pero también aumenta el área y las pérdidas de presión, por lo que su precio también ascendería. Las pérdidas de presión a 70 metros casi se duplican comparándolas con las de 20 metros, llegando a ser mayores de 15 bares, un valor excesivamente alto.
- El área y las pérdidas de presión del evaporador aumentan con la longitud, y el COP también aumenta. Los valores de la caída de presión no superan los 0,4 bares cuando se tienen 40 metros. En la Figura 18 se muestra el diagrama Entalpía-temperatura del enfriador de gas tripartito. Se distinguen el punto donde está la mínima variación de temperaturas (entre A y C) y como se ajustan las temperaturas del agua a las del CO₂.

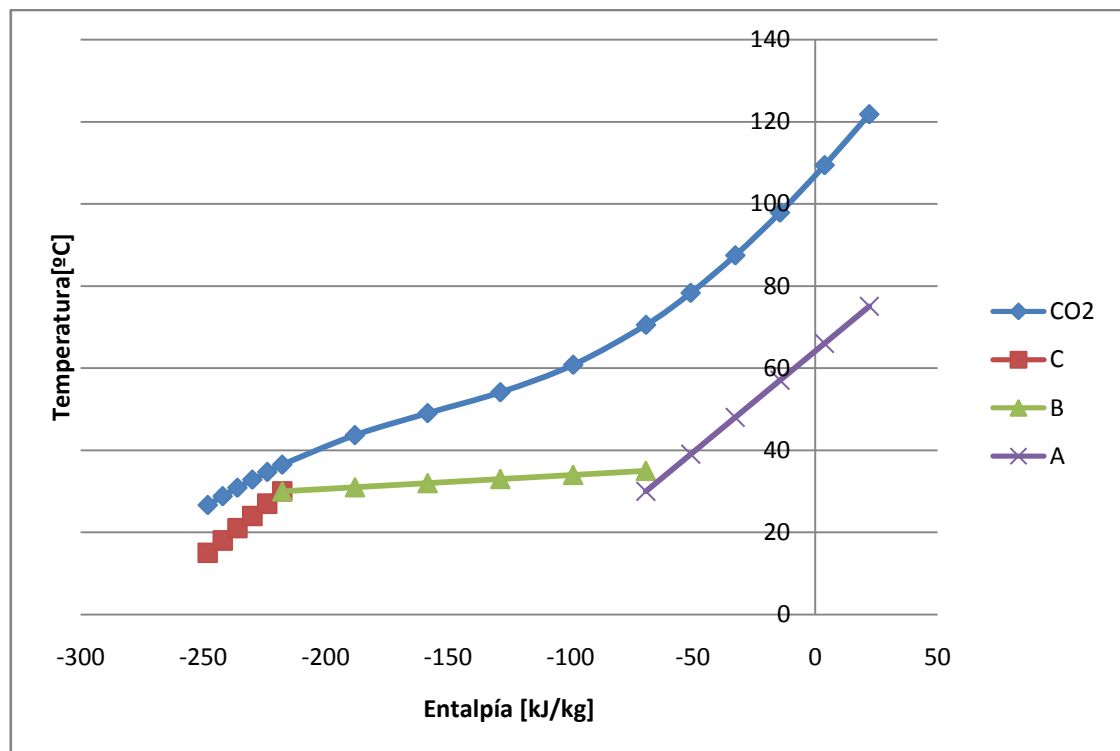


Figura 18 Entalpía-Temperatura del enfriador de gas tripartito

9. CONCLUSIONES

Con el Proyecto finalizado se procede en esta sección a recapitular los resultados obtenidos y a evaluar el cumplimiento de los objetivos establecidos. También es recomendable en este momento valorar posibles proyectos que podrían continuar con el trabajo desarrollado en éste.

En este informe se ha presentado al dióxido de carbono como un refrigerante adecuado para bombas de calor en aplicaciones de ACS y de producción conjunta de ACS y calefacción. A continuación se enumeran varios de los resultados obtenidos:

- Las propiedades termofísicas del dióxido de carbono hacen que las condiciones de operación (presión – temperatura del sistema) sean más exigentes de lo requerido con otros refrigerantes, por lo que se incrementa la resistencia de los equipos y como consecuencia, hay que utilizar nuevos compresores e intercambiadores pero la instalación es mucho más pequeña para la misma potencia.
- Los niveles de presión establecidos en el ciclo transcrito, superiores a los de un ciclo convencional, propician a obtener valores elevados en la temperatura de descarga del compresor, por lo que se amplía el rango de temperaturas a la que se puede calentar el agua en comparación con las bombas de calor que trabajan con refrigerantes convencionales. Esto mejora el COP.
- Se ha desarrollado en EES (Engineering Equation Solver) un modelo numérico que describe el estado del dióxido en una bomba de calor transcrito que es usada para calentar agua de la red para producir ACS, donde su fuente de calor es el agua que viene de la red. Además se ha acoplado a un tanque de almacenamiento y un modelo económico, cumpliéndose el objetivo marcado en este Proyecto. Se ha empezado con el modelo termodinámico y poco a poco se han ido añadiendo los modelos de cada componente mientras se iban analizando individualmente para mejorarlos, hasta poder componer el modelo completo para poder analizar un caso con su demanda.
- Otro objetivo del Proyecto era la introducción al desarrollo numérico de un sistema de producción conjunta para calentamiento de ACS y calefacción. Se han estudiado las distintas configuraciones y a partir de este punto se ha hecho un modelo termodinámico junto con un modelo de sus componentes y se ha analizado su comportamiento.

Los resultados obtenidos en este documento pueden asentar y constituir las bases de futuros trabajos englobados en este campo. A modo de ejemplo se mencionan varias líneas de investigación que podrían seguir los pasos de este Proyecto:

- Construcción de un prototipo de sistema de refrigeración que utilice dióxido de carbono que permita contrastar el modelo desarrollado.
- El empleo de otras fuentes de calor para la bomba de calor, como puede ser el aire a temperatura ambiente o intentar acoplarlo a algún sistema de colectores solares.
- Realizar un estudio sobre si sería rentable la utilización de la bomba de calor con acumulación térmica en las horas nocturnas para aprovechar la tarifa nocturna eléctrica.

- Mejora del modelo físico de la producción conjunta de ACS y calefacción así como de acoplar un modelo económico e incluir un modelo de tanque de almacenamiento para ACS y un acumulador de inercia para calefacción.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Sarkar J. *Transcritical carbon dioxide based heat pumps for simultaneous cooling and heating applications*. PhD Thesis, Indian Institute of Technology Kharagpur, 2005.
- [2] Reulens W. *Natural Refrigerant CO₂*. KHLim, Diepenbeek, 2009.
- [3] Thoreby A. O. *Analysis of CO₂ heat pump for low energy residential building*. Ms Thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2013.
- [4] Chandra A. R. *Refrigeration and air conditioning*. PHI Learning Pvt. Ltd., 2010.
- [5] Kim M. H., Pettersen J., Bullard C. W. *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, no 2, pp. 119–174, 2004.
- [6] Lorentzen G. *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*. International Journal of Refrigeration, Vol. 17, no 5, pp. 292–301, 1994.
- [7] Austin B. T., Sumathy K. *Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, no 8, pp. 4013–4029, 2011.
- [8] Xu X. X., Chen G. M., Tang L. M. *Experimental evaluation of the effect of an internal heat exchanger on a transcritical CO₂ ejector system*. Journal of Zhejiang University SCIENCE A, Vol. 12, no 2, pp. 146–153, 2011.
- [9] Stene, J. Integrated CO₂ heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses. International Energy Agency (IEA) Heat Pump Programme, Annex, 32, 2007.
- [10] Bensafi, A., Thonson, B. *Transcritical R744 (CO₂) heat pumps Technician's Manual*. Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques.
- [11] Klein S., Alvarado F. Engineering Equation Solver, version 9.934. F-Chart Software, 2013.
- [12] Skovrup M. J., Jakobsen A., Rasmussen B. D., Andersen S. E. CoolPack, versión 1.50. IPU and Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, 2012.
- [13] Ortiz T. M., Li D., Groll E. A. Evaluation of the performance potential of CO₂ as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modelling and analysis, ARTI final report, no 21CR/610, pp. 10030, 2003
- [14] Yamaguchi S, Kato D, Saito K, Kawai S, *Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 54, no 9, pp. 1896-1906, 2011.
- [15] Kakaç S. *Boilers, evaporators and condensers*. A Wiley-Interscience Publication
- [16] Gnielinski V. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International chemical engineering, Vol. 16, no 2, pp. 359-368, 1976.

- [17] Dang C., Hihara E. *In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement*, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, no 7; pp. 736-747, 2004
- [18] Petukhov B. S. *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*. Advances in Heat Transfer, Vol. 6, no 503, pp. i565, 1970.
- [19] Wang S., Tuo H., Cao F., Xing Z. *Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature* International Journal of Refrigeration, Vol. 36, no 3, pp. 701-716, 2013.
- [20] Sarkar J. *Transcritical CO₂ heat pump simulation model and validation for simultaneous cooling and heating*. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2008
- [21] Hu B., Li Y., Cao F., Xing Z. *Extremum seeking control of COP optimization for air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system*. Applied Energy, Vol. 147, pp. 361-372, 2015
- [22] Minetto S. *Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water*. International Journal of Refrigeration, Vol. 34, no 3, pp. 742-751, 2011.
- [23] Dai B., Li M., Dang C., Yu W., Ma Y. *Effects of lubricating oil on thermal performance of water-cooled carbon dioxide gas cooler*. Applied Thermal Engineering, Vol. 80, pp. 288-300, 2015.
- [24] Stene J. *Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating*. PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2004.
- [25] Boewe D. E., Bullard C. W., Yin J. M., Hrnjak P. S. *Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance*. ASHRAE Tran; Vol.107; pp. 189-199, 2001
- [26] Suess J, Kruse. *Efficiency of the indicated process of CO₂ -compressors*. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 194-201, 1998.
- [27] Ulrich G. D. *Chemical engineering process design an economics: A practical guide*. Palliagarnai T. Vasudevan, 2^a Edición, 2004
- [28] Hewitt G. F., Shires G. L., Bott T. R. *Process heat transfer*. CRC Press I, LLC
- [29] Grupo ASERCOM <http://www.grupoasercom.com/>> (acceso: 27 de Agosto de 2015)
- [30] Dorin <<http://www.dorin.com/>> (acceso: 27 de Agosto de 2015)
- [31] Bock <<http://www.gea.com/global/de/productgroups/compressors/compressors-for-commercial-refrigeration/index.jsp>> (acceso: 27 de Agosto de 2015)

- [32] Página oficial Bitzer
<https://www.bitzer.de/index_es.jsp;jsessionid=8D23D4C442DDBE54C124E95D3B07FDE7?country=ES> y página del software <<https://www.bitzer.de/websoftware/>>
(acceso: 27 de Agosto de 2015)
- [33] Catálogo Bitzer: Price List 2014' <
<http://hlad.com.ua/upload/files/Bitzer%202014.pdf>> (acceso: 25 de Agosto de 2015)
- [34] Precio histórico del PVPV (Precio Voluntario al Pequeño Consumidor).
<http://www.cnomys.es/blog/precio-semanal-del-pvpc/> (acceso: 25 de Agosto de 2015)
- [35] 'Datos básicos de Aragón' de IAEST <<http://www.aragon.es/iaest>> (acceso: 25 de Agosto de 2015)
- [36] Bomba de calor Q-ton <<http://www.lumelco.es/>> (acceso: 30 de Agosto de 2015)

ANEXO 1 – DIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE

1. ANTECEDENTES

El papel del dióxido de carbono en los sistemas de refrigeración se remonta más de un siglo y tuvo su mayor impacto en la refrigeración de alimentos y aire acondicionado.

En 1866, Thaddeus SC Lowe aprovechó el dióxido de carbono para la producción de hielo, aunque fue Alexander Twining quien propuso por primera vez el CO₂ como refrigerante en 1850. Tras un período de desarrollo, Carl Linde construyó la primera máquina de CO₂ en 1881 en Europa. W. Raydt desarrolló el primer sistema de fabricación de hielo por compresión utilizando dióxido de carbono en 1884. El compresor de dióxido de carbono fue construido por Franz Windhausen (Alemania) en 1880. Otros usos emblemáticos del dióxido de carbono fueron realizados por la empresa británica J & E Hall, destacan en que fueron los primeros en instalar una planta marina de dióxido de carbono en 1890. La primera producción continua de equipos frigoríficos de dióxido de carbono se inició en EE.UU. en 1897. En el campo de las aplicaciones marinas, el CO₂ como refrigerante empezó a dominar en la primera mitad del siglo XX.

No sólo las máquinas basadas en dióxido de carbono fueron creciendo en número a finales de 1800, también lo iban haciendo las mejoras que se hacían en el ciclo básico. J & E Hall demostró que la eficiencia del proceso de compresión de vapor se podía mejorar mediante el uso de dos etapas y construyó la primera máquina de CO₂ de este tipo en el año 1889. En 1905, Voorhees desarrolló lo que hoy se conoce como el ciclo de Efectos Múltiples, lo que implica una separación de líquido y vapor en una etapa intermedia en el proceso de expansión. El advenimiento de la refrigeración y aire acondicionado a finales de 1800 tuvo un enorme impacto en miles de industrias. En Europa las máquinas de CO₂ eran a menudo la única opción en ese momento. En Estados Unidos se utilizó el CO₂ en sistemas de refrigeración alrededor de 1890 y en el enfriamiento alrededor de 1900.

Hasta aproximadamente 1940, el dióxido de carbono junto con el amoníaco se utilizaban para los sistemas estacionarios medianos y grandes. Pero el uso del amoníaco estaba limitado en aplicaciones industriales debido a su toxicidad. En cambio, con el dióxido de carbono no existía este peligro y, por tanto, las industrias relacionadas con los alimentos, cocinas, restaurantes y lugares de ocupación humana, como hospitales, teatros y sistemas de aire acondicionado, empleaban el dióxido de carbono. Aunque el CO₂ contaba con algunas desventajas. La mayor de ellas era la pérdida de la capacidad y bajo COP cuando tenían que ceder calor a altas temperaturas, especialmente en climas cálidos. La contención del refrigerante a alta presión era difícil con la tecnología de sellado disponible en ese momento. Estas desventajas motivaron a buscar nuevos refrigerantes seguros, con gran capacidad, gran COP para altas temperaturas de descarga y que pudieran operar a bajas presiones. Ésto dio lugar a la introducción de los clorofluorocarburos (CFCs) en 1930.

En las décadas de 1940 y 1950, los refrigerantes con base de clorofluorocarburo se introdujeron mediante una campaña de publicidad masiva y rápidamente se hicieron cargo de una gran parte del mercado. Problemas de contención de alta presión, la capacidad y la pérdida de eficiencia a alta temperatura de descarga, la comercialización agresiva de productos con CFCs, montaje de bajo coste en comparación con los sistemas de la competencia, y un fracaso de los fabricantes de sistemas de CO₂ para mejorar y modernizar el diseño de sistemas y maquinarias, fueron las razones para una disminución de sistemas con CO₂. El dióxido de carbono fue eliminado en la década de 1950. Sólo el amoníaco se ha mantenido como refrigerante preferido en las grandes máquinas industriales, mientras que todos los demás campos convencionales quedaron completamente dominados por los distintos tipos de CFCs y HCFCs. El principal argumento utilizado en su propagación era su seguridad, aunque resultó ser errónea: su capacidad y contribución a la destrucción de la capa de ozono llevó al Protocolo de Montreal a la prohibición de la mayoría de los compuestos de CFCs y HCFCs. Ésto obligó a buscar nuevos refrigerantes, de tal manera que no disminuyera el rendimiento en comparación con el obtenido con estos refrigerantes. De aquí salieron los HFCs (Hidrofluorocarburos). Los HFCs se utilizan actualmente en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado de nueva producción. Son sustancias con cero ODP (Ozone Depletion Potential), y que presentan propiedades térmicas y de transporte similares a los CFCs y los HCFCs. Por lo tanto, esta nueva clase de fluidos puede usarse con maquinaria ya diseñada para los CFCs y los HCFCs, realizando alguna pequeña modificación. El R134a es uno de los refrigerantes HFCs más utilizados en la refrigeración y en el aire acondicionado. La principal desventaja es que se puede descomponer por la luz solar en la troposfera, formando sustancias ácidas y venenosas, es decir, no es muy recomendable reemplazar los CFCs / HCFCs con una nueva familia de hidrocarburos para ser utilizado en cantidades de cientos de miles de toneladas cada año. Se buscaron soluciones como la de utilizar sustancias de origen natural como refrigerantes.

El dióxido de carbono es uno de esos refrigerantes, que además, como hemos visto, fue utilizado hasta la década de los 40, y es posiblemente el mejor refrigerante que se espera para el futuro, tanto en aplicaciones de aire acondicionado como en bombas de calor, debido a su naturaleza benigna con el medio ambiente. A principios de 1990, el profesor noruego Gustav Lorentzen propuso un ciclo de dióxido de carbono transcrito donde la presión del lado de alta se puede controlar mediante una válvula de estrangulamiento. Las principales diferencias entre este ciclo y el ciclo convencional son:

- La cesión de calor del dióxido de carbono a otro fluido se produce en los regímenes supercríticos debido a la baja temperatura crítica del CO₂ (31,2 °C).
- El condensador se reemplaza por un enfriador de gas.
- Los componentes son más compactos debido a la alta presión.

En 1993, Lorentzen y Petersen publicaron datos experimentales de un prototipo de sistema de aire acondicionado con CO₂ para un automóvil y lo compararon con un sistema con R12 con las mismas dimensiones del intercambiador de calor y misma potencia. El resultado fue que la eficiencia de los dos sistemas era casi la misma, aunque el cálculo del ciclo simple indicaba menor COP para el sistema de CO₂. Con

base a estos resultados, el interés en el CO₂ como refrigerante aumentó considerablemente en los años noventa y el número de desarrollos y proyectos fueron iniciados por el sector de la investigación y la industria en los países europeos y EE.UU.

2. COMPARACIÓN CON OTROS REFRIGERANTES

La Tabla 1.1 muestra la comparación de CO₂ con otros refrigerantes. Las principales diferencias son la baja temperatura crítica y la alta presión crítica, que son responsables de que en los sistemas donde se utiliza el dióxido de carbono tengan una mayor presión. Ésto da la ventaja de una alta capacidad volumétrica, por lo que conduce a un diseño más compacto en comparación con los otros refrigerantes. Debido a la gran variación de temperatura de CO₂ que se puede obtener en el refrigerador de gas, el dióxido de carbono se puede utilizar de manera efectiva en las aplicaciones de bombas de calor. Éste ofrece rangos de aplicación muy amplios en comparación con otros refrigerantes, tal y como se muestra en la Figura 1.1. Aunque el ciclo subcrítico de CO₂ sólo se utiliza en las aplicaciones de baja temperatura, el ciclo de CO₂ transcrito puede cubrir un enfriamiento de hasta - 50 ° C y un calentamiento de hasta 120 °C aproximadamente.

Tabla 1.1 Comparación con otros refrigerantes. Fuente: Sarkar (2005) [1]

Refrigerantes	R22	R134a	R717	R290	R600 a	R744
Fórmula química	CHClF ₂	C ₂ H ₂ F ₄	NH ₃	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	CO ₂
Peso molecular	86.48	102.03	17.03	44.1	58.0	44.01
Punto de ebullición normal, °C	-40.80	-26.15	-33.35	-42.10	-11.60	-78.40
Punto triple, °C	-160.0	-96.6	-77.7	-187.1	-159.6	-56.6
Presión crítica, bar	49.88	40.56	112.97	42.52	36.40	73.72
Temperatura crítica, °C	96.0	101.1	113.0	96.8	134.7	31.1
Presión de saturación (0°C), bar	4.976	2.929	4.304	4.172	1.564	34.80
ODP	0.005	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
GWP 100 años	1500	1200	0.0	0.0	0.0	0 (1)
GWP 20 años	4100	3100	0.0	0.0	0.0	0 (1)
¿Inflamable o explosivo?	No	No	Sí	Sí	Sí	No
Toxicidad	Sí	Sí	Sí	No	No	No
Capacidad volumétrica (0°C), kJ/m ³	4344	2860	4360	3870	1509	22600

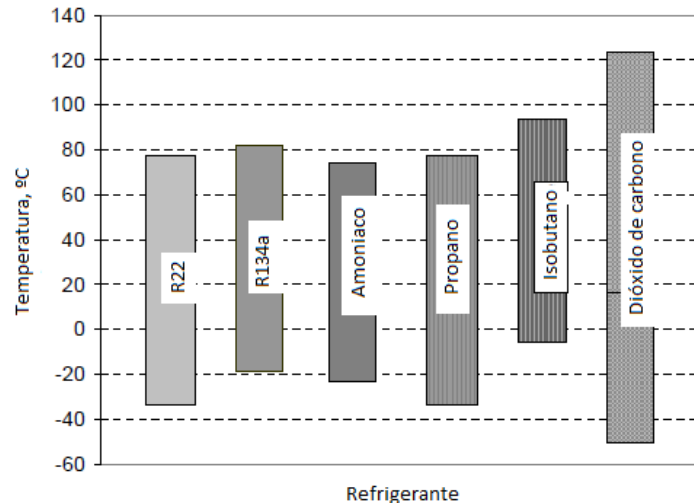


Figura 1.1 Comparación en términos de rangos de aplicación. Fuente: Sarkar (2005) [1]

Los beneficios del CO₂ como refrigerante se resumen a continuación:

- Es compatible con lubricantes normales y materiales de construcción de una máquina común. No es ni inflamable ni tóxico.
- La relación de compresión es menor en comparación con el refrigerante convencional.
- El dióxido de carbono tiene fácil acceso a todas partes y es independiente de cualquier monopolio de suministro.
- Su mantenimiento es sencillo, además no necesita 'reciclaje' y el precio requerido es muy bajo.
- El peso y el espacio de los componentes del sistema basado en CO₂ se reduce debido a su alta capacidad volumétrica (Tabla 1.1).
- Todas las propiedades y características de dióxido de carbono son conocidas y están ampliamente documentadas. No se necesitan más pruebas de toxicidad.
- El CO₂ tiene un valor de ODP de 0 y un valor de GWP (Global Warming Potential) de 1, éste último porque se recuperan cantidades de CO₂ de desecho industrial, por ejemplo, en refinerías de petróleo o en plantas de producción de amoníaco. Como un componente natural de la biosfera, el CO₂ no tendrá efectos inesperados a largo plazo en la salud o el medio ambiente.
- Los rangos de temperatura son más amplios que otros refrigerantes puros (Tabla 1.1).

3 ESTADO ACTUAL DE LOS SISTEMAS DE CO₂

En la última década se han estado realizando estudios para los siguientes usos con el CO₂:

- Ciclos transcíticos.
- Como refrigerantes de un sistema con un ciclo subcrítico en cascada, con otros refrigerantes naturales en aplicaciones relacionadas con los alimentos debido a sus buenas propiedades de transferencia de calor.

- Como un fluido secundario.

Los ciclos transcríticos se emplean tanto en máquinas frigoríficas como en bombas de calor.

Los principales desarrollos tecnológicos para estas aplicaciones son:

Sistemas en cascada

Los sistemas en cascada con dióxido de carbono y propano como refrigerantes se implementaron recientemente en un pequeño supermercado en Dinamarca. Los holandeses también comenzaron el uso de sistemas en cascada basados en CO₂ en los restaurantes y la congelación de alimentos. En 2003, Grenco BV en los Países Bajos, presentó un sistema en cascada basado en NH₃-CO₂ para aplicaciones de congelación. Conjuntamente con Kansai Electric Power Co., Mayekawa Mfg. Co. de Japón, también han desarrollado un sistema en cascada de baja temperatura y se han completado satisfactoriamente pruebas de funcionamiento en una unidad experimental de 80 kW empleando CO₂ y NH₃. En 2002, el Grupo Stellar de EE.UU. instaló el sistema en cascada más grande de CO₂-NH₃ en el mundo. Estos sistemas han ganado un renovado interés en la industria de los alimentos perecederos para aplicaciones de almacenamiento y congelación debido a su rentabilidad y a sus características de funcionamiento.

Ciclos transcríticos

En 1994 nació el proyecto europeo RACE con el fin de estudiar el comportamiento ambiental del ciclo de dióxido de carbono y su viabilidad en automóviles. Gracias a proyectos como éste, marcas como Toyota, Chrisler o Wolkswagen ya incluyen sistemas de aire acondicionado en sus vehículos que funcionan con dióxido de carbono. Denso desarrolló el primer sistema de aire acondicionado de CO₂. Visteon de Europa desarrolló el sistema de aire acondicionado de un coche utilizando CO₂ como refrigerante. Nissan está dispuesta a poner en marcha los vehículos de pila de combustible (FCV) equipadas con un sistema de aire acondicionado de CO₂, desarrollado conjuntamente por Nissan y Calsonic Kansei Corp. Danfoss A / S e Hydro Alunova han establecido una empresa conjunta para desarrollar una nueva generación de tubos de aluminio para su uso en sistemas de aire acondicionado para automóviles.

Para las bombas de calor destacan las siguientes aplicaciones:

- Para calentamiento de agua caliente sanitaria, Denso, de Japón, utilizó el primer ciclo transcrítico de CO₂ y desarrolló una unidad de suministro de agua caliente con bomba de calor 'EcoCute' con una capacidad de calentamiento de 4,5-6 kW. Shecco Technology, propiedad de Norsk Hydro, se encarga de promover esta tecnología en todo el mundo, centrándose también en la comercialización de la tecnología en el aire acondicionado de los automóviles y máquinas expendedoras en Japón, EE.UU. y Europa (desde 1995, SINTEF y Denso habían estado desarrollando esta tecnología juntos, y luego Denso consiguió comercializarla). Actualmente hay más de 20 fabricantes japoneses de bombas residenciales EcoCute y 15 fabricantes de sistemas comerciales.

- Para calentamiento de agua caliente sanitaria y calefacción conjunta, el primer fabricante que introdujo esta combinación fue Sanyo Electric Co. Ltd para el mercado Europeo. Algunas empresas europeas también han estado desarrollando esta tecnología y fue Stiebel Eltron (Alemania) la primera que desarrolló una bomba de calor de 5 kW.

También se han realizado prototipos para producción simultánea de refrigeración y calefacción y para las bombas de calor RAC (reversible air conditioner). Sarkar (2005) propuso un prototipo para producción conjunta de calefacción y aire acondicionado para una fábrica lechera.

ANEXO 2 - EQUIPOS

1. COMPRESORES

Debido a las características termodinámicas del CO_2 , los ciclos transcríticos de dióxido de carbono trabajan a diferentes condiciones de operación que los ciclos convencionales. A continuación se van a detallar las principales diferencias que existen:

Los ciclos transcríticos operan a niveles de alta presión, típicamente entre 75 y 140 bar. Por consiguiente, la presión media efectiva es mucho mayor que en los HFC. La Figura 2.1 muestra la presión de trabajo típica para los compresores de CO_2 en comparación con los fluidos tradicionales.

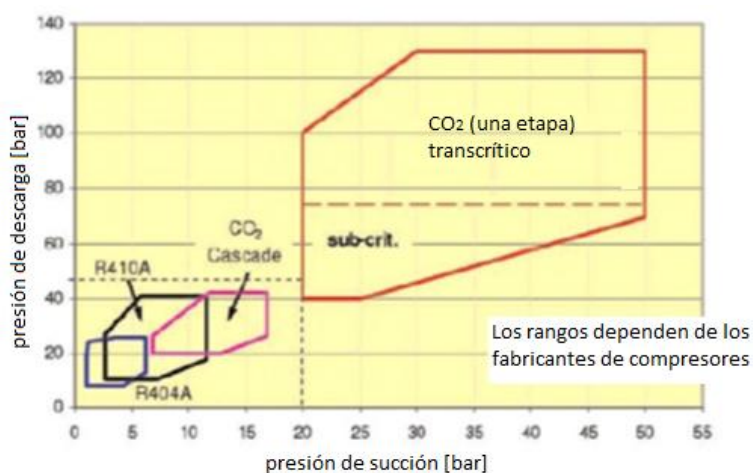


Figura 2. 1 Presión de trabajo de varios refrigerantes. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

En la Figura 2.2 se muestra la p_m "presión efectiva media" para un compresor de CO_2 y otro de R134a que tienen la misma capacidad de enfriamiento a 0°C . La alta presión que se obtiene obliga a un re-diseño total de los compresores, de modo que la presión de rotura se pueda llegar a elevar a 350 - 400 bar, al mismo tiempo también es necesario tener en cuenta las peculiares propiedades termo-físicas del CO_2 .

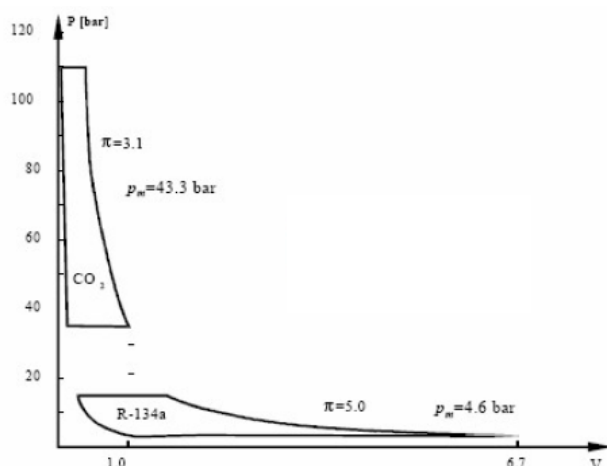


Figura 2. 2 Presión media efectiva. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

- En el proceso de los compresores convencionales la razón principal para la disminución de la eficiencia de compresión relacionada con el proceso isoentrópico ideal está basada en las pérdidas por estrangulación a través de las válvulas. Cuando se hace referencia al CO₂, la presión de descarga es relativamente alta, como se muestra en la Figura 2.1, lo que limita estas pérdidas en comparación con los refrigerantes convencionales como el R134a.
- La menor relación de presión, definida por la presión de succión y la presión de descarga, actúa positivamente en la expansión del gas atrapado dentro del cilindro. Esta relación de presión limitada promueve una apertura temprana de las válvulas de aspiración (en comparación con los HFC), que teóricamente debería mejorar la eficiencia volumétrica.
- La eficiencia del proceso de compresión real depende también de las fugas dentro del cilindro, así como en la transferencia de calor entre el fluido y la pared del cilindro durante la compresión. Un trabajo realizado por Suess y Kruse [26] ha demostrado que las pérdidas relacionadas con las fugas de estrangulamiento del cilindro superan a las pérdidas por transferencia de calor. Como consecuencia, las pérdidas relacionadas con la fuga a través del cilindro pueden ser relevantes. Sin embargo, con un buen diseño mecánico esta fuga se puede reducir.

Debido a estos argumentos, Suess y Kruse [26] presentan el compresor alternativo como la opción preferida para la compresión de R744 frente a los compresores rotativos, debido al hecho de que es más fácil mejorar el sellado del cilindro, principalmente con juntas tóricas.

A continuación se van a detallar los distintos tipos de compresores que existen para los ciclos transcíticos que operan con CO₂, poniendo especial atención a los compresores alternativos semi-herméticos. Cabe mencionar que existen compresores para ciclos subcríticos.

1.1 Compresores disponibles en el mercado

Los distintos tipos de compresores son los siguientes:

- Compresores alternativos
- Compresores rotativos
- Compresores para aplicaciones automotrices

Los compresores alternativos han sido desarrollados para aplicaciones de pequeño y mediano tamaño, principalmente estacionarias, mientras que los compresores rotativos están dedicados a aplicaciones estacionarias de gran tamaño o de media-baja capacidad

1.1.1 Compresores alternativos

Actualmente se encuentran disponibles para una amplia gama de aplicaciones y capacidades de enfriamiento. Como se ha visto, los cilindros son pequeños

comparados con los de un compresor de HFC. Ésta es una ventaja para los compresores de baja capacidad, por lo que pueden ser empleados en las máquinas expendedoras. A continuación se muestran los distintos tipos

Compresores alternativos herméticos

Fueron desarrollados hace varios años con el fin de satisfacer el mercado de la refrigeración comercial de baja capacidad, principalmente para máquinas expendedoras. Son compresores transcíticos, diseñados para trabajar hasta 140 bar. Además se componen de un único pistón con un desplazamiento que va desde 1 hasta 4 cm³. La presión de evaporación típica permanece entre 20 y 42 bar. La Tabla 2.1 resume las principales características de los compresores herméticos. Para ello se han utilizado las siguientes condiciones de operación: la capacidad de enfriamiento se calcula a -10°C y 7,2°C, la temperatura de aspiración y la temperatura de salida del enfriador de gas son iguales a 32°C y la presión de descarga es de 90 bar.

Tabla 2. 1 Características compresores herméticos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Desplazamiento (min-max)	[cm3]	0.92-4.00
Cilindros		1
Presión de baja (min-max)	[bar]	18-42
Presión de alta (max)	[bar]	120
Enfriamiento del motor		Gas de succión/ Ventilador
Capacidad a -10°C (min-max)	[W]	480-2070
Capacidad a 7.2°C (min-max)	[W]	760-3330

Un ejemplo de la eficiencia isoentrópica y volumétrica se da en las Figuras 2.3 y 2.4, como una función de la presión de descarga para diferentes valores de presión de evaporación ('Natural Refrigerant' [2]).

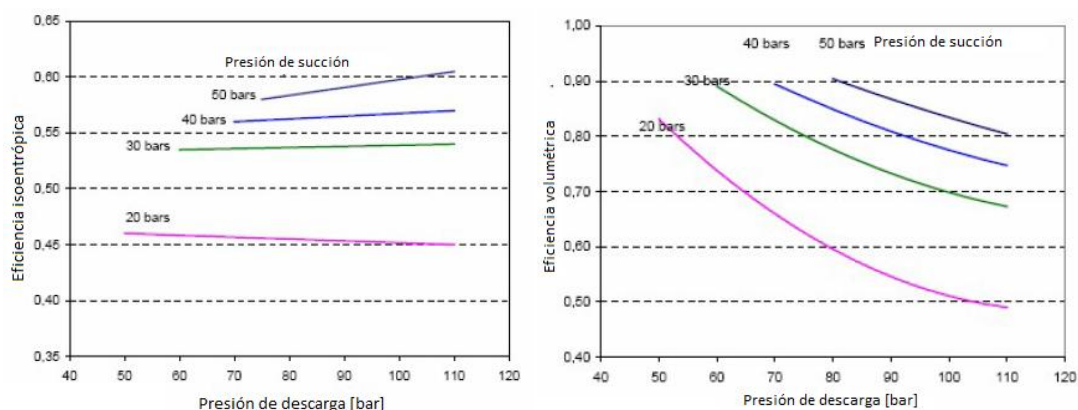


Figura 2. 3 y Figura 2. 4 Eficiencia isoentrópica y volumétrica compresor hermético. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Los principales fabricantes de compresores herméticos son ACC, Danfoss, Embraco y Tecumseh. La Figura 2.5 muestra la oferta de 2009 por ASERCOM [29] en términos de compresores de émbolo pequeños. La capacidad de enfriamiento se calcula a -5°C y -25°C, la temperatura de aspiración y la temperatura de salida del enfriador de gas son iguales a 32°C y la presión de descarga es de 90 bar.

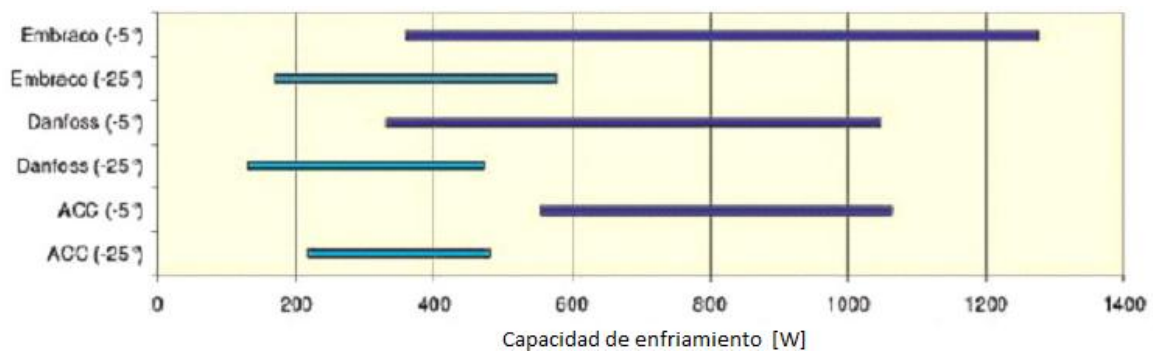


Figura 2. 5 Capacidad de enfriamiento de compresores herméticos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Compresores alternativos semi-herméticos

Fueron desarrollados a principio de 1990. El principal objetivo era la refrigeración comercial y el aire acondicionado estacionario. Actualmente hay cientos de compresores en funcionamiento en toda Europa. Existen dos familias dentro de los compresores semi-herméticos: transcríticos y subcríticos. Mientras que los transcríticos están destinados principalmente para la refrigeración comercial y aire acondicionado estacionario, los compresores subcríticos se utilizan en la refrigeración comercial e industrial.

Compresores alternativos semi-herméticos para aplicaciones transcríticas.

Los principales fabricantes de compresores en Europa han desarrollado una gama completa de compresores semi-herméticos de pistones. La mayoría de ellos tienen dos cilindros en línea, pero la necesidad de una mayor capacidad ha llevado al desarrollo de los compresores de cuatro cilindros o al acoplamiento de dos compresores (configuración tándem).

La Tabla 2.2 resume las principales características técnicas de los compresores de pistón de una etapa para aplicaciones transcríticas que están disponibles en el mercado a fecha del 2009. [2]. La capacidad de enfriamiento se calcula a una temperatura de evaporación de entre -10°C y 7,2°C; a una temperatura de aspiración y a una temperatura de salida del enfriador de gas que son iguales a 32°C y a una presión de descarga de 90 bar.

Tabla 2. 2 Características compresores semi-herméticos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Volumen de barrido (min-max)	[m ³ /h]	1.0-25.2
Cilindros		2 y 4
Velocidad de rotación	[rpm]	1450 y 2900
Presión de baja (min-max)	[bar]	20-50
Presión de alta (max)	[bar]	40-140
Enfriamiento del motor		Gas de succión/ Enfriamiento externo
Capacidad a -10°C (min-max)	[kW]	3-75
Capacidad a 7.2°C (min-max)	[kW]	5-121

Una curva de rendimiento isoentrópico y volumétrica típica como una función de la relación de presión y a diferente presión de aspiración y el recalentamiento constante se da en las Figuras 2.6 y 2.7.

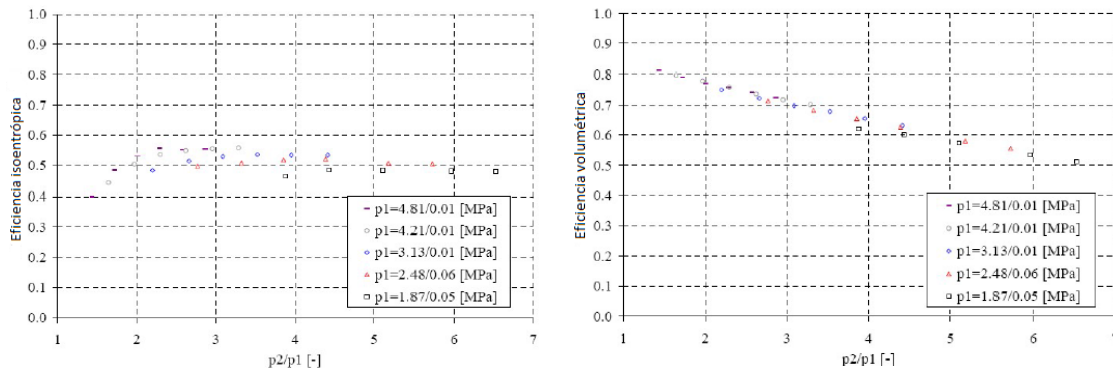


Figura 2. 6 y Figura 2. 7 Eficiencia isentrópica y volumétrica compresor hermético. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Finalmente, la Figura 2.8 muestra la gama de productos disponibles en ASERCOM en términos de compresores de pistón semi-herméticos para aplicaciones transcriticals.

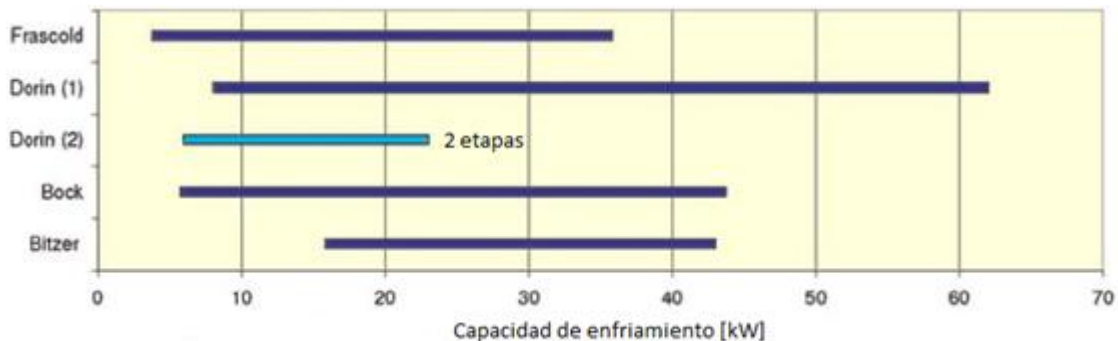


Figura 2. 8 Capacidad de enfriamiento de compresores semi-herméticos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

A continuación se muestran los fabricantes de compresores alternativos y sus productos con mayor relevancia en el mercado. La información se ha obtenido tanto de 'Natural Refrigerant' [2] como a través de sus páginas webs en internet.

Dorin [30]

Este fabricante italiano comercializa una gama de compresores para el funcionamiento transcrítico. Con volúmenes de desplazamiento 3,5 a 12,6 m³/h, Dorin abarca la más amplia gama de compresores alternativos semi-herméticos disponibles en el mercado.

La línea de productos TCS Dorin cuenta con compresores de una sola etapa que operan bajo condiciones transcríticas y son adecuados para:

- Transporte refrigerado
- Refrigeración comercial
- Producción de agua caliente y calefacción
- Sistemas HVAC (sistemas de calefacción, ventilación, y aire acondicionado)

Cabe destacar la serie CO₂ 400 que ofrece la mayor capacidad de refrigeración.

Con el fin de garantizar la posibilidad de utilizar dióxido de carbono para aplicaciones de congelación, de acuerdo con un ciclo transcrítico, el fabricante italiano Dorin desarrolló un compresor de doble etapa que ha estado en el mercado desde la última

década de 1990. La compresión de doble etapa permite el enfriamiento entre etapas, para así ampliar el campo de aplicación del compresor.

Bock [31]

Son compresores semi-herméticos impulsados eléctricamente y que son exclusivos para ciclos transcíticos R744 destinados a la refrigeración o aire acondicionado para aplicaciones industriales y comerciales.

Los compresores de desplazamiento fijo de dos cilindros tienen integrado un motor eléctrico de 4 polos (1.500 rpm), con volúmenes de barrido que van desde 90 hasta 190 cc (que produce volúmenes de desplazamiento de 6.2 m³/h).

La serie de compresores HGX2 y HAX2 puede manejar la velocidad de giro variable, con un máximo de 1.800 rpm. Están equipadas con válvulas de seguridad HP y LP y utilizan aceite sintético. Su peso total es de unos 160 kg. Actualmente disponen de dos series más; la HGX34 y la HGX46.



Figura 2. 9 Compresores HGX2 y RKX 26/31. Fuente: CETIATH [10]

Otro modelo que disponen es el compresor RKX 26/31 semi-hermético que se aprovecha de un nuevo diseño con 6 pistones radiales. Ésto permite que sea una versión más delgada que la serie HGX2. El motor consta de 2 o 4 polos (3000/1500 rpm - velocidad máxima de 3600 rpm), con una cilindrada de 31 cc, que permite un volumen de desplazamiento de 2,60 m³/h a 6,70 m³/h. Este compresor se puede montar tanto en posiciones horizontal y vertical. Utiliza Bock C120E (aceite sintético), tiene un separador de aceite integrado y válvulas de seguridad de HP / LP.

Danfoss

Ofrece compresores de desplazamiento de volúmenes pequeños con una capacidad que varía de aproximadamente 500 W a 2 kW. El volumen de desplazamiento es aproximadamente de 1 a 3 cc. Estos compresores se utilizan en algunas de las máquinas expendedoras de Coca Cola.



Figura 2. 10 Compresor Danfoss. Fuente CETIATH [10]

Daikin

Utiliza un compresor inversor de tipo basculante con una carcasa capaz de soportar altas presiones.

Otro de los fabricantes es Bitzer [32] del que se hablará con más detalle en el Anexo 3.

1.1.2 Compresores rotativos

Los compresores rotativos de dióxido de carbono para aplicaciones transcíticas se han desarrollado sobre todo por los fabricantes asiáticos con el fin de satisfacer el mercado de agua caliente sanitaria. En la mayoría de los casos tienen motores de corriente continua. Por lo general operan a temperaturas de evaporación positivas. En los compresores rotativos la entrada está normalmente controlada por la posición del pistón y la salida puede, o bien ser controlada también por la posición del pistón, o por una válvula de presión automática. Normalmente no hay elementos particulares de sellado y los componentes que forman la cámara de compresión están fabricados con gran precisión. El aceite se encarga de lubricar el compresor y de reducir las pérdidas de gas. La Figura 2.11 muestra algunos de los compresores para bombas de calor. El desplazamiento típico es $3,00 \text{ cm}^3$ y la velocidad de rotación se puede regular hasta 7.200 rpm. La capacidad de refrigeración a una temperatura de evaporación de $7,2^\circ\text{C}$, una presión de descarga de 90 bar y a una temperatura de salida de refrigeración de gas de 32°C puede ser de aproximadamente de 6 kW a la velocidad máxima.

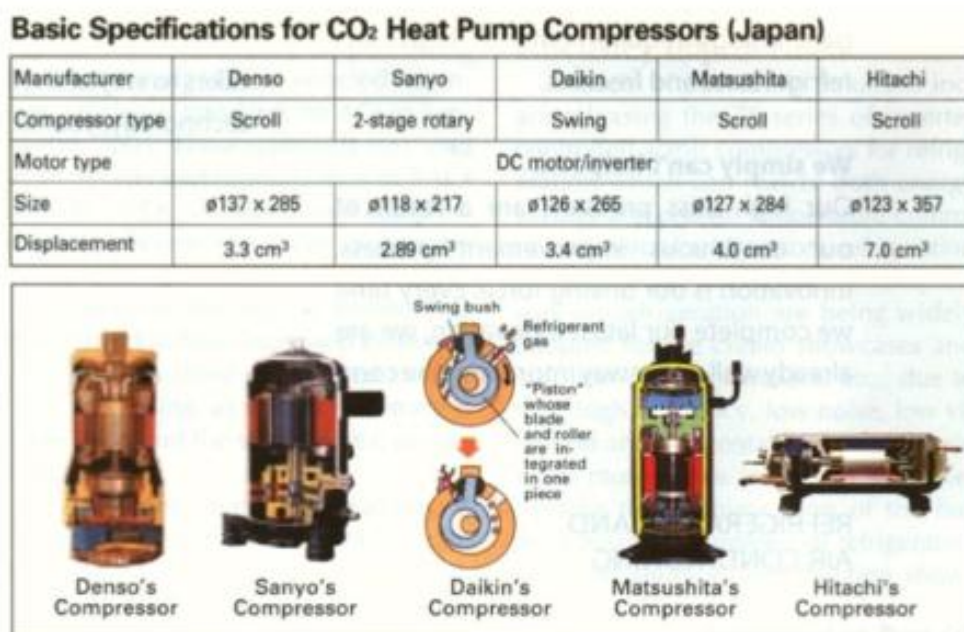


Figura 2. 11 Compresores rotativos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Cabe destacar el compresor de pistón laminado de doble etapa de Sanyo que garantiza la posibilidad de aumentar la relación de presión: la compresión de doble etapa también limita el problema de las fugas, que es típico de los compresores rotativos. Además son empleados en sus bombas de calor EcoCute. Sanyo ofrece una gama completa de compresores con desplazamiento de 0,5 a $3,3 \text{ cm}^3$. Estos tipos de compresores también se emplean en máquinas expendedoras.

1.1.3 Compresores para automóviles

El aire acondicionado para los automóviles es uno de los campos de aplicación para el dióxido de carbono. Diferentes compresores se han desarrollado para servir a estos sistemas. Son compresores de tipo abierto que además pueden ser de desplazamiento, ya sea de pistón o rotativos, fijo o variable.

Fabricantes como Sanden (29,8 cm³ de cilindrada), Zexel (28,0 cm³), Calsonic-Kansen (30,0 cm³), tienen compresores con desplazamiento fijo. Para compresores de desplazamiento variable destaca Obryst.

1.1.4 Los lubricantes para compresores de CO₂

En los últimos años se ha dedicado un gran esfuerzo en descubrir el mejor lubricante para los compresores de CO₂. Aceites minerales y sintéticos (POE polyolesthère, PVE polyvinilesther, polyalchilenglycol PAG, Alchilbenzenic AN, POA polialfaolefina) han sido analizados; sin embargo, sigue siendo muy difícil encontrar datos de estos análisis. El interés de los fabricantes de compresores se concentra principalmente en los lubricantes PAG, POE y, de una manera más limitada, en PAO. En términos generales, cuando se utiliza un lubricante en un ciclo de compresión de vapor los siguientes requisitos deben ser considerados:

- Buenas propiedades de lubricación de los compresores.
- Retorno de aceite al compresor.
- Estabilidad y compatibilidad con los materiales en el circuito de refrigeración.

Para la lubricación de los distintos contactos entre piezas en el interior del compresor, debido al nivel de alta el estrés en el engranaje es relevante la presión (cuanto mayor es la presión, mayor es el estrés específico), por lo tanto, el lubricante debe tener alta viscosidad. La solubilidad también es importante para el tamaño de las tuberías que van de los evaporadores a los compresores, y para garantizar el retorno del aceite al compresor. Para los fabricantes de compresores, así como para los diseñadores, es de suma importancia conocer el diagrama de equilibrio de la mezcla CO₂-aceite, con el fin de evaluar cuál es la composición exacta de la mezcla y de conocer, en el diagrama dedicado, su viscosidad real.

2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son muy importantes para la eficiencia energética del sistema y, por tanto, su elección y dimensionamiento deben evaluarse cuidadosamente. En general, no hay mucha diferencia entre los intercambiadores de calor utilizados para el ciclo tradicional y los utilizados para el ciclo transcrito, excepto por la necesidad de resistir una presión mucho mayor. A continuación se muestran los distintos tipos de intercambiadores utilizados con CO₂.

2.1 Intercambiador de calor de tubos con aletas

Se utilizan tubos aleteados cuando el coeficiente de transferencia de calor de uno de los fluidos es mucho menor que el otro. Como resultado, el área exterior se amplía, siendo ésta más grande que el área interior. Éste tipo de intercambiador de calor es empleado cuando uno de los fluidos es aire, por ejemplo, cuando la fuente de calor del evaporador es aire, o cuando se quiere ceder calor al ambiente, el enfriador de gas utiliza esta configuración. Hay varios tipos de geometrías:

Intercambiador de calor de tubo con aletas utilizando tubos redondos

Los tubos con aletas tradicionales de cobre y aluminio son los intercambiadores de calor más utilizados y extendidos cuando el fluido externo es aire atmosférico. Es un producto industrial fabricado según una tecnología madura y está disponible en el mercado con una geometría que abarca un amplio rango para cumplir con las necesidades de todas las aplicaciones actuales. Su éxito está relacionado con buena relación coste / rendimiento, alta fiabilidad y gran flexibilidad de diseño. Su uso para los ciclos transcíticos sólo requiere tener un tubo con una pared suficientemente gruesa para resistir las altas presiones que se requieren en el enfriador de gas, que suelen estar comprendidas entre 80 y 110 bar en procesos comerciales y que alcanzan mayores valores en procesos industriales. Como las presiones en el evaporador son más pequeñas, la pared puede ser más fina. La geometría de las aletas se puede ajustar a varias formas:

- Aletas continuas que pueden ser lisas, Figura 2.12 A), o por lo general, onduladas o en relieve, Figura 2.12 B).

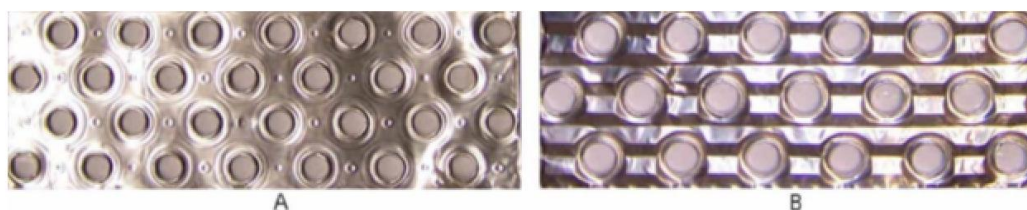


Figura 2. 12 Aletas continuas. A) lisas y B) onduladas. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

- Aletas no continuas que presentan una gran variedad de formas, como se ilustra en la Figura 2.13.

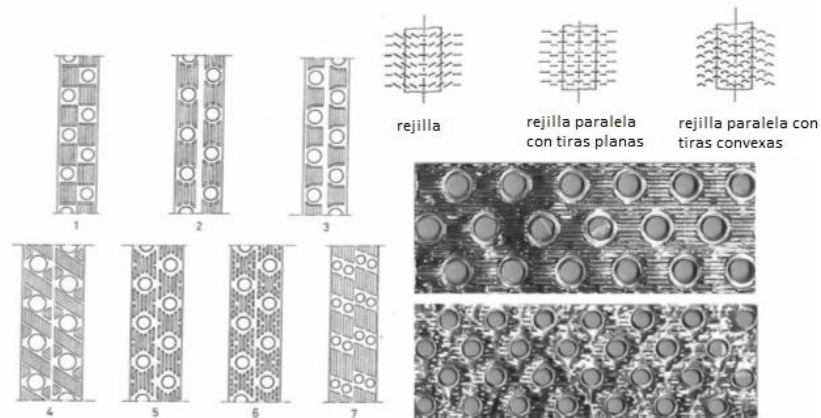


Figura 2. 13 Aletas no continuas. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Intercambiador de calor de tubo con aletas utilizando tubos planos con microcanales internos

Se llevan utilizando desde hace muchos años principalmente en sistemas de automoción. Recientemente se han empezado a utilizar para aplicaciones de aire acondicionado, con especial referencia a los que utilizan CO₂ en ciclos transcíticos. Tales intercambiadores de calor utilizan tubos planos de aluminio por extrusión y las aletas están fijadas a los lados planos de los tubos por soldadura dentro de un horno en atmósfera controlada.

Las principales ventajas de estos intercambiadores son:

- Gran área de transferencia de calor que permite una gran compacidad y pequeño volumen interno.
- Alta eficacia de transferencia de calor en el lado del aire.
- Alta eficacia de transferencia de calor en el lado del refrigerante debido al pequeño diámetro hidráulico de los canales internos, que a su vez requiere pequeña longitud de la trayectoria de fluido para limitar la caída de presión.
- Bajo costo para la producción en masa.

Por otro lado hay una serie de desventajas:

- Graves problemas para tener una distribución uniforme de la tasa de flujo de refrigerante entre los tubos individuales cuando se usa como evaporador.
- Problemas para evacuar el agua que deriva de la condensación de humedad. Necesidad de una descongelación frecuente cuando funciona como evaporador con temperaturas de la superficie por debajo de 0° C.

Por lo general, las aletas están formadas por una cinta de aluminio doblada en forma de V de modo que, alternativamente, se coloca en contacto con las caras de dos tubos contiguos: típicamente las aletas son de tipo persiana con el fin de lograr un alto valor del coeficiente de transferencia de calor. Las principales características de intercambiadores de calor con microcanales se ilustran en la Figura 2.14

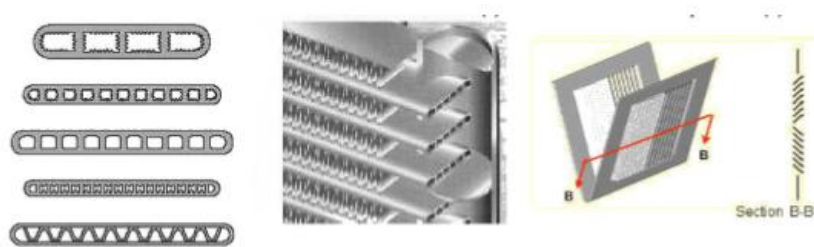


Figura 2. 14 Intercambiadores con microcanales. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Dos arreglos de los tubos en el intercambiador de calor son posibles, la más común se muestra en la Figura 2.15 en la parte de arriba y se caracteriza por dos cabeceras, generalmente en posición vertical, en la que se insertan los tubos. Otra disposición de tubos, que es bastante común para unidades pequeñas, es la que se muestra en la Figura 2.15 en la parte de abajo, donde el tubo está doblado de manera que forme un serpentín.

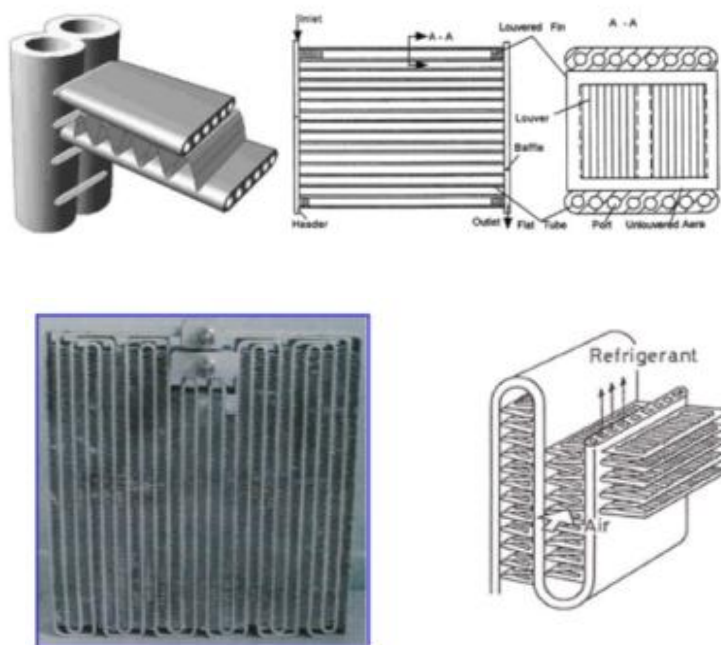
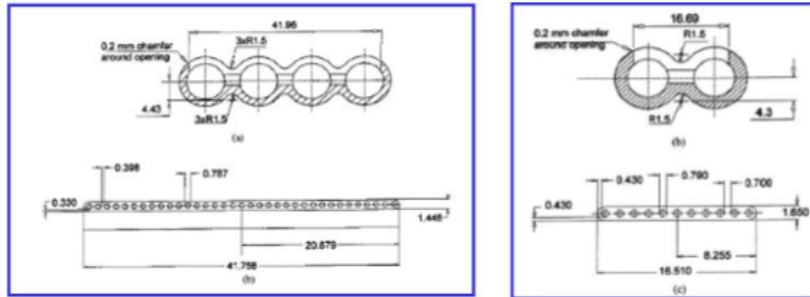


Figura 2. 15 Otras disposiciones de intercambiadores con microcanales. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

Tubos planos extruidos de aluminio son muy adecuados para soportar la alta presión interna, como es requerido por los ciclos de CO₂. Están diseñados con canales internos de sección transversal circular y de diámetro pequeño, como está representado en la Figura 2.16.



Evaporador

Enfriador de gas

Figura 2. 16 Tubos planos extruidos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

2.2 Intercambiadores de calor de placas soldadas

Son muy utilizados en los circuitos de refrigeración cuando el fluido externo al condensador o evaporador está en fase líquida.

Las ventajas de estos intercambiadores son:

- a) Alta densidad de superficie
- b) Altos coeficientes de transferencia de calor
- c) Elementos muy compactos

La resistencia mecánica de estos intercambiadores con soldadura es más que suficiente para soportar la tensión resultante de la presión de los ciclos que funcionan en refrigerantes tradicionales, pero es inadecuada para las altas presiones de los ciclos transcríticos, por lo que es una gran desventaja para estos equipos. Además funcionan peor cuando se emplean como evaporadores, por lo que cada fabricante debe disponer de un diseño apropiado.

Aún así se encontró una solución: utilizar placas externas unidas por tirantes, Figura 2.17, que además puede ser desmantelada a diferencia de cualquier versión soldada.



Figura 2. 17 Placas externas unidas por tirantes. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

2.3 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos

Estos intercambiadores son baratos, fáciles de fabricar y no plantean problemas particulares para resistir altas presiones desde tubos. Además están disponibles en el mercado con un rango bastante amplio de espesores de pared y de diámetros. El tipo de intercambiador de calor más utilizado es el multi-tubular, Figura 2.18, que consta de uno o varios tubos que se encuentran en el interior de un tubo anular. A diferencia de la versión para refrigerantes tradicionales, el CO₂ fluye dentro de los tubos internos, ya que de esta manera se incrementa la resistencia mecánica a la presión interna.

Por último, ofrecen un buen rendimiento térmico y mejor funcionamiento cuando los fluidos están a contraflujo.

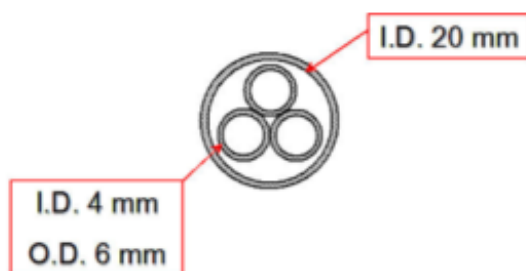


Figura 2. 18 Sección intercambiador de tubos concéntricos. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

2.4 Equipos comerciales

En este apartado se recogen varias figuras que se comentan en la memoria.

Evaporadores



Figura 2. 19 Chasis evaporador Daikin aire-CO₂ con aletas. Fuente: CETIATH [10]

Enfriadores de gas e intercambiadores internos

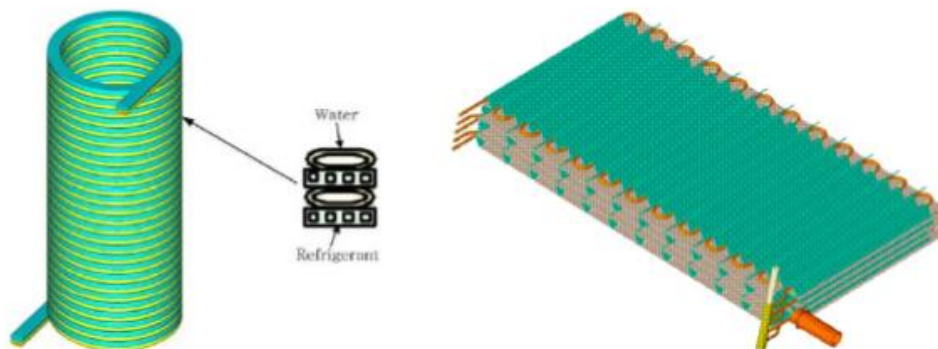


Figura 2. 20 y Figura 2. 21 Enfriador de gas Sanyo y Stiebel Eltron. Fuente: CETIATH [10]

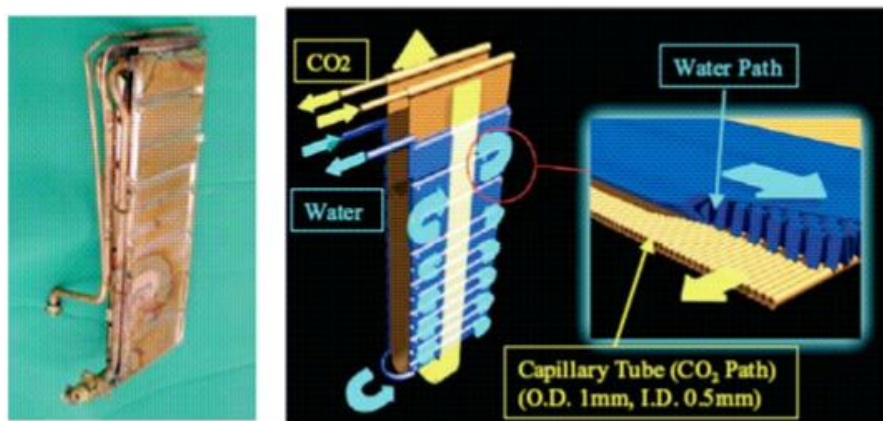


Figura 2. 22 Enfriador de gas Denso. Fuente: CETIATH [10]



Figura 2. 23 Enfriador de gas Daikin. Fuente: CETIATH [10]

ANEXO 3 – MODELO TERMODINÁMICO. COMPRESOR

1. CICLO TERMODINÁMICO

Para el cálculo termodinámico se ha basado en el ciclo termodinámico de CO₂ del programa CoolPack [12] desarrollado por el Departamento de Ingeniería Mecánica (MEK), Sección de Ingeniería de la Energía (ET) de la Universidad Técnica de Dinamarca (DTU). Se basa en una colección de modelos para sistemas de refrigeración, donde cada modelo consta de: análisis del ciclo, dimensionado de elementos, análisis energético y optimización. Aunque está basado para máquinas frigoríficas, el ciclo termodinámico es el mismo que para bombas de calor. Para el desarrollo del modelo, se han tomado los mismos datos de entrada que para el ciclo del CoolPack, que son:

- Temperatura de evaporización, T_{ev} .
- Rendimiento del intercambiador interno, η_{ii}
- Rendimiento isoentrópico del compresor, η_{is}
- Presión de descarga del compresor, P_2
- Temperatura a la salida del enfriador, T_4
- Capacidad de evaporación, Q_{ev}

La pérdida de carga en la línea de succión y las pérdidas en el compresor son variables opcionales dentro del programa CoolPack, por lo que se han quedado sin determinar.

En la Figura 3.1 se muestra un esquema simplificado de los distintos componentes vistos anteriormente y de los distintos estados termodinámicos que ocurren en el proceso, coincidiendo con los del programa CoolPack.

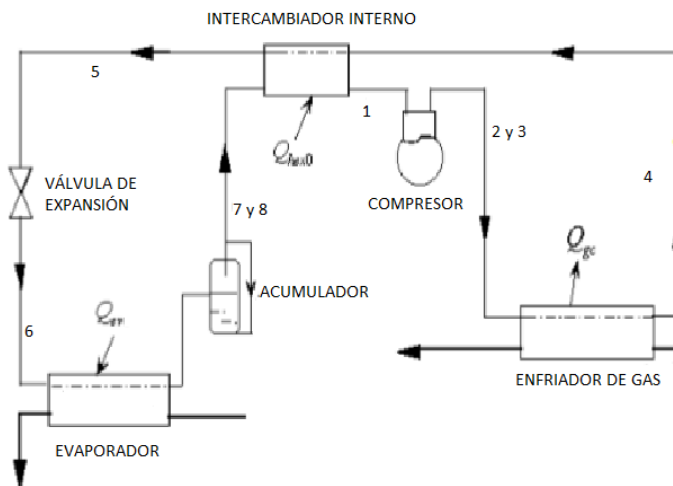


Figura 3. 1 Esquema bomba de calor de CO₂ transcrito

Como se ha visto en el Apartado 3.2 de la memoria, los ciclos transcritos de CO₂ se basan en el ciclo de Lorentzen, donde además en la Figura 1 de la memoria, se representa el ciclo ideal. Para el cálculo termodinámico se han tenido en cuenta las consideraciones que se vieron para el ciclo ideal.

A continuación se describen los diferentes procesos que ocurren en cada componente con sus respectivas ecuaciones.

Evaporador

En el evaporador, el dióxido de carbono entra en un estado de líquido + vapor, punto 6, y mediante la transferencia de calor de un fluido externo, que puede ser agua o aire, se calienta a una temperatura constante hasta llegar a vapor, punto 7, que puede ser saturado o sobrecalentado.

Conociendo la temperatura de evaporación, $T_{ev} = T_7 = T_6$, y suponiendo la salida del evaporador vapor saturado, con un título igual a 1, se puede calcular la presión y la entalpía del punto 7. Además como la presión también es constante, el estado 6 queda también definido.

En el modelo se ha añadido la variable ΔT_{SH} que permite la opción de añadir un recalentamiento a la salida del evaporador para obtener vapor sobrecalentado en vez de vapor saturado. Además también se ha añadido el estado 8 que permite la opción de añadir un incremento de temperatura ΔT_{SL} .

Con la capacidad de evaporación, definida como:

$$Q_{ev} = \dot{m}(h_7 - h_6) \quad (3.1)$$

Se calcula el flujo másico que recorre el ciclo

Intercambiador interno

En el intercambiador interno ocurre una transferencia de calor, donde el CO₂ que acaba de salir del enfriador de gas, punto 4, que es donde está más caliente, cede calor al que sale del evaporador, punto 8, calentándose éste hasta llegar al estado 1. Tomando como dato de entrada el rendimiento del intercambiador interno,

$$\eta_{ii} = \frac{T_1 - T_8}{T_4 - T_8} \quad (3.2)$$

Se puede calcular la temperatura del punto 1, ya que T_4 es dato, y considerando que no hay caída de presión en el intercambiador, se calcula la entalpía y la entropía.

Compresor

En el compresor, el vapor que viene de la salida del intercambiador interno, punto 1, se comprime y sale a elevada presión y temperatura, punto 2. Con los datos de entrada del rendimiento isoentrópico del compresor

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

y conociendo el punto 1 se puede calcular la entalpía del punto 2. Como la presión de descarga es un dato de entrada, el punto 2 queda totalmente definido.

El trabajo de compresión es igual a

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

El estado 3 correspondería a las pérdidas en el compresor, pero como se ha explicado, este estado se ha omitido.

Enfriador de gas

En el enfriador de gas, el dióxido de carbono que sale del compresor, estado 3, reduce su temperatura hasta llegar al estado 4, ya que cede calor al fluido externo que se quiere calentar. Para el caso de calefacción por suelo radiante y calentamiento de ACS el fluido es agua, aunque hay otras aplicaciones donde el fluido puede ser aire.

Conociendo la temperatura de salida del CO₂ en el enfriador de gas y con la simplificación mencionada anteriormente de que no hay pérdidas de presión, el punto 4 queda totalmente calculado.

La capacidad de calentamiento queda definida como

$$Q_{gc} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.5)$$

Intercambiador interno

Como se mencionó con anterioridad, se cede calor desde la salida del enfriador de gas, por lo que el CO₂ se enfría llegando al estado 5.

Aplicando un balance de energía

$$h_4 - h_5 = h_1 - h_8 \quad (3.6)$$

y considerando que no hay caída de presión, queda establecido el punto 5.

Válvula de expansión

Al haberse considerado una expansión isoentálpica y conociendo el punto 5 y el punto 6 (calculado en el evaporador), se demuestra que el ciclo está bien calculado.

COP

El COP, coefficient of performance, coeficiente de operatividad o rendimiento de una bomba de calor es el porcentaje entre el calentamiento o enfriamiento proporcionado (dependiendo de si se quiere emplear como bomba de calor o como máquina frigorífica) y la electricidad consumida.

El COP de la bomba de calor para calentamiento queda definido como

$$COP_{bc} = \frac{Q_{gc}}{W_c} \quad (3.7)$$

Además si se quiere utilizar para refrigeración, el COP se expresa de la siguiente manera:

$$COP_{mf} = \frac{Q_{ev}}{W_c} \quad (3.8)$$

2. MODELO DEL COMPRESOR

Para el modelo del compresor se ha basado en el ciclo termodinámico pero teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- El flujo másico ahora viene determinado por el compresor por lo que Q_{ev} deja de ser dato.
- El rendimiento isoentrópico del compresor ya no es dato, sino que también viene determinado por el compresor, al igual que el rendimiento volumétrico.

Para la elección de un compresor se estuvo mirando en las distintas casas de fabricantes que se describen en el anexo 2, al igual que se investigó en la potencia del compresor empleada en los artículos de investigación relacionados con bombas de calor de CO₂ transcríticas y de los propios fabricantes de bombas 'EcoCute'. Según las bombas de calor de Stiebel, Envitherm, Sanyo, Mitsubishi (Bomba de calor Q-ton [36]) y artículos como Stene (2004) [24], la potencia del compresor para calentamiento de ACS y calefacción está entre los 5 y 11 kW. Se escogió un proveedor real como es Bitzer [32] para obtener un compresor real (Envitherm utiliza sus compresores para sus bombas de calor de CO₂ transcríticas). Buscando en su catálogo se llegó a la conclusión de que el modelo 4PTC-7K es el que mejor se adapta según lo visto anteriormente.

A continuación se muestran los límites de operación Figura 3.2, así como los datos técnicos y sus dimensiones en la Figura 3.3 y Figura 3.4.

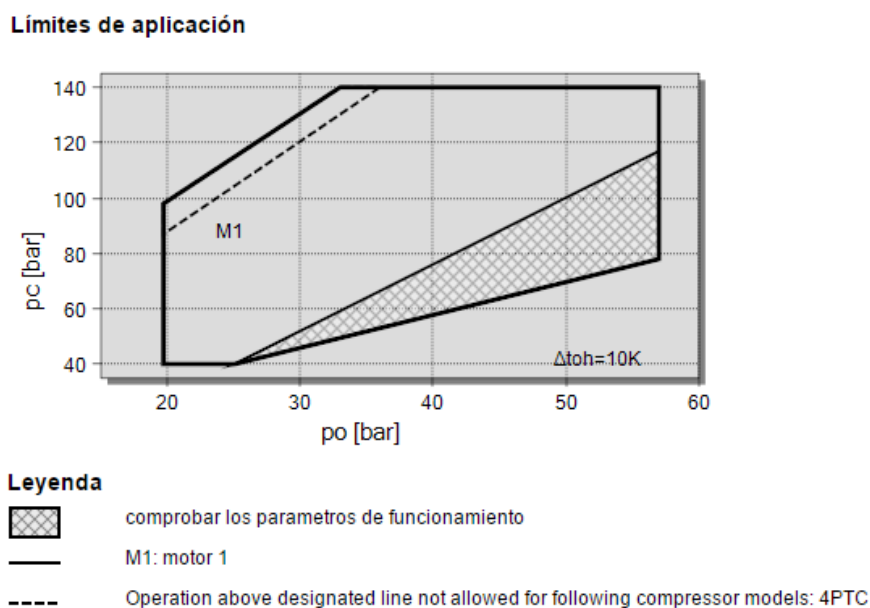


Figura 3. 2 Límites de aplicación. Compresor 4PTC-7K. Fuente: www.bitzer.de [32]

Datos técnicos

Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	4,3 m ³ /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	5,2 m ³ /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 30mm x 17,5mm
Peso	102 kg
Presión máxima (BP/AP)	100/160 bar
Conexión línea aspiración	22 mm - 1 1/8"
Conexión línea descarga	18 mm - 3/4"
Aceite para R744 (CO2)	BSE85K (Standard), p ₀ >40bar, p _c >120bar: BSG68K (Option)

Informaciones motor

Versión del motor	1
Tensión del motor (otro bajo demanda)	380-420V Y-3-50Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	15.3 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	82.4 A
Potencia máx. absorbida	8,2 kW

Estándar de entrega

Protección motor	SE-B1
Clase de protección	IP65
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,00 dm ³
Calefactor de Cártier	0..120 W PTC (Standard)

Opciones disponibles

Conexión línea aspiración	Weld DN22
Válvula de descarga	Swagelok DN16, Braze DN16, Weld DN10

Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 90bar)	81 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	73 dB(A) @ 50Hz

Figura 3. 3 Datos técnicos. Compresor 4PTC-7K. Fuente:www.bitzer.de [32]

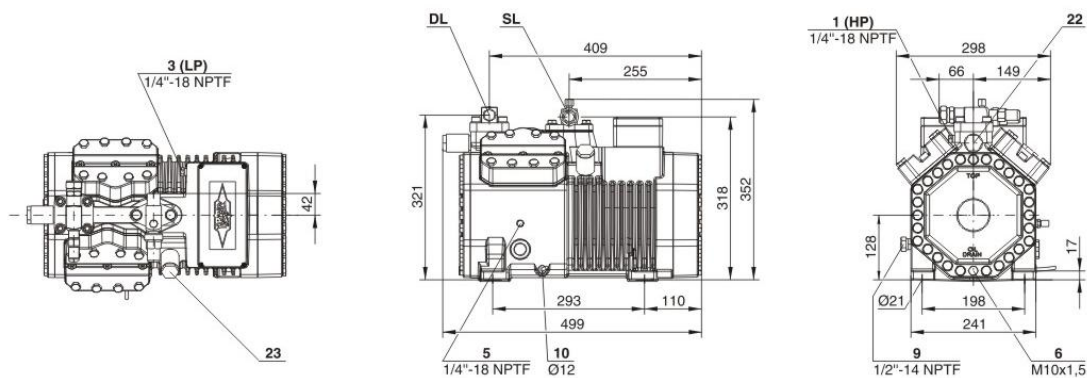


Figura 3. 4 Dimensiones. Compresor 4PTC-7K. Fuente:www.bitzer.de [32]

donde p_0 y p_c son la presión de succión y la de la salida del compresor respectivamente.

Una vez seleccionado el compresor se puede calcular el rendimiento isoentrópico, el rendimiento volumétrico y el caudal másico. Para ello vamos a la tabla de rendimientos que nos proporciona el propio fabricante en su página de internet: BITZER software [32]. A este software se le puede meter como datos de entrada: el tipo de refrigerante, el modo de operación (subcrítico o transcrito), el tipo de compresor, la temperatura de evaporación T_{ev} , la presión de salida del compresor P_2 , la temperatura de salida del enfriador del CO₂ T_4 , y el recalentamiento ΔT_{SH} . A partir de estos datos el software crea una tabla donde aparece el caudal másico \dot{m} , potencia del compresor W_c , capacidad de evaporación Q_{ev} y de calentamiento del enfriador de gas, Q_{gc} , el COP y la temperatura de salida del compresor T_2 , en función de T_{ev} y P_2 que son variables que nosotros podemos modificar. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de cálculo con el software y las distintas gráficas que aparecen:

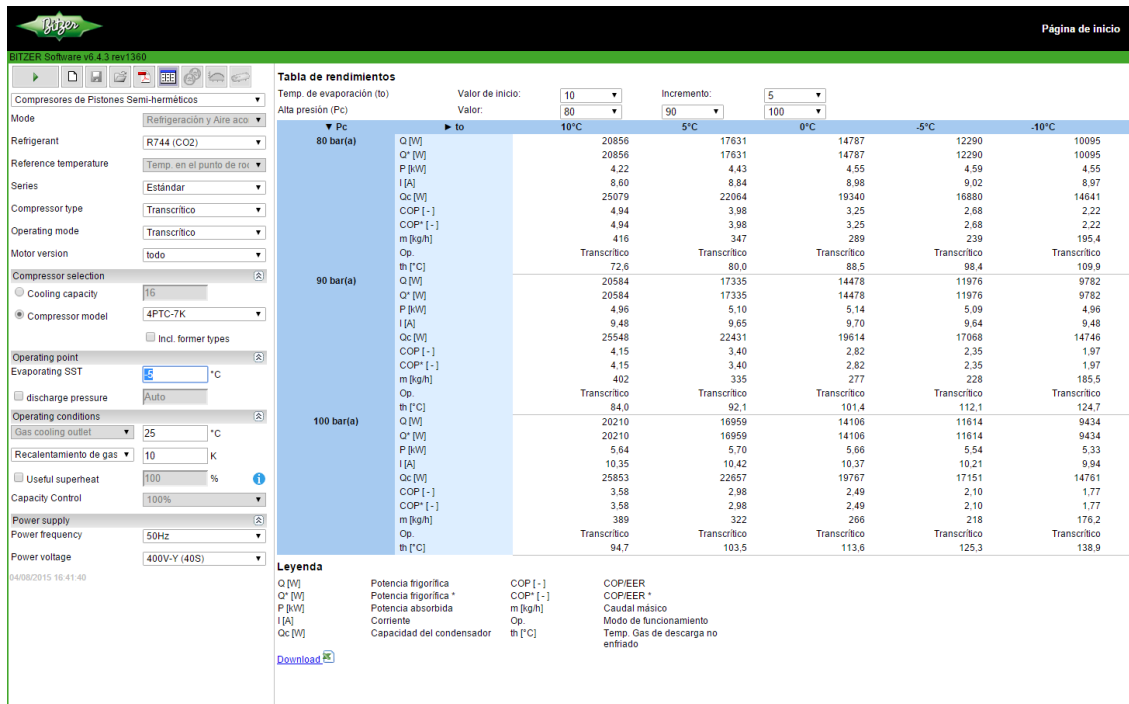


Figura 3. 5 Ejemplo de cálculo. Compresor 4PTC-7K. Fuente:www.bitzer.de [32]

Con los datos de la tabla se ha modificado el modelo termodinámico para poder calcular el modelo del compresor. Para ello se ha creado una tabla paramétrica dentro del modelo del EES para introducir los datos de la tabla del fabricante que pasan a ser variables dato (\dot{m} , W_c , Q_{ev} , Q_{gc} , COP y T_2). En esta tabla paramétrica se han introducido los siguientes valores de $P_2 = \{80, 90, 100, 110, 120\}$. Para cada presión se han introducido las siguientes $T_{ev} = \{20, 15, 10, 5, 0, -5, -10, -15\}$. Además se ha tomado $T_4 = 25^\circ\text{C}$, $\Delta T_{SH} = 10^\circ\text{C}$ y no se ha considerado el rendimiento del intercambiador interno para que coincida con los datos impuestos en el software.

El flujo másico viene determinado por

$$\dot{m}_{CO2} = \rho_1 \times \eta_v \times V_s \times \frac{N}{60} \quad (3.9)$$

donde ρ_1 corresponde a la densidad en la línea de succión del compresor, η_v es el rendimiento volumétrico, V_s es la cilindrada y N es la velocidad de giro que es 1450 rpm (Figura 3.3).

Conocido el número de cilindros n_{cil} , el diámetro D , y la carrera del pistón S , dados por la Figura 3.3, se puede determinar la cilindrada total mediante las siguientes expresiones:

$$\text{sección del pistón}, A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.10)$$

$$\text{cilindrada unitaria}, V_d = A_p * S \quad (3.11)$$

$$\text{cilindrada total}, V_s = n_{cil} * V_d \quad (3.12)$$

Como se ve en la ecuación 3.9, dejando el caudal másico como dato libre, se puede calcular el rendimiento volumétrico mediante la tabla paramétrica. Dejado libre T2, también se puede obtener el rendimiento isoentrópico mediante la ecuación 3.3. Una vez obtenidos estos rendimientos, se representan en función de la relación de compresión, rc, obteniendo las siguientes figuras:

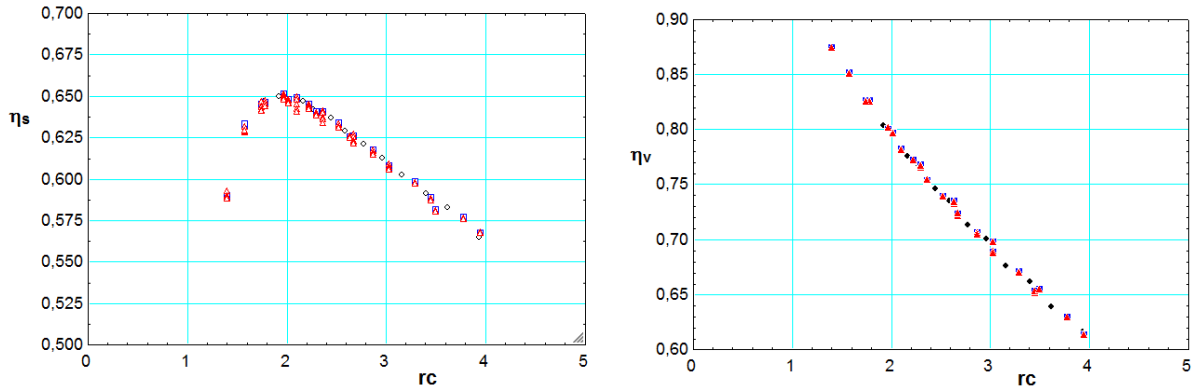


Figura 3. 6 Variación del rendimiento isoentrópico y volumétrico en función de rc

El propio programa EES nos permite sustituir una serie de puntos mediante aproximaciones a curvas y, además, nos calcula el coeficiente de correlación R^2 . A partir de las anteriores gráficas se obtiene las siguientes regresiones a curvas polinómicas:

$$\eta_v = +1.0751 - 0.1617 * rc + 0.0115 * rc^2 \quad (3. 13)$$

$$\eta_{is} = -0.66364 + 1.92673 * rc - 1.01668 * rc^2 + 0.22903 * rc^3 - 0.01904 * rc^4 \quad (3. 14)$$

con un R^2 del 0.9985 y del 0.9896 respectivamente. Estos son unos valores próximos a la unidad, por lo que podemos decir que las expresiones anteriores representan bien el funcionamiento del compresor.

Al sustituir las anteriores ecuaciones (de 3.9 a 3.14) en el modelo termodinámico, se obtiene el modelo termodinámico integrado con el compresor.

2.1 Comprobación del modelo del compresor

Una vez sustituidas las anteriores ecuaciones en el modelo termodinámico, se comprueba si los resultados corresponden con los datos mediante el software de Bitzer. Para ello se han calculado los rendimientos isoentrópico y volumétrico mediante el programa antes de introducir las ecuaciones de 3.9 a 3.14 y comparándolas con el modelo integrado utilizando las mismas variables que se describieron en la página anterior. Se obtienen los siguientes resultados:

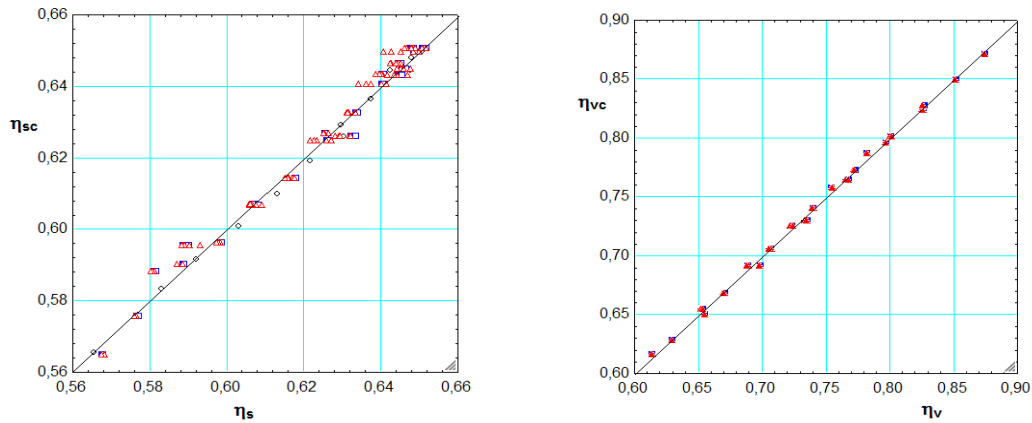


Figura 3. 7 Comparación de rendimientos volumétricos e isoentrópicos del modelo experimental y del compresor

En el eje de abscisas están representados los rendimientos obtenidos mediante el software, mientras que en el eje de ordenadas están los obtenidos mediante el modelo matemático. Como se puede ver, el error en las dos gráficas es bastante pequeño, siendo el error máximo en el rendimiento isoentrópico de un 1,40% y en el volumétrico de un 1,00%, por lo que se llega a la conclusión de que el ajuste es bueno.

3. ANÁLISIS

Con el modelo termodinámico se va a realizar un análisis del ciclo variando algunos parámetros. Para ello se ha seleccionado como caso base: $T_{ev}=-10^{\circ}\text{C}$, $p_2=90$ bar, $T_4=30^{\circ}\text{C}$ y $\Delta T_{SH}=5^{\circ}\text{C}$

Temperatura de salida del CO_2 del enfriador de gas y presión

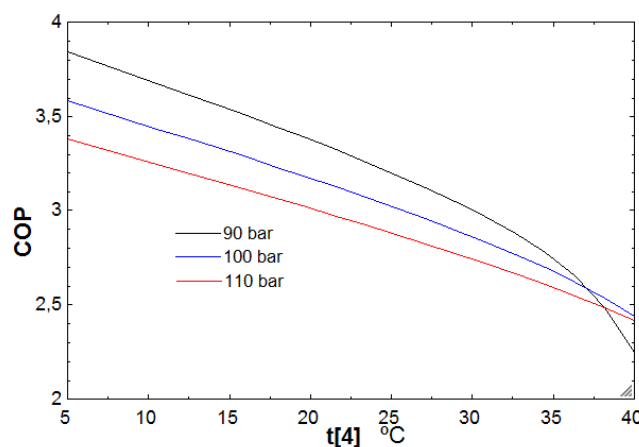


Figura 3. 8 Variación del COP respecto a t_4 y presión

Como se puede ver en la Figura 3.8, el COP disminuye a medida que va aumentando la temperatura de salida del enfriador de gas. También se ve que cuanto menor es la presión, para valores bajos de temperatura, el COP es mayor, mientras que para

valores altos el COP es mayor para presiones altas. Una de las conclusiones que se puede llegar a ver en esta gráfica es, que para calentamiento de agua caliente sanitaria, el COP es mayor que para calefacción, ya que la salida del CO₂ en el caso de ACS es mayor de 5°C (va a depender del agua que venga de la red), mientras que para la salida de la calefacción es mayor de 35°C.

Temperaturas de salida del CO₂ del enfriador de gas y de evaporación

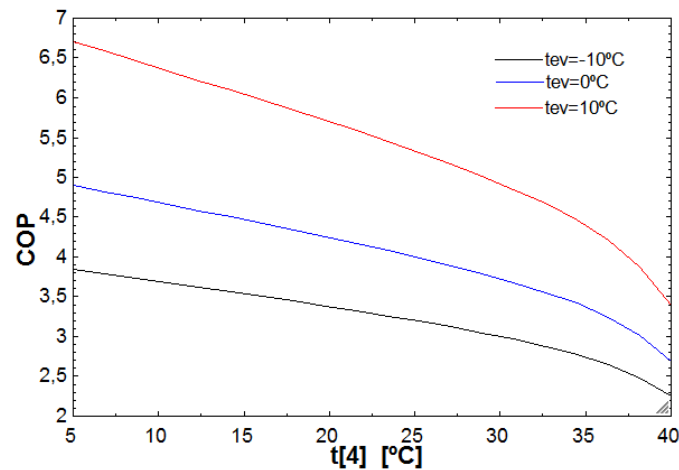


Figura 3. 9 Variación del COP respecto a t4 y tev

Cuanto mayor es la temperatura de evaporación, mayor es el COP obtenido. Como se verá en el modelo de los intercambiadores de calor, en una bomba de calor de CO₂, la temperatura de evaporación depende del fluido que calienta al dióxido de carbono en el evaporador. Este fluido suele ser agua o aire. En la mayoría de los casos la temperatura de evaporación suele estar alrededor de 0°C.

Presión

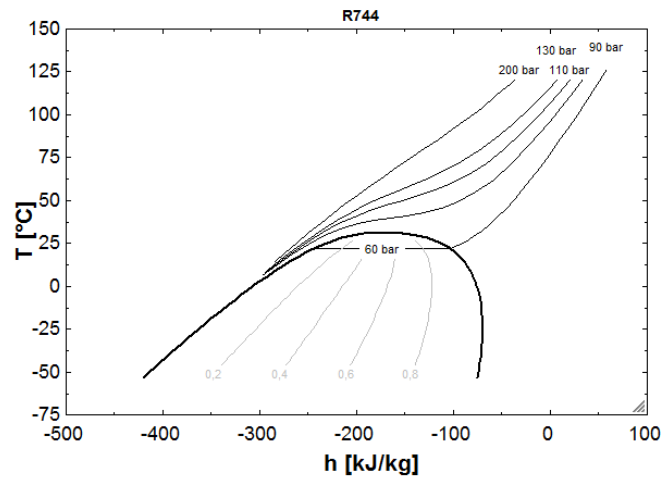


Figura 3. 10 Temperatura-Entalpía

A medida que se aumenta la presión, disminuye la variación alrededor del punto pseudo-crítico (puntos que están por encima del punto crítico), hasta llegar a una presión de 200 bar donde la curva de temperatura se vuelve prácticamente recta (Figura 3.10). Esto quiere decir que la variación de la capacidad calorífica también se vuelve constante. Lo que se intenta conseguir es que cuando ocurre la transferencia de calor con el agua dentro del enfriador de gas, las curvas de temperatura de los dos fluidos sean lo más paralelas posibles. El problema de una presión de 200 bar es que las temperaturas del CO₂ son muy altas, como se puede ver en la Figura 3.10, por lo que las temperaturas del agua, si se quiere lograr que haya poca diferencia entre las temperaturas de los dos fluidos, saldrían muy elevadas y el ACS suele calentarse alrededor de los 60-70°C. A la hora de diseñar una bomba de calor hay que tener mucho cuidado con estas variaciones de presión que ocurren en el punto pseudo-crítico.

Otros factores importantes que hay que tener en cuenta son: el rendimiento isentrópico y las variaciones de temperatura en la fuente de calor del evaporador. Éstas no se han tenido en cuenta, ya que el rendimiento isentrópico viene dado por el modelo del compresor escogido y en nuestro modelo se va a considerar como fuente de entrada al evaporador agua a temperatura constante.

ANEXO 4 – MODELO TÉRMICO. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Con respecto al ciclo termodinámico se han realizado los siguientes cambios:

- Se ha supuesto que en los tres intercambiadores de calor hay una caída de presión.
- Ahora la temperatura de evaporación y la temperatura de salida de CO₂ en el enfriador de gas dejan de ser datos de entrada.
- La capacidad de evaporación ya no es dato ya que el flujo másico se calcula a través del modelo del compresor.
- Las temperaturas de agua que entra y sale del enfriador de gas y del evaporador van a ser conocidas.
- Se va a introducir la temperatura de 'approach', ΔT_{ap} , que es la mínima diferencia de temperatura entre el CO₂ y el agua que existe en cualquier tramo del enfriador de gas. Este valor va a ser aplicado a la salida del CO₂ de este equipo, es decir conociendo la temperatura de entrada del agua, la temperatura de salida del CO₂ queda definida.

1. ENFRIADOR DE GAS

Para el enfriador de gas se va a tener en cuenta que el fluido al que se cede calor es agua, ya que la finalidad del proyecto es obtener ACS y calefacción mediante la bomba de calor de CO₂ transcrito.

En este intercambiador de calor se lleva a cabo una transferencia de calor del dióxido de carbono al agua que se encuentra en estado líquido. A diferencia de los ciclos convencionales donde se realizaba un proceso de condensación, el CO₂ circula en todo momento en estado gaseoso y su temperatura es variable.

Existen diferentes configuraciones para el enfriador, pero para este modelo se ha seleccionado la configuración que utiliza Sarkar en su tesis [1] que está caracterizada por un intercambiador de calor de tubos concéntricos en el que por el interior circula el CO₂ mientras que por el tubo anular circula el agua.

El enfriador de gas se ha dividido en varios segmentos. La fuerte variación de las propiedades del dióxido de carbono en las proximidades del punto pseudo-crítico es un aspecto a tener en cuenta a la hora de estimar los coeficientes de convección ya que no hacerlo puede introducir importantes errores de cálculo. En referencia a este aspecto se introduce una nueva hipótesis de cálculo: en vez de evaluar las propiedades una única vez, se fragmenta en intervalos de igual magnitud de transferencia de calor entre la entrada y la salida del enfriador de gas. Para cada intervalo se ha calculado la transferencia de calor empleando la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

$$Q_{gc}^i = UA_{gc}^i \frac{(T_c^{i+1} - T_w^{i+1}) - (T_c^i - T_w^i)}{\ln \frac{T_c^{i+1} - T_w^{i+1}}{T_c^i - T_w^i}} \quad (4.1)$$

El subíndice c se refiere al flujo de CO₂ mientras que w se refiere al del agua. El superíndice i representa cada intervalo. Estos índices se van a seguir manteniendo a lo largo de la memoria. El calor transferido en cada intervalo es igual al calor total transferido dividido por el número de intervalos, ngc , parámetro que se puede seleccionar en el modelo.

Adicionalmente se calcula los balances de energía para cada tubo:

$$Q_{gc}^i = \dot{m}_{CO_2} (h_c^i - h_c^{i+1}) \quad (4.2)$$

$$Q_{gc}^i = \dot{m}_w c p_w (T_w^{i+1} - T_w^i) \quad (4.3)$$

Además se ha calculado la mínima diferencia de temperatura entre el CO₂ y el agua, temperatura de 'approach', ΔT_{ap} , en todos los intervalos del enfriador de gas, para controlar que este valor esté por encima de un mínimo debido a las fuertes variaciones de las propiedades y así evitar problemas que pueden perjudicar la correcta transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor para cada segmento del enfriador de gas se ha calculado utilizando la ecuación fundamental para el coeficiente de transferencia de calor global obteniéndose

$$\frac{1}{U_{gc}^i} = \frac{1}{h_{cc}^i} + R_{cond} + \frac{1}{h_{cw}^i} \quad (4.4)$$

donde h_{cc}^i y h_{cw}^i expresan los coeficientes de convección de cada intervalo del CO₂ y del agua respectivamente y R_{cond} es la resistencia térmica de conducción. En la Figura 4.1 se muestra un esquema de un intervalo del intercambiador de calor.

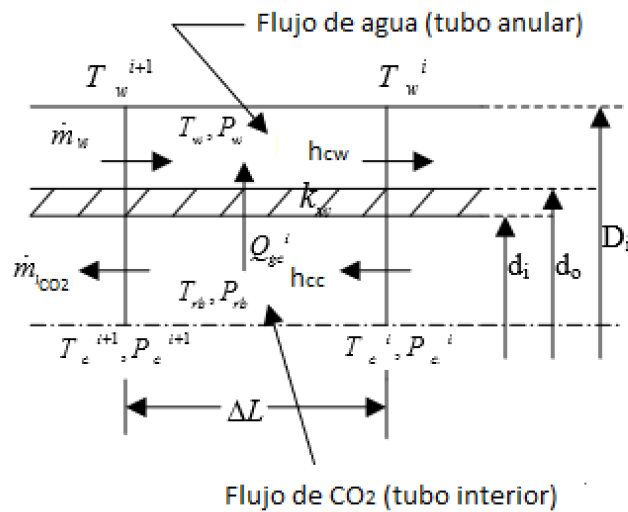


Figura 4. 1 Sección enfriador de gas. Fuente: Sarkar [1]

Antes de seguir, cabe destacar que se ha utilizado los pasos que se siguen en el desarrollo del ejemplo 3.3 de Kakaç [15] para calcular los coeficientes de convección y

las caídas de presión tanto del enfriador de gas como del intercambiador de calor interno y el evaporador. Además calcula las longitudes de los intercambiadores de calor.

1.1 Coeficiente de convección y caída de presión en el dióxido de carbono.

El coeficiente de convección en el tubo interior en el proceso de enfriamiento sensible se determina a través de la correlación de Gnielinski [16]. Últimamente se han estado realizando diversos estudios para poder calcular con mayor precisión este coeficiente. En la siguiente figura se muestra un estudio realizado por Dang e Hihara [17], que describe la relación entre la variación del coeficiente de convección y la temperatura media comparándolo con los distintos métodos que suelen ser utilizados. La base de estos modelos, salvo la de Liao y Zhao y la de Yoon, es la correlación de Gnielinski, por lo que es la que se usa en el modelo.

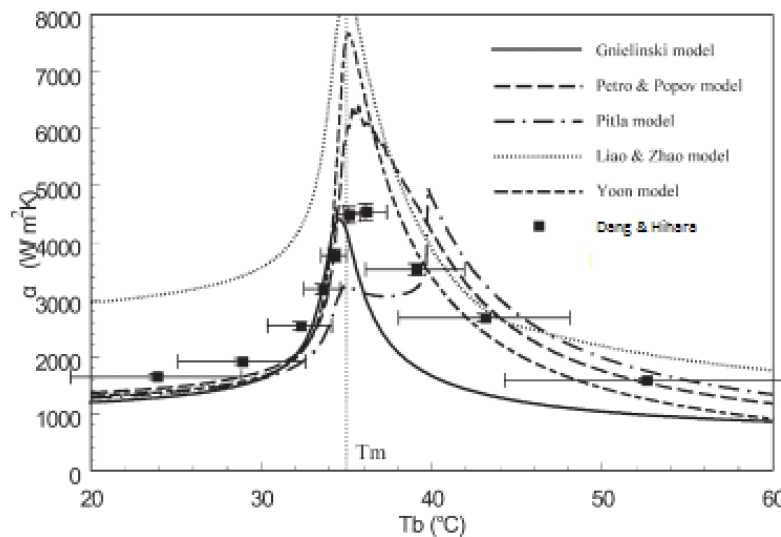


Figura 4. 2 Comparación de correlaciones. Fuente Dang e Hihara [17]

Esta correlación, que es muy usada en problemas de convección forzada en el interior de tuberías, relaciona el número de Nusselt (número adimensional del coeficiente de convección) con los números de Prandtl y Reynolds a través de la siguiente fórmula.

$$Nu^i = \frac{h_{cc}^i d_i}{k^i} = \frac{\left(\frac{f^i}{8}\right) (Re^i - 1000) Pr^i}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f^i}{8}} (Pr^{i^{2/3}} - 1)} \quad (4.5)$$

donde h_{cc} es el coeficiente de convección de la corriente de dióxido de carbono, k su conductividad térmica, f el factor de fricción, Pr el número de Prandtl y Re el número de Reynolds.

Esta correlación solo es válida para flujos que están entre los siguientes valores: $3000 < Re < 10^6$; y $0,5 < Pr < 2000$. Cabe destacar que todas las propiedades están calculadas a la temperatura media de cada intervalo.

El número de Reynolds y el número de Prandtl se define como sigue

$$Re^i = \frac{c^i d_i \rho^i}{\mu^i} \quad (4.6)$$

$$Pr^i = \frac{cp^i \mu^i}{k^i} \quad (4.7)$$

donde, ρ es la densidad, μ corresponde a la viscosidad, cp es la capacidad calorífica y c es la velocidad característica del fluido, que viene determinada por

$$c^i = \frac{\dot{v}^i}{At_i} \quad (4.8)$$

donde $\dot{v}^i = \frac{\dot{m}_{CO2}/n_t}{\rho^i}$ es el caudal másico que circula por el interior del tubo (n_t es el número de tubos interiores, por los que circula el dióxido de carbono) y At_i es el área transversal abierta al flujo del tubo interior.

El factor de fricción está calculado según la correlación de Petukhov [18], empleado por Sarkar [5] que es válida para flujos con un número de Reynolds comprendido entre: $3000 < Re < 10^6$. El factor de fricción queda definido como:

$$f^i = (0.79 \ln(Re^i) - 1.64)^{-2} \quad (4.9)$$

Como se ha descrito con anterioridad, el dióxido de carbono se encuentra en estado gaseoso a su paso por el enfriador de gas. Por esta razón la ecuación utilizada para determinar las pérdidas de carga está basada en la expresión estándar dada por Darcy-Weisbach que cuantifica la caída de presión a través de un conducto recto atravesado por un flujo monofásico

$$\Delta P^i = \frac{1}{2} f^i \frac{L^i}{d_i} \rho^i c^{i2} \quad (4.10)$$

Donde L^i es la longitud de cada tramo.

1.2 Coeficiente de convección y caída de presión en el agua

Según los artículos que se han comentado en la memoria, el coeficiente de convección en el lado agua se suele calcular normalmente según dos métodos: la correlación de Dittus-Boelter, usada por Wang (2013) [19], Sarkar (2008) [20] y Hu (2015) [21], y la correlación de Gnielinski, que es usada por Minetto (2011)[22], Dai (2015) [23] y Stene (2004) [24]. A continuación se describen los dos casos:

Correlación de Dittus-Boelter

El número de Nusselt se calcula de la siguiente manera.

$$Nu^i = \frac{h_{cw}^i D_e}{k^i} = 0.023 Re^{i0.8} Pr^{i0.4} \quad (4.11)$$

donde ahora se utiliza el diámetro equivalente que es un diámetro utilizado para el cálculo del coeficiente convectivo que está basado en el perímetro de transferencia de calor de un espacio anular. Según Kakaç [15] (pág 76) queda definido como

$$D_e = \frac{4 * \text{área de flujo}}{\text{Perímetro trans. calor}} = \frac{4At_e}{\pi D_2} \quad (4.12)$$

donde At_e es el área transversal abierta al flujo en el tubo anular

$$At_e = \frac{\pi(D_3^2 - D_2^2)}{4} \quad (4.13)$$

D_2 y D_3 corresponden al diámetro exterior del tubo interno y al diámetro interior del tubo externo como se puede ver en la Figura 4.3.

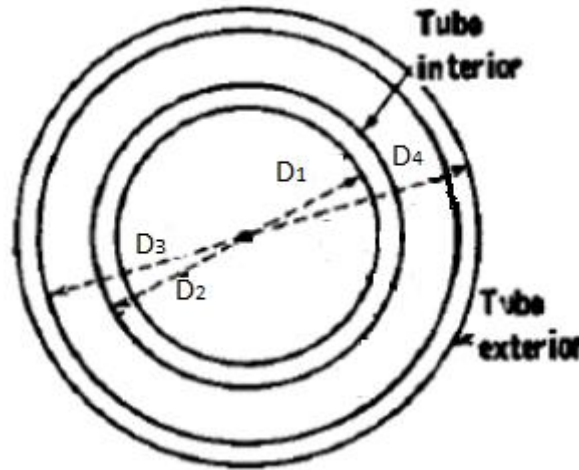


Figura 4. 3 Diámetros de intercambiador de calor de tubos concéntricos

Esta correlación es válida para $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 160$ y $L/D > 10$. Las propiedades están calculadas a la temperatura media de cada intervalo. Además las propiedades no dependen de la presión, pero como en el EES es necesario introducir un valor, se ha supuesto una presión de 2 bar. Para simplificar el cálculo matemático y según lo visto anteriormente, la capacidad calorífica del agua, c_p , se ha supuesto constante e igual a 4.2 kJ/kgK .

El número de Prandtl se va a seguir calculando igual que la ecuación 4.7, pero el número de Reynolds se calcula de la siguiente manera:

$$Re^i = \frac{c^i d_h \rho^i}{\mu^i} \quad (4.14)$$

Las únicas diferencias con respecto al dióxido de carbono son:

- d_h es el diámetro hidráulico de un espacio anular que a diferencia del perímetro equivalente está basado en el perímetro húmedo. Según Kakaç [15] (pág 76) está definido como:

$$d_h = \frac{4 * \text{área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo}} = \frac{4At_e}{\pi(D_2 + D_3)} = (D_3 - D_2) \quad (4.15)$$

- c es la velocidad característica del fluido, al igual que (3.12) pero ahora depende del área transversal abierta al flujo en el tubo anular:

$$c^i = \frac{\dot{v}^i}{At_e} \quad (4.16)$$

Correlación de Gnielinski

Para este caso, se utilizan las mismas ecuaciones que están descritas en el lado del CO₂, salvo que ahora, por ser un tubo anular, el número de Nusselt (ecuación 4.5) está expresado con el diámetro equivalente (ecuación 4.12) y el número de Reynolds se va a expresar con la ecuación 4.14.

Para el cálculo del factor de fricción y de la caída de presión, al recorrer el agua en estado líquido (monofásico) a través del evaporador, se ha utilizado el mismo método que en el lado del dióxido de carbono.

2. INTERCAMBIADOR INTERNO

La principal diferencia de este equipo con respecto al enfriador de gas es que por el tubo externo ya no circula agua en estado líquido, sino dióxido de carbono en estado gaseoso. En concreto, por la cara interna se tiene dióxido de carbono en condiciones supercríticas (tras abandonar el enfriador de gas) mientras que por la cara externa el dióxido de carbono (que ha abandonado el evaporador) se encuentra en condiciones subcríticas. Ahora la transferencia de calor queda de la siguiente manera:

$$Q_{ii}^i = UA_{ii}^i \frac{(T_{c \text{ caliente}}^{i+1} - T_{c \text{ frío}}^{i+1}) - (T_{c \text{ caliente}}^i - T_{c \text{ frío}}^i)}{\ln \frac{T_{c \text{ caliente}}^{i+1} - T_{c \text{ frío}}^{i+1}}{T_{c \text{ caliente}}^i - T_{c \text{ frío}}^i}} \quad (4.17)$$

donde Q_{ii}^i es la transferencia de calor en el intercambiador interno. El subíndice c caliente corresponde a las condiciones supercríticas, mientras que c frío equivale a las temperaturas subcríticas del CO₂.

Los balances de energía quedan de la siguiente manera:

$$Q_{ii}^i = \dot{m}_{CO2}(h_{c \text{ caliente}}^i - h_{c \text{ caliente}}^{i+1}) \quad (4.18)$$

$$Q_{ii}^i = \dot{m}_{CO2}(h_{c \text{ frío}}^{i+1} - h_{c \text{ frío}}^i) \quad (4.19)$$

Al ser éstas unas corrientes gaseosas de dióxido de carbono, la correlación de Gnielinski, explicada para el enfriador de gas, permite determinar el valor de los coeficientes de convección para los dos tipos de fluidos que recorren el intercambiador. De modo que el conjunto de ecuaciones englobadas entre la ecuación 4.4 hasta la ecuación 4.10 junto con la rutina de cálculo son aplicables para determinar los coeficientes de convección que presenta el dióxido de carbono a su paso por el intercambiador interno. Lo único que hay que hacer es sustituir las partes que correspondían al agua por el CO₂ subcrítico del intercambiador interno.

Con respecto al enfriador de gas, se ha añadido una simplificación: los intercambiadores internos son mucho más pequeños que los enfriadores de gas y que los evaporadores, y hay menos variación en las propiedades por estar más lejos del punto pseudo-crítico; por lo que para reducir el número de ecuaciones del modelo, se ha considerado que no se va a dividir en varios intervalos, es decir, se va a considerar un solo tramo.

3. EVAPORADOR

Para el caso del evaporador se ha considerado que la fuente de calor es agua. La transferencia de calor que se lleva a cabo en este equipo es distinta a la vista en el enfriador de gas e intercambiador interno puesto que ahora es una transferencia entre una corriente líquida (agua) y una mezcla bifásica al encontrarse la corriente de dióxido de carbono en pleno cambio de fase. Al ser una mezcla bifásica, las correlaciones empleadas van a depender del título, es decir, a medida que va aumentando los coeficientes van cambiando, por lo que el evaporador se va a dividir en intervalos que tienen la misma transferencia de calor y que se pueden modificar en el modelo con el parámetro, nev, como se hizo en el enfriador de gas,

El intercambiador de calor va a seguir siendo de tubos concéntricos: por el tubo interior circula el CO₂ mientras que por el conducto anular circula el agua, como en el caso del enfriador de gas.

Ahora la ecuación de transferencia de calor empleando la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$Q_{ev}^i = UA_{ev}^i \frac{(T_w^i) - (T_w^{i+1})}{\ln \frac{T_w^i - T_c}{T_w^{i+1} - T_c}} \quad (4.20)$$

ya que la temperatura del CO₂ se ha considerado constante y además el agua se encuentra a mayor temperatura.

Los balances de energía para cada lado del intercambiador son los mismos que en el enfriador de gas (ecuaciones 4.2 y 4.3), al igual que el coeficiente global de transferencia de calor (ecuación 4.4).

3.1 Coeficiente de convección y caída de presión en el dióxido de carbono.

El coeficiente de transferencia de calor por convección se ha estimado usando la correlación de Wattelet-Carlo, que fue originalmente desarrollada para R-12, R-134a y una mezcla de R-22/R-124/R-1542a y más tarde validada por Rieberer [25] para la evaporación del R-744 en el interior de tubos. Esta es la correlación preferida para flujos bifásicos en evaporadores y está expresada como:

$$h_{cc}^i = 0.023 \frac{k_l}{d_i} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} F^i \quad (4.21)$$

donde k_l es la conductividad térmica del dióxido de carbono, d_i es el diámetro interno del conducto, Re_l^i y Pr_l^i son los números de Reynolds y Prandtl respectivamente y donde el subíndice l denota que las propiedades están evaluadas en estado de líquido saturado, por lo que éstas propiedades, salvo el número de Reynolds (como se verá más adelante) permanecen constantes en todos los intervalos. Al estar considerando únicamente la fracción de líquido saturado del flujo bifásico se añade a la ecuación un factor de corrección, F^i que es un factor convectivo que depende del título de la mezcla a través del parámetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt}^i .

$$F^i = 1 + 1.925 X_{tt}^i \quad (4.22)$$

$$X_{tt}^i = \left(\frac{1 - x^i}{x^i} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (4.23)$$

x^i corresponde al título medio en cada intervalo y el subíndice v indica que las propiedades, en este caso densidad y viscosidad, están calculadas para vapor saturado.

Como se acaba de mencionar el número de Reynolds se calcula considerando únicamente la fracción de líquido saturado. Es por ello que el caudal másico se calcula en función del título quedando:

$$\dot{v}^i = (1 - x^i) \frac{\dot{m}_{CO2}/n_t}{\rho^i} \quad (4.24)$$

Por lo que el número de Reynolds, que se sigue calculando igual que en la ecuación 4.6 varía en cada intervalo (como se había explicado anteriormente).

Para el cálculo del factor de fricción, al ser una mezcla bifásica, se ha seguido el procedimiento descrito por Hewitt, Shires y Bott [28]. El factor de fricción, considerando solo el CO₂ líquido viene determinado por la fórmula de Blasius

$$f_l^i = 4 * 0.79 \ln(Re_l^i)^{-0.25} \quad (4.25)$$

Al ser una mezcla bifásica se le aplica un factor de corrección que tiene la siguiente expresión

$$F_f^i = 1.376 + \frac{7.242}{X_{tt}^{1.655}} \quad (4.26)$$

El factor de fricción de la mezcla bifásica es la multiplicación de las expresiones anteriores

$$F^i = F_f^i * f_l^i \quad (4.27)$$

Las pérdidas de presión se calculan de la misma manera que en el enfriador de gas pero aplicando este nuevo factor de fricción.

3.2 Coeficiente de convección y caída de presión en el agua

Al igual que en el enfriador de gas se está considerando que fluye una corriente de agua líquida a través del tubo exterior del evaporador, por lo que se van a aplicar los mismos pasos y métodos que se vieron en el apartado del coeficiente de convección y caída de presión en el agua del enfriador de gas.

4. RESOLUCIÓN DE UN CASO EN CONCRETO

Con el modelo, se va a calcular la bomba de calor de Sarkar (2005) [1], que es utilizada para una planta lechera. La finalidad de este estudio es poder comprobar que el modelo tiene sentido. En el evaporador entra agua a 30°C y sale a 15°C después de haber cedido calor al CO₂. En el enfriador también entra agua a 30°C y se calienta hasta 73°C.

Los diámetros escogidos para los tres intercambiadores son: D₁=7.895 mm; D₂= 9.525 mm; D₃=14.245 mm; D₄=15.875 mm. La suma de las longitudes del enfriador de gas y del evaporador es igual a 30 metros (L_{cooler}+L_{evap}=30) y la relación entre sus áreas es de 1.8 (A_{cooler}/A_{evap}=1.8). Estas ecuaciones sustituyen a los datos de entrada: T_{ev} y ΔT_{ap}.

Para el cálculo del compresor, en vez del compresor de Blitzer, se han tenido en cuenta las expresiones que aparecen en su tesis

$$\eta_v = +0.9207 - 0.0756 * rc + 0.0018 * rc^2 \quad (4.28)$$

$$\eta_{is} = -0.26 + 0.7952 * rc - 0.2083 * rc^2 + 0.0414 * rc^3 - 0.0022 * rc^4 \quad (4.29)$$

y una velocidad de giro de 2900 rpm.

Los parámetros que se han variado para el cálculo son la relación de áreas, la velocidad de giro del compresor y la suma de las longitudes del evaporador y del enfriador de gas. En los casos a analizar se ha obtenido la variación del calor en el evaporador, el COP de la bomba y el trabajo del compresor

Relación de áreas

Variando entre 1 y 3 obtenemos los siguientes resultados

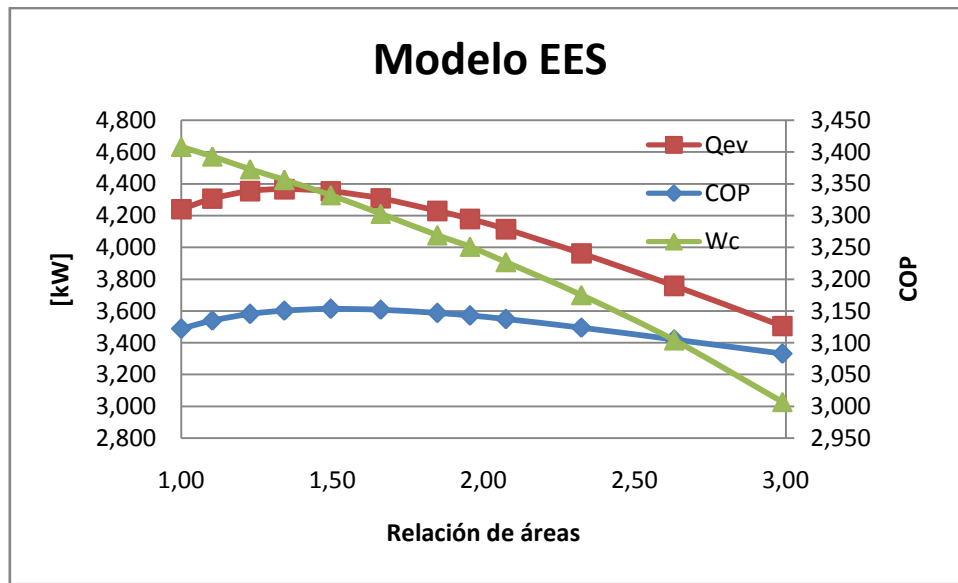


Figura 4. 4 Variación de la relación de áreas. Modelo EES

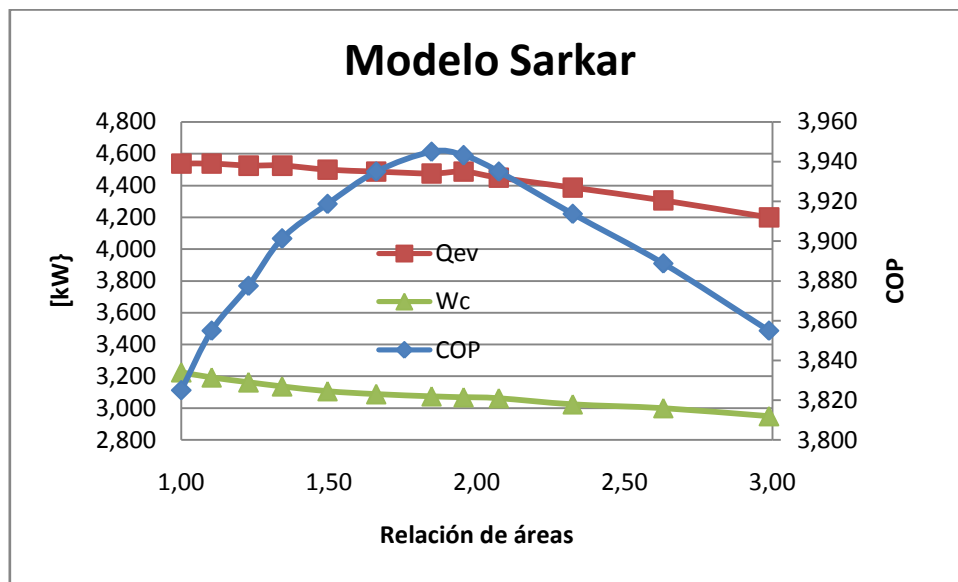


Figura 4. 5 Variación de la relación de áreas. Modelo Sarkar [1]

Como se puede ver las tendencias que siguen son parecidas. El error entre los dos modelos es menor del 10% salvo en el Q_{ev} y COP que a partir de una relación de áreas de 2.45 aumenta.

Velocidad de giro del compresor

La variación que se considera es entre 1500 y 3500

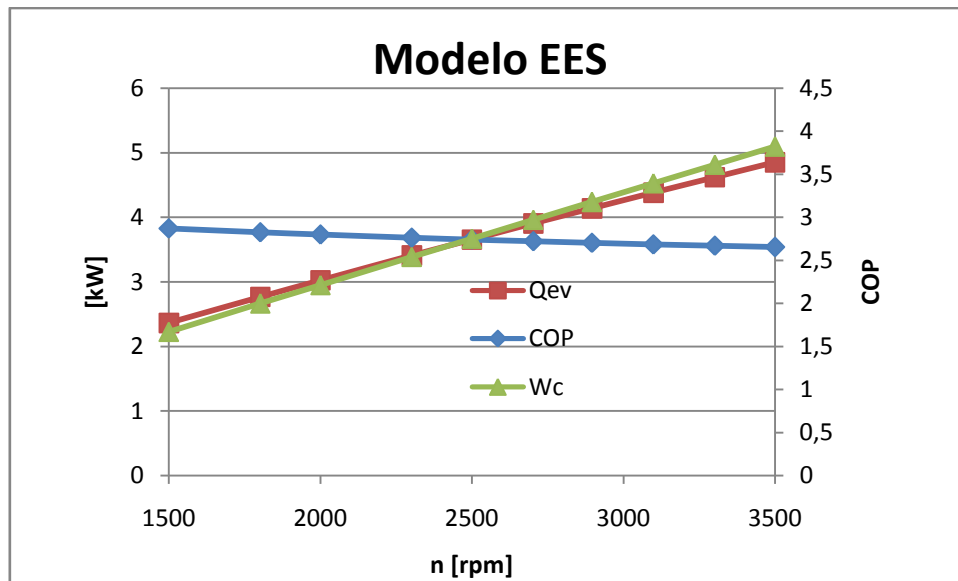


Figura 4. 6 Variación de la velocidad de giro del compresor. Modelo EES

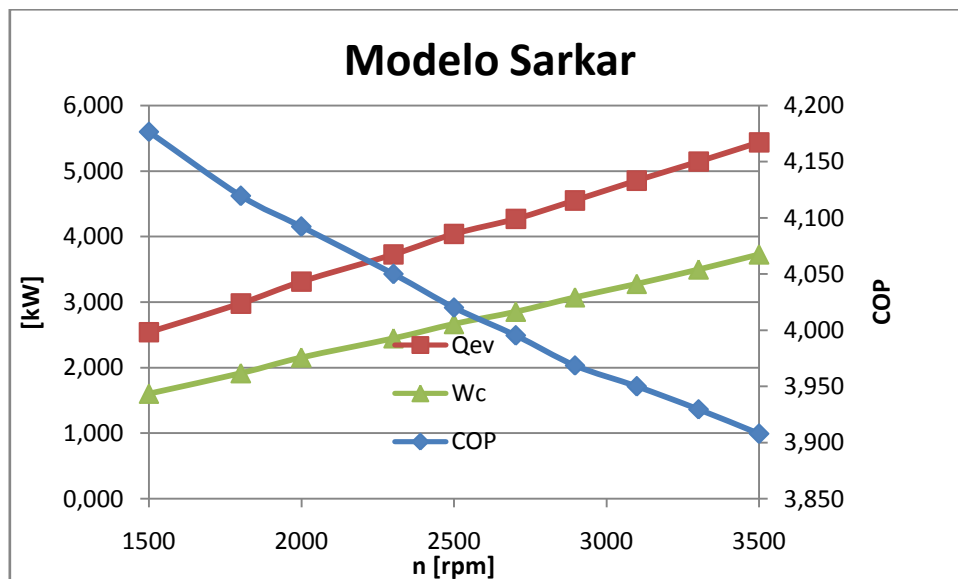


Figura 4. 7 Variación de la velocidad de giro del compresor. Modelo Sarkar [1]

Al igual que en el caso anterior las tendencias son parecidas. En este caso el error siempre es menor de 10% pero cada vez que se aleja más de $n=2500$ el error aumenta hacia los dos extremos. Para la Q_{ev} y COP aumenta cuando tienden a 300 rpm, y para el caso de W_c cuando tiende a 1500 rpm

Suma de longitudes

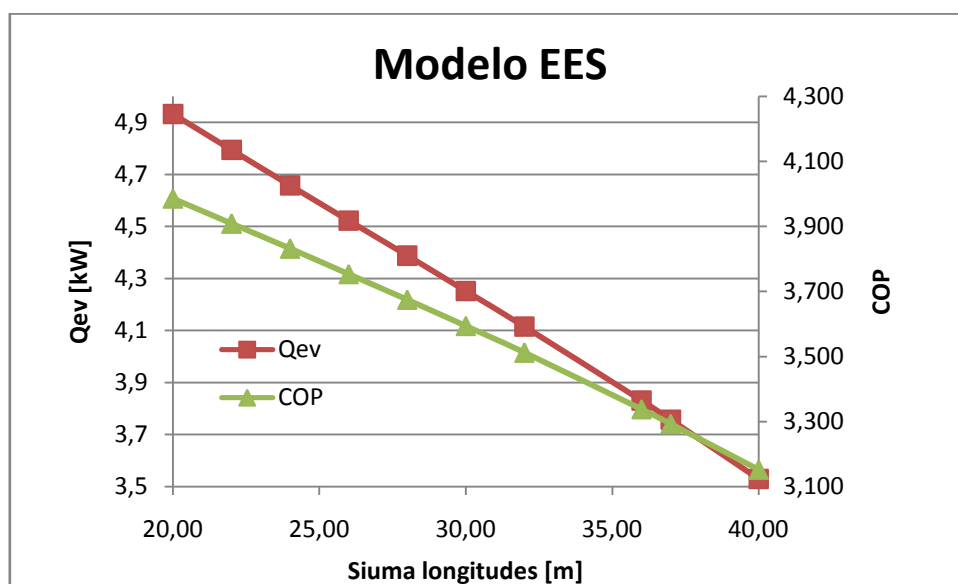


Figura 4. 8 Variación suma de longitudes. Modelo EES

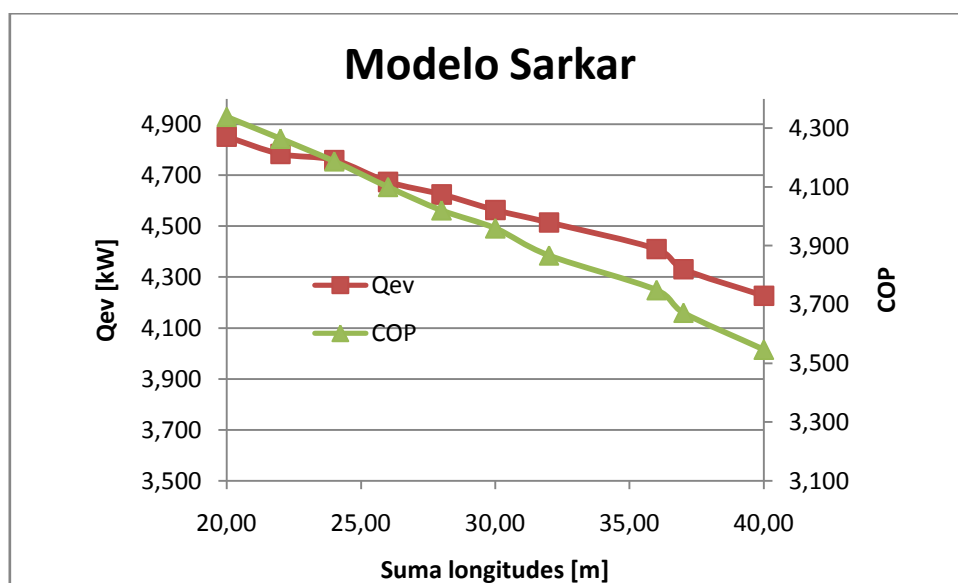


Figura 4. 9 Variación suma de longitudes. Modelo Sarkar [1]

Al igual que en el caso anterior, el error de Q_{ev} y COP aumenta cuando tienden hacia la derecha. Por encima de 37 m el error es mayor del 10%.

Las correlaciones empleadas por Sarkar difieren del modelo desarrollado por lo que es normal que sean distintas. Además, para el agua se había utilizado la correlación de Dittus-Boelter, donde el Reynolds tiene que ser mayor que 10000. En algunas situaciones este valor está por debajo, sobre todo cuando se llegaban a los extremos que se han visto en las anteriores gráficas. Por estos motivos, en el lado agua se ha sustituido por la correlación de Gnielinski ya que admite número de Reynolds de hasta 3000.

También se van a modificar los diámetros y las longitudes porque las velocidades de agua en el enfriador de gas salen muy bajas, la máxima es de 0,51 m/s, y las del evaporado muy altas, entre 2.51 y 2.53 m/s.

Como se vio en el Anexo 2, el COP puede ser más alto ya que se está considerando una temperatura de salida del dióxido de carbono del enfriador demasiado alta. En este caso está limitado por la alta temperatura de entrada del agua, pero en un caso de calentamiento de ACS el valor de entradas va a ser inferior.

ANEXO 5 – MODELO ECONÓMICO

1. MODELO ECONÓMICO

Con los modelos de todos los componentes de la bomba de calor, se procede a su análisis económico. Para ello se ha seguido el libro de Ulrich [27].

Lo primero que se ha calculado ha sido el coste de la inversión. Para ello se necesitan los costes de compra para cada componente. Para el compresor, como se ha escogido un compresor real semi-hermético de la marca Bitzer, el precio se ha obtenido del catálogo ‘Price List 2014’ [33]. El precio del compresor es de 7542 € aplicando el 21% del IVA.

Para el coste de compra del motor del compresor se ha tenido en cuenta la siguiente expresión:

$$Cc_{motor} = 1.1 \left(\frac{I_{2015}}{I_{año\ dato}} \right) C_p \quad (5.1)$$

1.1 es el valor para pasar de dólares a euros obtenido en el primer semestre de 2015, I_{2015} es el valor indicador del año 2015, $I_{año\ dato}$ el valor indicador del año dato. Los valores indicadores se han obtenido de la revista ‘Chemical Engineering’ de Enero de 2015 y sus valores son 575.7 y 400 respectivamente. C_p es el precio en dólares, sacado de Ulrich [27]. Como se produce menos de 10 kW, su precio es de 1000\$.

Para el coste de compra de los intercambiadores de calor se ha seguido la siguiente ecuación, también obtenida de Ulrich [27]:

$$Cc_{int} = 1.1 \left(\frac{I_{2015}}{I_{año\ dato}} \right) (1930 A_{int}^{0.539}) f_p \quad (5.2)$$

A_{int} es el área de cada intercambiador de calor y f_p es una correlación sacada de Ulrich [27] que muestra como varía el coste del intercambiador de calor con la presión. Éste factor solo se le aplica al enfriador de gas y al intercambiador interno ya que solo afecta a las presiones por encima del punto crítico.

Aplicando una serie de factores por considerar que están compuestos por acero inoxidable, el sumatorio de todos los costes de compras vistos anteriormente es igual a la inversión, Inv . Suponiendo un coste de operación y mantenimiento, $fom=0.05$ 1/año, el coste de la inversión, Cq_{inv} [€/kWh] es

$$Cq_{inv} = (frc + fom) Inv / pqa \quad (5.3)$$

donde frc es el factor de recuperación de capital y pqa la producción de calor anual [kWh/año] que tienen las siguientes expresiones:

$$frc = \frac{i_a (1 + i_a)^{n_a}}{(1 + i_a)^{n_a} - 1} \quad (5.4)$$

$$pqa = fua * 8760 * Q_{gc} \quad (5.5)$$

i_a es la tasa de interés que se ha supuesto de 0.10 [1/año], $n_a = 20$ es el número de años de utilización y $fua=2/3$ es el factor de utilización anual.

El siguiente paso ha sido calcular los costes eléctricos. El coste del compresor depende del trabajo realizado por el compresor, y el coste de la bomba de impulsión del agua de los intercambiadores de calor depende del flujo másico y de las pérdidas de carga. Suponiendo un rendimiento de 60% para las bombas de impulsión se obtienen las siguientes expresiones para el consumo anual de electricidad

$$Ce_{comp} = fua * 8760 * W_c \quad (5.6)$$

$$Ce_{bweg} = fua * 8760 \left(\frac{m_{wcooler}}{1000} \right) \left(\frac{PPH2O_{cooler}}{1000 * 0.6} \right) \quad (5.7)$$

$$Ce_{bwev} = fua * 8760 \left(\frac{m_{wevap}}{1000} \right) \left(\frac{PPH2O_{evap}}{1000 * 0.6} \right) \quad (5.8)$$

Estos valores están dados en kWh/año. Se ha considerado el precio de la electricidad, $pee=0.20$ [€/kWh] que es el valor máximo obtenido a lo largo de los últimos 365 días, en concreto en Octubre de 2014 [34]. El coste eléctrico, Cq_{ele} [€/kWh] es

$$Cq_{ele} = pee (Ce_{comp} + Ce_{bweg} + Ce_{bwev}) / pqa \quad (5.9)$$

Con el coste eléctrico y el coste de la inversión queda determinado el coste del calor producido, Cq_{tot} [€/kWh]:

$$Cq_{tot} = Cq_{inv} + Cq_{ele} \quad (5.10)$$

2 ANÁLISIS DEL MODELO

Una vez introducido el modelo económico se va a hacer un análisis de los resultados del modelo EES con los datos que se introdujeron para el análisis del anexo 4 y se va a modificar la geometría para mejorar las condiciones de operación. Además también se van a modificar los datos de entrada porque el cálculo del anexo 4 era para una fábrica lechera y lo que se busca es el calentamiento de agua caliente sanitaria de viviendas. Para estos modelos, se ha introducido la correlación de Gnielinski para el cálculo del lado agua por los problemas que se vieron en el anexo 4.

Los datos de entrada son

- $taev_e=15^\circ\text{C}$
- $taev_s=5^\circ\text{C}$.
- $tacs_e=15^\circ\text{C}$
- $tacs_e=75^\circ\text{C}$
- $p_2=110$ bar

Caso 1. Análisis del modelo sin modificar la geometría

Sustituyendo los datos en el modelo se obtiene la Tabla 5.1.

Tabla 5. 1 Resultados del modelo sin modificar la geometría

COP	2.61
Capacidad de calentamiento (Q_{gc})	15.45 [kW]
Presión CO_2 evaporador (PPCO2evap)	191079 [Pa]
Presión agua evaporador (PPH2Oevap)	235659 [Pa]
Presión CO_2 enfriador (PPCO2cooler)	59457 [Pa]
Presión agua enfriador (PPH2Ocooler)	39445 [Pa]
Inversión	29120 [€]
Coste calor producido (cq_{tot})	0.13187 [€/kWh]

El COP obtenido tiene un valor bajo ya que debería estar alrededor de 3. Al modificar la correlación del agua se cumplen los intervalos permitidos para el número de Reynolds y de Prandtl pero como no se ha modificado ningún parámetro se sigue teniendo el problema de las velocidades del agua en el evaporador y en el enfriador de gas.

Caso 2. Análisis del modelo modificando la geometría

El primer paso que se va a llevar es modificar los diámetros de los tubos del evaporador. Para ello se van a dar los siguientes valores: $D_1=16$ mm, $D_2=18$ mm, $D_3=28$ mm, $D_4=30$ mm. Al aumentar el diámetro se reduce la velocidad del agua a unos valores aproximados a 1 m/s. Calculando con estos nuevos datos, se obtienen los siguientes valores.

Tabla 5. 2 Resultados del modelo modificando la geometría

COP	1.97
Capacidad de calentamiento (Q_{gc})	14.96 [kW]
Presión CO_2 evaporador (PPCO2evap)	4340 [Pa]
Presión agua evaporador (PPH2Oevap)	5372 [Pa]
Presión CO_2 enfriador (PPCO2cooler)	27158 [Pa]
Presión agua enfriador (PPH2Ocooler)	38610 [Pa]
Inversión	30510 [€]
Coste calor producido (cq_{tot})	0.16015 [€/kWh]

En la Tabla 5.2 se puede ver que salvo la caída de presión todos los demás parámetros empeoran: el COP y Q_{gc} disminuyen la inversión aumenta debido a que se ha aumentado los diámetros y cq_{tot} aumenta.

Las únicas variables libres disponibles son la presión en el enfriador de gas, y las longitudes de los intercambiadores de calor. Se van a analizar cada una de estas variables individualmente partiendo de los siguientes valores:

- $p_{cp} = 110$ [bar]
- $L_{cooler} = 60$ [m]
- $L_{evap} = 45$ [m]

- Linterno = 2 [m]

Presión

Variando la presión entre 100 y 120 bar obtenemos la Tabla 5.3

Tabla 5. 3 Variación de parámetros variando la presión

1 1..21	2 pcp [bar]	3 Cq _{ele} [€/kWh]	4 Cq _{inv} [€/kWh]	5 Cq _{tot} [€/kWh]	COP _{bc}
Run 1	100,00	0,0601	0,0553	0,11531	3,357
Run 2	101,00	0,0594	0,0542	0,11358	3,395
Run 3	102,00	0,0589	0,0532	0,11206	3,428
Run 4	103,00	0,0584	0,0523	0,11073	3,456
Run 5	104,00	0,0580	0,0516	0,10960	3,480
Run 6	105,00	0,0577	0,0509	0,10865	3,499
Run 7	106,00	0,0575	0,0504	0,10788	3,512
Run 8	107,00	0,0574	0,0499	0,10729	3,520
Run 9	108,00	0,0574	0,0495	0,10685	3,523
Run 10	109,00	0,0574	0,0492	0,10655	3,523
Run 11	110,00	0,0575	0,0489	0,10636	3,518
Run 12	111,00	0,0576	0,0487	0,10628	3,510
Run 13	112,00	0,0578	0,0485	0,10629	3,500
Run 14	113,00	0,0580	0,0484	0,10637	3,488
Run 15	114,00	0,0582	0,0483	0,10650	3,474
Run 16	115,00	0,0585	0,0482	0,10669	3,459
Run 17	116,00	0,0587	0,0482	0,10691	3,443
Run 18	117,00	0,0590	0,0481	0,10716	3,426
Run 19	118,00	0,0593	0,0481	0,10743	3,409
Run 20	119,00	0,0596	0,0481	0,10773	3,392
Run 21	120,00	0,0599	0,0481	0,10804	3,374

A medida que se aumenta la presión todos los costes disminuyen. El valor del coste del calor producido ha disminuido significativamente al haber aumentado las longitudes. En cambio la COP tiene un máximo en 108 y 109 bar. Ahora la COP ha aumentado casi 2 puntos.

Longitud del enfriador de gas

Para este caso se varía la longitud entre 50 y 70 metros

Tabla 5. 4 Variación de parámetros variando la longitud del enfriador de gas

1	2	3	4	5	6	7	8
Lcooler [m]	Acooler [m ²]	PPCO2cooler [Pa]	PPH2Ocooler [Pa]	Cc _{intgc} [€]	Cq _{tot} [€/kWh]	COPbc	
Run 1	50,00	1,2401	270381	194666	4578	0,10510	3,624
Run 2	51,00	1,2649	274651	199450	4627	0,10502	3,631
Run 3	52,00	1,2898	278894	204226	4676	0,10496	3,638
Run 4	53,00	1,3146	283111	208993	4724	0,10490	3,645
Run 5	54,00	1,3394	287303	213752	4772	0,10486	3,651
Run 6	55,00	1,3642	291469	218502	4819	0,10483	3,656
Run 7	56,00	1,3890	295612	223244	4866	0,10481	3,662
Run 8	57,00	1,4138	299731	227978	4913	0,10480	3,666
Run 9	58,00	1,4386	303828	232703	4959	0,10480	3,671
Run 10	59,00	1,4634	307904	237419	5005	0,10480	3,675
Run 11	60,00	1,4882	311958	242128	5051	0,10481	3,679
Run 12	61,00	1,5130	315992	246828	5096	0,10483	3,683
Run 13	62,00	1,5378	320008	251519	5141	0,10486	3,686
Run 14	63,00	1,5626	324005	256203	5185	0,10489	3,689
Run 15	64,00	1,5874	327985	260879	5230	0,10493	3,692
Run 16	65,00	1,6122	331948	265547	5273	0,10497	3,695
Run 17	66,00	1,6370	335897	270207	5317	0,10501	3,697
Run 18	67,00	1,6618	339830	274861	5360	0,10506	3,700
Run 19	68,00	1,6866	343750	279507	5403	0,10512	3,702
Run 20	69,00	1,7114	347656	284146	5446	0,10518	3,704
Run 21	70,00	1,7362	351551	288778	5488	0,10524	3,706

A medida que se aumenta la longitud, aumenta el área por lo que aumentas los costes del enfriador, en cambio los costes de la electricidad disminuyen. Como el cq_{tot} es la suma de los costes de inversión y de los costes eléctricos, tiene un mínimo que está entre 57 y 59 metros. El COP aumenta a medida que aumenta la longitud del intercambiador. Al aumentar la longitud también se puede ver como aumenta la caída de presión en los dos flujos.

Longitud del intercambiador interno

En este caso se ha variado la longitud entre 1 y 6 metros.

Tabla 5. 5 Variación de parámetros variando la longitud del intercambiador interno

1	2	3	4	5	6	7	8
Linterno [m]	Ainterno [m ²]	PPCO2caliente [Pa]	PPCO2frio [Pa]	Cq _{tot} [€/kWh]	COPbc		
1,00	0,0248	3438	13211	0,10396	3,681		
1,25	0,0310	4241	16365	0,10419	3,679		
1,50	0,0372	5027	19471	0,10443	3,677		
1,75	0,0434	5797	22533	0,10466	3,675		
2,00	0,0496	6554	25557	0,10488	3,672		
2,25	0,0558	7298	28544	0,10511	3,669		
2,50	0,0620	8031	31497	0,10533	3,666		
2,75	0,0682	8754	34418	0,10555	3,663		
3,00	0,0744	9466	37310	0,10576	3,660		
3,25	0,0806	10170	40173	0,10597	3,656		
3,50	0,0868	10865	43011	0,10618	3,653		
3,75	0,0930	11553	45823	0,10639	3,650		
4,00	0,0992	12233	48612	0,10659	3,647		
4,25	0,1054	12905	51378	0,10679	3,643		
4,50	0,1116	13572	54122	0,10699	3,640		
4,75	0,1178	14232	56846	0,10718	3,637		
5,00	0,1240	14886	59550	0,10737	3,634		
5,25	0,1302	15534	62235	0,10756	3,631		
5,50	0,1364	16177	64901	0,10775	3,627		
5,75	0,1426	16815	67549	0,10793	3,624		
6,00	0,1488	17448	70180	0,10811	3,621		

En este caso lo que interesa es disminuir la longitud, ya que con menos área se requiere menos costes de inversión y además también disminuye el coste eléctrico. Las pérdidas de presión también disminuyen y el COP aumenta.

Longitud del evaporador

La longitud del evaporador se ha variado entre 30 y 50 metros. En la Tabla 5.6 se presentan los resultados.

Tabla 5. 6 Variación de parámetros variando la longitud del evaporador

	Levap [m]	Aevap [m ²]	PPCO2evap [Pa]	PPH2Oevap [Pa]	c _{q,ele} [€/kWh]	c _{q,inv} [€/kWh]	c _{q,tot} [€/kWh]	COP _{bc}
Run 1	30,00	1,5080	25369	48555	0,0596	0,0491	0,10869	3,383
Run 2	31,00	1,5582	26369	50762	0,0594	0,0490	0,10840	3,396
Run 3	32,00	1,6085	27360	52965	0,0592	0,0490	0,10815	3,408
Run 4	33,00	1,6588	28341	55164	0,0590	0,0490	0,10793	3,419
Run 5	34,00	1,7090	29312	57358	0,0588	0,0489	0,10774	3,430
Run 6	35,00	1,7593	30273	59547	0,0587	0,0489	0,10758	3,440
Run 7	36,00	1,8096	31223	61731	0,0585	0,0489	0,10743	3,449
Run 8	37,00	1,8598	32164	63910	0,0584	0,0489	0,10731	3,458
Run 9	38,00	1,9101	33093	66083	0,0583	0,0489	0,10721	3,466
Run 10	39,00	1,9604	34012	68252	0,0582	0,0490	0,10712	3,473
Run 11	40,00	2,0106	34920	70414	0,0581	0,0490	0,10705	3,480
Run 12	41,00	2,0609	35818	72572	0,0580	0,0490	0,10699	3,487
Run 13	42,00	2,1112	36705	74725	0,0579	0,0491	0,10694	3,493
Run 14	43,00	2,1614	37582	76872	0,0578	0,0491	0,10691	3,499
Run 15	44,00	2,2117	38448	79015	0,0577	0,0492	0,10688	3,504
Run 16	45,00	2,2619	39303	81153	0,0576	0,0492	0,10687	3,510
Run 17	46,00	2,3122	40148	83286	0,0576	0,0493	0,10686	3,515
Run 18	47,00	2,3625	40983	85414	0,0575	0,0494	0,10687	3,519
Run 19	48,00	2,4127	41807	87538	0,0575	0,0494	0,10688	3,524
Run 20	49,00	2,4630	42621	89657	0,0574	0,0495	0,10689	3,528
Run 21	50,00	2,5133	43425	91772	0,0573	0,0496	0,10692	3,532

A medida que se aumenta la longitud el coste de la electricidad disminuye, mientras que el coste de la inversión tiene un mínimo entre 39 y 41 metros. Como el coste del calor es la suma de los dos costes, tiene un mínimo en una longitud mayor, en este caso a 46 metros. A partir de esta longitud, el coste del calor va aumentando lentamente. El COP de la bomba de calor disminuye a medida que aumenta la longitud. Al igual que en los otros dos casos, las pérdidas de presión aumentan cuando aumenta la longitud.

ANEXO 6 – DEMANDA DE ACS

La demanda de agua caliente sanitaria se ha obtenido del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación, DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios redactado por Alberto Viti y publicado por ATECYR (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración).

Los datos obtenidos proceden de mediciones de campo efectuadas en Francia, Gran Bretaña, Estados Unidos, Alemania y España.

El consumo de ACS varía fuertemente según el tipo de edificio, el mes del año, el día de la semana y la hora del día. En consecuencia la estimación exacta del consumo se hace tanto más difícil cuanto más corto es el periodo de tiempo y menor el número de usuarios de la instalación.

A continuación se muestran las figuras obtenidas de este documento:

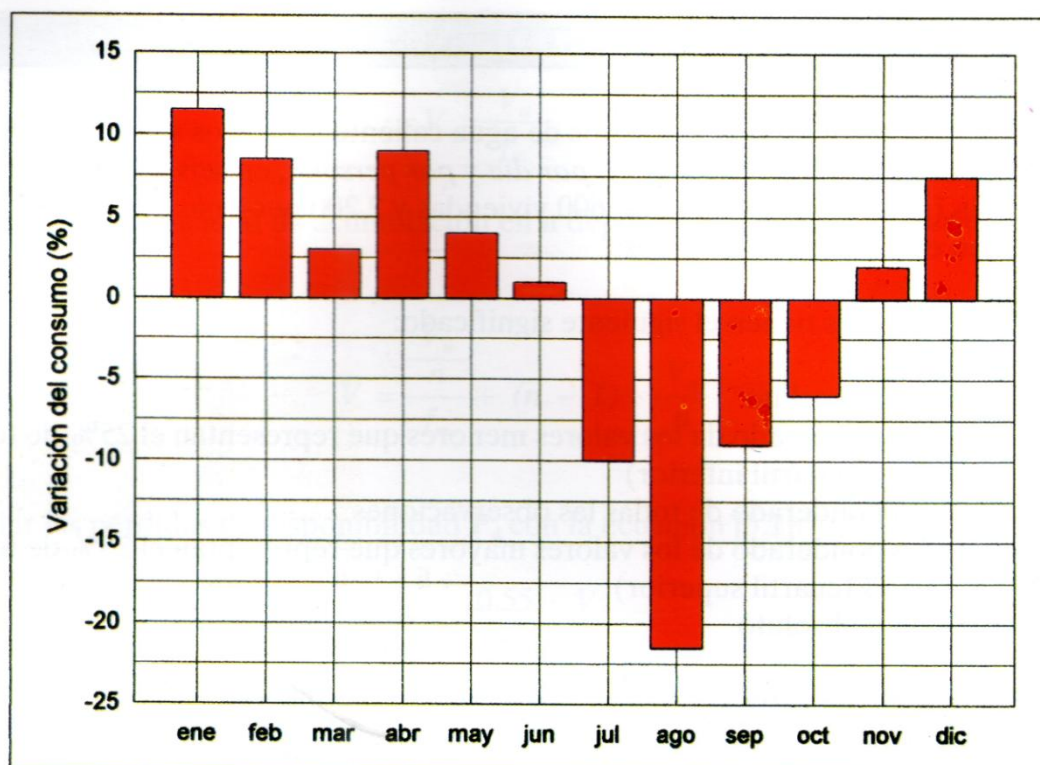


Figura 6. 1 Variación del consumo de ACS a lo largo de los meses de un año

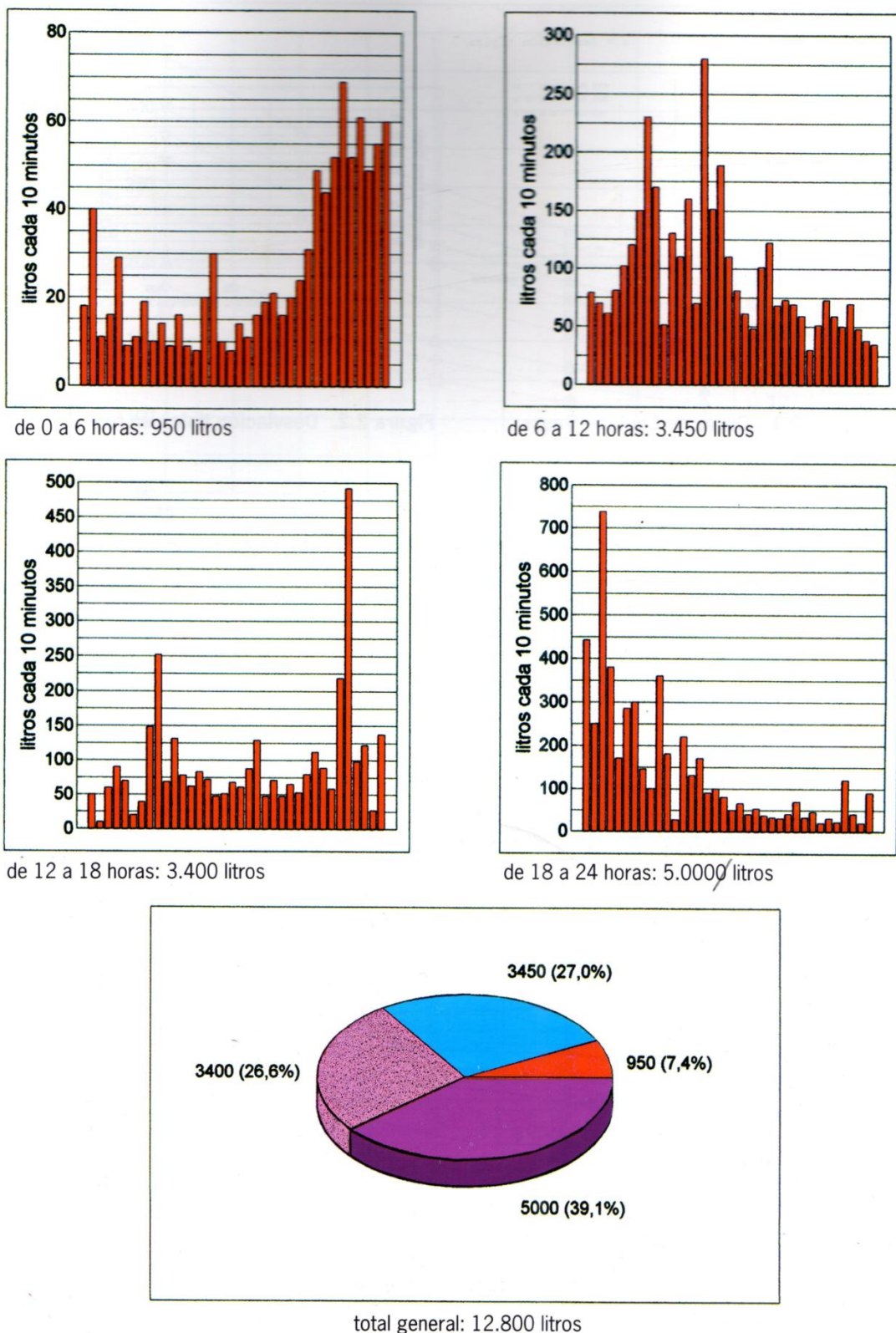


Figura 6. 2 Variación del consumo de ACS a lo largo de un día

En la Figura 6.1 se muestra la variación del consumo de ACS a lo largo de los meses de un año en porcentaje sobre el valor medio y en la Figura 6.2 la variación a lo largo de un día cada 10 minutos. También se representa el número de litros totales que es de 12800 litros.

Demanda diaria

A partir de los datos obtenidos en la Figura 6.2, se ha creado una tabla interpolando los datos para obtenerlos cada 15 minutos. Además también se ha obtenido la demanda relativa en cada periodo de tiempo, dividiendo esta demanda por los 12800 litros diarios.

Tabla 6. 1 Demanda y demanda relativa cada 15 minutos

hora	Demanda	DemRel	hora	Demanda	DemRel	hora	Demanda	DemRel
0,15	40	0,0031	8,15	195	0,0152	16,15	95	0,0074
0,3	30	0,0023	8,3	310	0,0242	16,3	105	0,0082
0,45	35	0,0027	8,45	245	0,0191	16,45	155	0,0121
1	25	0,0020	9	205	0,0160	17	105	0,0082
1,15	30	0,0023	9,15	110	0,0086	17,15	465	0,0363
1,3	20	0,0016	9,3	80	0,0063	17,3	345	0,0270
1,45	20	0,0016	9,45	160	0,0125	17,45	135	0,0105
2	20	0,0016	10	130	0,0102	18	145	0,0113
2,15	15	0,0012	10,15	105	0,0082	18,15	565	0,0441
2,3	25	0,0020	10,3	95	0,0074	18,3	865	0,0676
2,45	35	0,0027	10,45	55	0,0043	18,45	460	0,0359
3	15	0,0012	11	105	0,0082	19	360	0,0281
3,15	15	0,0012	11,15	85	0,0066	19,15	375	0,0293
3,3	25	0,0020	11,3	95	0,0074	19,3	175	0,0137
3,45	30	0,0023	11,45	70	0,0055	19,45	450	0,0352
4	20	0,0016	12	50	0,0039	20	110	0,0086
4,15	30	0,0023	12,15	55	0,0043	20,15	285	0,0223
4,3	40	0,0031	12,3	65	0,0051	20,3	235	0,0184
4,45	70	0,0055	12,45	115	0,0090	20,45	130	0,0102
5	70	0,0055	13	55	0,0043	21	130	0,0102
5,15	95	0,0074	13,15	115	0,0090	21,15	80	0,0063
5,3	85	0,0066	13,3	325	0,0254	21,3	80	0,0063
5,45	75	0,0059	13,45	135	0,0105	21,45	90	0,0070
6	85	0,0066	14	145	0,0113	22	70	0,0055
6,15	115	0,0090	14,15	110	0,0086	22,15	50	0,0039
6,3	95	0,0074	14,3	120	0,0094	22,3	90	0,0070
6,45	120	0,0094	14,45	80	0,0063	22,45	55	0,0043
7	170	0,0133	15	100	0,0078	23	45	0,0035
7,15	265	0,0207	15,15	95	0,0074	23,15	40	0,0031
7,3	285	0,0223	15,3	165	0,0129	23,3	120	0,0094
7,45	130	0,0102	15,45	85	0,0066	23,45	50	0,0039
8	175	0,0137	16	85	0,0066	24	90	0,0070

El sumatorio de todas las demandas da los 12800 litros y el sumatorio de las demandas relativas es igual a 1.

Demanda mensual

Tabla 6. 2 Variación del consumo mensual

Mes	Variación consumo mensual
Enero	1.1213
Febrero	1.0813
Marzo	1.0312
Abril	1.0913
Mayo	1.0412
Junio	1.0112
Julio	0.9011
Agosto	0.7809
Septiembre	0.9111
Octubre	0.9411
Noviembre	1.0212
Diciembre	1.0763

A partir de la Figura 6.1 se ha obtenido la Tabla 6.2 que representa el consumo mensual, considerando el número de días de cada mes. Como se puede ver en los meses de invierno es cuando mayor consumo de ACS, mientras que en el verano es cuando menos.

Para el cálculo de la temperatura ambiental, se ha obtenido la Tabla 6.3 del informe 'Datos básicos de Aragón' de IAEST (Instituto Aragonés de Meteorología) [35] que representa la temperatura media mensual y la temperatura media anual tomada desde el Aeropuerto de Zaragoza. Estos datos han sido actualizados por última vez en Marzo de 2015.

Tabla 6. 3 Temperatura ambiente de cada mes en Zaragoza

Mes	Temperatura ambiente [°C]
Enero	6.6
Febrero	8.2
Marzo	11.6
Abril	13.8
Mayo	18.0
Junio	22.6
Julio	25.3
Agosto	25.0
Septiembre	21.2
Octubre	16.2
Noviembre	10.6
Diciembre	7.0
Año	15.5

ANEXO 7 – ACUMULADOR DE ACS

1. MODELO DEL ACUMULADOR

Se ha escogido un tanque de almacenamiento estratificado de agua, es decir, el volumen del tanque se va a dividir en varias secciones, N , donde se les va a aplicar un balance energético a cada sección. El resultado va a ser un conjunto de N ecuaciones que se pueden resolver para las temperaturas de las N secciones en función del tiempo. Para ello se va a tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El tanque tiene forma cilíndrica donde se ha supuesto que su altura va a ser igual a su diámetro, $D=L$.
- Se va a dividir en $N=10$ volúmenes de control con el mismo volumen, donde al de la parte superior del tanque se le ha llamado 1 y al de la parte inferior se ha llamado 10.
- En cada nodo la temperatura de entrada es constante.
- Se van a considerar los siguientes fenómenos: transferencia de calor por conducción de calor entre los nodos, pérdida de calor con el ambiente y transferencia de calor entre nodos y flujos externos.
- El agua caliente que sale de la bomba de calor, m_c , se va a considerar que solo entra por la sección que está más arriba del tanque, nodo1, y el agua fría que entra a la bomba de calor se considera que sale del nodo 10. El agua que viene de la red, m_f entra por la sección 10. Por último el agua caliente sanitaria, m_d , sale por 1.
- La temperatura del agua que viene de la salida del enfriador de gas, se va a suponer $t_c=75^\circ\text{C}$, mientras que la temperatura que viene de la red, $t_f=15^\circ\text{C}$
- Como las propiedades del agua varían muy poco con la temperatura, se ha considerado calor específico, $c_{p_w}=4.2 \text{ kJ/kgK}$, densidad, $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ y conductividad $\kappa=0,6 \text{ W/mK}$.
- Se considera el flujo descendente dentro del acumulador como $m_n = m_c - m_f$
- Se va a realizar un balance energético no estacionario para cada intervalo.

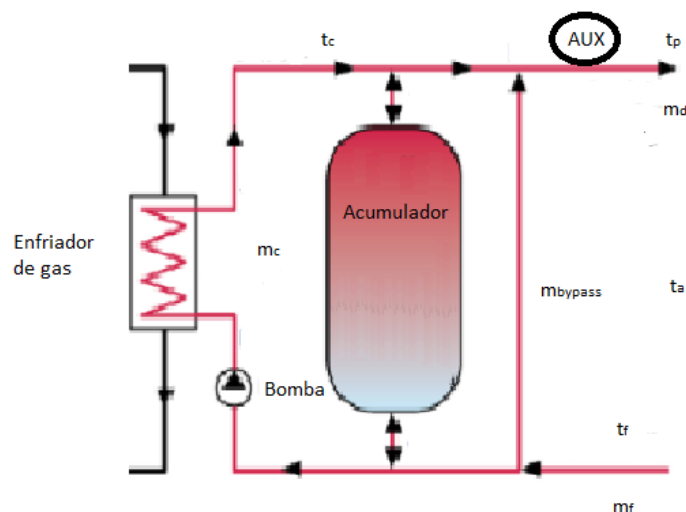
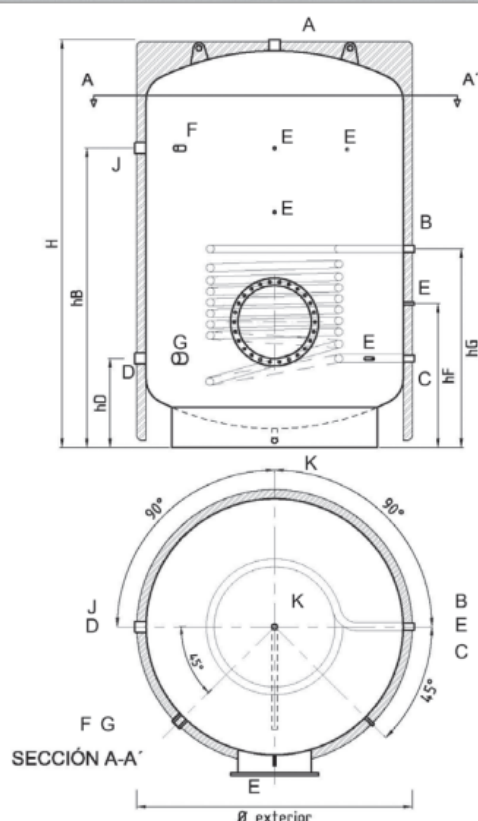


Figura 7. 1 Esquema acumulador



Características técnicas:

- Los interacumuladores de IDROGAS IX están fabricados en acero inoxidable AISI-316L, y soldados con la mejor tecnología.
- Aislados con poliuretano flexible, densidad de 25 kg/m³ y 50 mm de espesor, en capacidades desde los 500 hasta los 5.000 litros.
- Acabado exterior en Skay color gris.
- Diseñados para soportar una presión de trabajo de 8 bares en un rango de temperatura de 0 a 90°C.
- La temperatura máxima de trabajo del serpentín es de 120°C.
- Presión máxima de trabajo del serpentín es de 10 bares.
- Garantía: 2 años

PAGADOS
Península

Código	Artículo	€
INTERACUMULADOR INOXIDABLE AISI 316		
CC 01 365	IDROGAS IX 500 8 bar	2.771,00
CC 01 366	IDROGAS IX 750 8 bar	3.174,00
CC 01 367	IDROGAS IX 1000 8 bar	3.795,00
CC 01 368	IDROGAS IX 1500 8 bar	5.750,00
CC 01 369	IDROGAS IX 2000 8 bar	6.670,00
CC 01 370	IDROGAS IX 2500 8 bar	7.820,00
CC 01 371	IDROGAS IX 3000 8 bar	9.660,00
CC 01 372	IDROGAS IX 4000 8 bar	12.420,00
CC 01 373	IDROGAS IX 5000 8 bar	14.950,00

LEYENDA:

- A Salida ACS
- B Entrada primario
- C Retorno primario
- D Entrada AFS
- E Conexión 1/2"
- F Ánodo Magnesio (Opcional)
- G Resistencia (opcional)
- J Recirculación
- K Desagüe

DISPONIBLE CONEXIONES PARA:

- Conexiones para resistencia
- Ánodo de magnesio
- Correx up.

Capacidad (L)	Ø Exterior (mm)	A	B	C	D	F	G	J	K	Peso Vacio (Kg)	H (mm)	hB (mm)	hD (mm)	hF (mm)	hG (mm)	Superf. inter-cambio (m²)	Peso Vacio (Kg)	Boca Registro
500	800	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	1"	120	1.710	1.310	310	560	810	1,68	120	DN 200
750	800	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	1"	140	1.920	1.470	320	620	920	2,72	140	DN 200
1.000	930	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	1"	190	1.985	1.505	355	655	955	3,48	190	DN 400
1.500	1.140	1"1/2	1"1/4	1"1/4	1"1/2	1"1/4	2"	1"1/2	1"	275	2.055	1.530	380	680	980	4,05	275	DN 400
2.000	1.300	2"	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	2"	2"	1"	380	2.100	1.550	400	700	1.000	4,86	380	DN 400
2.500	1.400	2"	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	2"	2"	1"	440	2.155	1.585	435	735	1.035	5,67	440	DN 400
3.000	1.500	2"	1"1/4	1"1/4	2"	1"1/4	2"	2"	1"	490	2.230	1.640	490	790	1.090	6,48	490	DN 400
4.000	1.600	2"1/2	1"1/4	1"1/4	2"1/2	1"1/4	2"	2"1/2	1"1/4	560	2.790	2.020	520	920	1.320	7,30	560	DN 400
5.000	1.750	3"	1"1/4	1"1/4	3"	1"1/4	2"	3"	1"1/4	740	2.835	2.035	535	935	1.335	8,11	740	DN 400

Figura 7. 2 Características técnicas del acumulador. Fuente: catálogo Salvador Escoda. Acumuladores para agua caliente sanitaria

En la Figura 7.1 se muestra un esquema del acumulador y en la Figura 7.2 se muestra los datos técnicos del acumulador seleccionado. Se ha escogido el acumulador inoxidable de la serie IX (AISI 316L) de Salvador Escoda S.A. A continuación se van a mostrar las ecuaciones que se han desarrollado.

Transferencia de calor por conducción

Teniendo en cuenta que para el caso simplificado de flujo de calor estacionario en una sola dirección, el calor transmitido es proporcional al área perpendicular, al flujo de calor, a la conductividad del material y a la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío, y es inversamente proporcional al espesor:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{kA}{x} (T_1 - T_2) \quad (7.1)$$

La pérdida de calor por conducción entre los diferentes nodos se expresa de la siguiente manera:

$$i=1 \quad Q_c^i = -kA_t(t_{ini}^i - t_{ini}^{i+1})/L_t \quad (7.2)$$

$$i=2..9 \quad Q_c^i = kA_t(t_{ini}^{i-1} - t_{ini}^i)/L_t - kA_t(t_{ini}^i - t_{ini}^{i+1})/L_t \quad (7.3)$$

$$= -kA_t(t_{ini}^{i-1} - 2t_{ini}^i + t_{ini}^{i+1})/L_t$$

$$i=10 \quad Q_c^i = kA_t(t_{ini}^{i-1} - t_{ini}^i)/L_t \quad (7.4)$$

Q_c^i es la pérdida de calor por conducción, $A_t = \pi D^2/4$ es el área transversal, que es el mismo para todos los nodos, y $L_t = L/N$ es altura de cada tramo. t_{ini}^i , t_{ini}^{i+1} y t_{ini}^{i-1} son las temperatura de cada sección. El subíndice 'ini' indica que ocurre en el instante inicial que, como se verá en el balance energético total, varía en el tiempo.

Pérdida de calor al ambiente

Se ha considerado la pérdida de calor que existe con el ambiente. Va a depender de la temperatura ambiental y de la geometría de cada sección. En los nodos intermedios, esta pérdida ocurre en la parte lateral del cilindro, mientras que en el nodo superior e inferior se cuenta la pérdida del techo y del suelo respectivamente. Teniendo en cuenta estas consideraciones, las ecuaciones quedan de la siguiente manera.

$$i=1 \quad Q_l^i = U\pi D(D/4 + L_t)(t_{ini}^i - t_a) \quad (7.5)$$

$$i=2..9 \quad Q_l^i = U\pi D L_t(t_{ini}^i - t_a) \quad (7.6)$$

$$i=10 \quad Q_l^i = U\pi D(D/4 + L_t)(t_{ini}^i - t_a) \quad (7.7)$$

donde Q_l^i es la pérdida de calor con el ambiente, $U = 1 \text{ W/m}^2\text{K}$ es el coeficiente global de transferencia de calor que se ha obtenido a partir de los datos técnicos obtenidos por el fabricante y t_a es la temperatura ambiente.

Aporte neto de energía por flujos internos de materia

En este apartado se considera las variaciones que ocurren dentro de cada sección debido a los flujos de materia entre nodos. Cada nodo podrá recibir o aportar energía a las secciones contiguas. Para ello hay que tener en cuenta si el flujo es ascendente o descendente. Con todo esto quedan las siguientes expresiones:

$$i=1 \quad Q_m^i = -\max(m_n; 0) * cp_w t_{ini}^i + \max(-m_n; 0) * cp_w t_{ini}^{i+1} \quad (7.8)$$

$$i=2..9 \quad Q_m^i = +\max(m_n; 0) * cp_w t_{ini}^{i-1} - \max(-m_n; 0) * cp_w t_{ini}^i \quad (7.9)$$

$$- \max(m_n; 0) * cp_w t_{ini}^i + \max(-m_n; 0) * cp_w t_{ini}^{i+1}$$

$$i=10 \quad Q_m^i = +\max(m_n; 0) * cp_w t_{ini}^{i-1} - \max(-m_n; 0) * cp_w t_{ini}^i \quad (7.10)$$

Q_m^i corresponde con el aporte de energía de cada sección.

Balance de energía

Considerando las ecuaciones vistas anteriormente, el balance de energía para cada nodo se expresa:

$$i=1 \quad M_t c_p \frac{t_{fin}^i - t_{ini}^i}{\theta} = -m_f c_{p_w} t_{ini}^i + m_c c_{p_w} t_c + Q_c^i - Q_l^i + Q_m^i \quad (7.11)$$

$$i=2..9 \quad M_t c_p \frac{t_{fin}^i - t_{ini}^i}{\theta} = Q_c^i - Q_l^i + Q_m^i \quad (7.12)$$

$$i=10 \quad M_t c_p \frac{t_{fin}^i - t_{ini}^i}{\theta} = m_f c_{p_w} t_f - m_c c_{p_w} t_{ini}^i + Q_c^i - Q_l^i + Q_m^i \quad (7.13)$$

$M_t = \rho * V / N$ es la masa que hay en cada intervalo, V es el volumen total del acumulador y θ es el periodo de tiempo. Este intervalo de tiempo es constante y se ha considerado que es igual a 15 minutos.

Al sustituir las expresiones con los datos obtenidos en las anteriores ecuaciones, se obtiene t_{fin}^i , que es la temperatura final en ese intervalo de tiempo, es decir transcurridos 15 min.

También se ha calculado la energía aportada por el flujo caliente, E_c , la aportada por el flujo frío, E_f , la energía acumulada al comienzo de cada periodo, E_{ini} , y al final de cada periodo, E_{fin} , y la energía perdida con el ambiente, E_{loss} .

$$E_c = m_c c_{p_w} (t_c - t_{ini}^{10}) \theta \quad (7.14)$$

$$E_f = m_c c_{p_w} (t_{ini}^1 - t_f) \theta \quad (7.15)$$

$$E_{ini} = \sum_{i=1}^{10} M_t c_{p_w} t_{ini}^i \quad (7.16)$$

$$E_{fin} = \sum_{i=1}^{10} M_t c_{p_w} t_{fin}^i \quad (7.17)$$

$$E_{loss} = \sum_{i=1}^{10} Q_l^i \theta \quad (7.18)$$

Para cambiar de periodo de tiempo (θ), se ha creado una tabla en el EES que nos permite, una vez finalizado las cuentas, cambiar t_{fin}^i de un periodo por la t_{ini}^i del periodo siguiente para poder repetir la operación durante el tiempo que se quiera establecer.

Energía auxiliar

Se necesita energía auxiliar cuando el acumulador no puede calentar el agua a la temperatura a la que se quiere tener el ACS. Para ello en el programa se ha introducido el siguiente procedimiento:

- Si la temperatura en la parte de arriba del tanque, t_{ini}^1 , es menor que la temperatura a la que se quiere el ACS, t_p , entonces se requerirá energía

auxiliar, que viene expresada por el flujo másico demandado y la diferencia de temperaturas:

$$E_{aux} = m_d cp_w (t_p - t_{ini}^1) [kW] \quad (7.19)$$

y el flujo másico demandado vendrá solo del tanque de almacenamiento.

- En cambio si $t_{ini}^1 > t_{prepara}$ habrá que hacer un bypass con el agua que viene de la red para que no supere la temperatura de ACS. Para ello el flujo másico que necesitamos vendrá determinado por:

$$m_{bypass} = m_d \left(\frac{t_{ini}^1 - t_p}{t_{ini}^1 - t_f} \right) \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (7.20)$$

Por lo que al añadir agua de la red saldrá menos flujo másico de la parte de arriba del tanque.

$$m_{cabeza \text{ del tanque}} = m_d - m_{bypass} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (7.21)$$

Como el flujo másico de agua que pasa por la bomba de calor, m_c es constante, el flujo másico de la cabeza del tanque será igual al que entra por debajo del tanque que viene de la red, es decir, m_f .

Para que el algoritmo tenga sentido también se ha impuesto otra condición, que es la de que nunca se puede superar un flujo máximo en cada periodo de tiempo definido como $m_{max} = M_t / \theta$ ya que si no esa sección se quedaría vacía. Para ello se ha llevado a cabo el siguiente procedimiento:

Si $m_{cabeza \text{ del tanque}} > m_{max}$ entonces $m_{cabeza \text{ del tanque}} = m_{max}$ para que no salga más de la cuenta y habría que hacer un 'bypass' $m_{bypass} = m_{demanda} - m_{cabeza \text{ del tanque}}$ y definir una nueva energía auxiliar

$$E_{aux} = cp_w (m_d t_p - m_{bypass} t_f - m_{cabeza \text{ del tanque}} t_{ini}^1) [kW]$$

Para poder ver en qué casos ocurre este fenómeno se ha definido una nueva variable E_{extra} que es la diferencia entre las dos energías auxiliares vistas.

Este fenómeno solo ocurre en uno o dos periodos de tiempo que son los de máxima demanda.

Por último se obtiene la potencia demandada [kW] y la energía demandada, la auxiliar y la de la bomba de CO₂ [kWh].

$$E_{dem} = m_d cp_w (t_p - t_f) \quad (7.22)$$

$$E_{dem} kWh = m_d cp_w (t_p - t_f) / 4 \quad (7.23)$$

$$E_{aux} kWh = E_{aux} / 4 \quad (7.24)$$

$$E_{CO2} kWh = E_{dem} kWh - E_{aux} kWh \quad (7.25)$$

Las energías se van a obtener para cada periodo, por eso se dividen entre 4

2. ANÁLISIS DEL MODELO

Para comprobar el funcionamiento del modelo del acumulador, se va a calcular el modelo a lo largo de un día cuando hay bomba de calor y cuando no la hay. Para ello se van a tomar los siguientes datos de entrada:

- $V = 5$ [m³]
- $t_a = 20$ [°C]
- $t_r = 60$
- $l_p = 28$ {consumo de agua en litros por persona y día a $t_r = 60^\circ\text{C}$ }
- $n_v = 100$ {número de viviendas}
- $n_p = 3$ {número de personas por vivienda}
- $t_p = 65$ {temperatura de preparación del agua, °C}

La demanda obtenida se ha explicado en el Anexo 6.

Caso1. Bomba de calor

Para este caso se ha considerado $m_c = 0.05$ [kg/s], que es el valor que se obtiene del modelo matemático una vez optimizado.

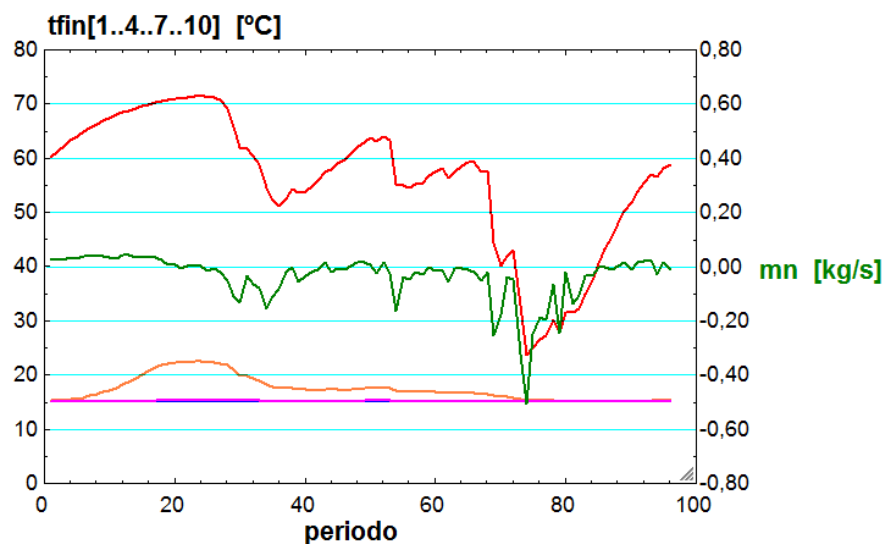


Figura 7. 3 Temperatura de los intervalos 1, 4, 7 y 10 a lo largo de un día con bomba de calor

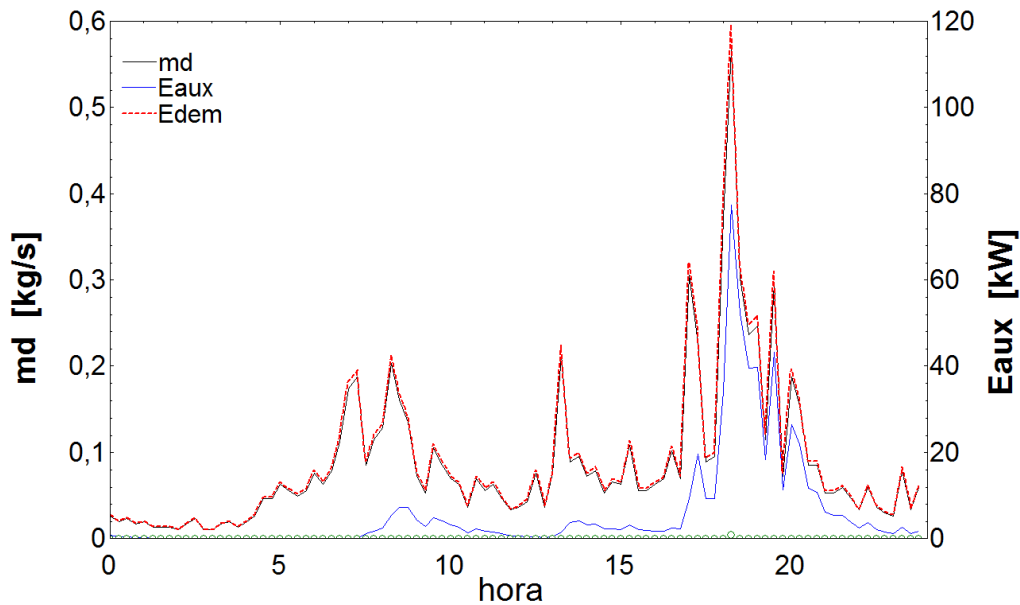


Figura 7. 4 Demanda y energía auxiliar a lo largo de un día con bomba de calor

En la Figura 7.3 se representan las temperaturas de varios intervalos del acumulador a lo largo de un día y en la Figura 7.4 la demanda y la energía auxiliar. El intervalo 10 se encuentra en todo momento a la temperatura de la red. En el intervalo 4 ya se empieza a ver que por la noche se carga y coge temperatura hasta que la demanda aumenta sobre las 7:00 de la mañana aproximadamente que es cuando se empieza a descargar lentamente hasta llegar a la temperatura de la red cuando la demanda es máxima. En el intervalo 1 (cabeza del tanque) se ve más pronunciadamente los picos de demanda: se carga por la noche cuando no hay casi demanda, de 7:00 a 10:00 (hora de desayunar) disminuye porque aumenta la demanda, se vuelve a cargar hasta la hora de la comida donde vuelve a descender por aumento de la demanda, y se vuelve a cargar hasta que llega la tarde-noche que es donde más aumenta la demanda, donde la temperatura baja hasta los 25°C.

El flujo neto se puede ver que desciende en las horas con demanda punta (desayuno, comida y cena) en la Figura 7.3 (línea verde)

En la Figura 7.4 se representa la energía auxiliar. Por la noche no se necesita aportar energía pero a partir de la mañana hay en todo momento, donde aumenta en los picos que se han hablado anteriormente. En la tarde-noche es donde cubre prácticamente toda la energía demandada.

A lo largo del día la energía demandada es de 441 kWh. La bomba de calor se encargaría de cubrir 67.93%.

En la Figura 7.4 también se ha representado la energía auxiliar que se había considerado por la condición de flujo másico (puntos verdes). Esto solo ocurre en el periodo de máxima demanda y prácticamente no se nota su efecto.

Caso 2. Sin bomba de calor

En este caso como no se considera que hay bomba de calor, el flujo másico no pasa por la bomba por lo que $m_c=0$ [kg/s]. Modificando este dato se obtiene las siguientes figuras:

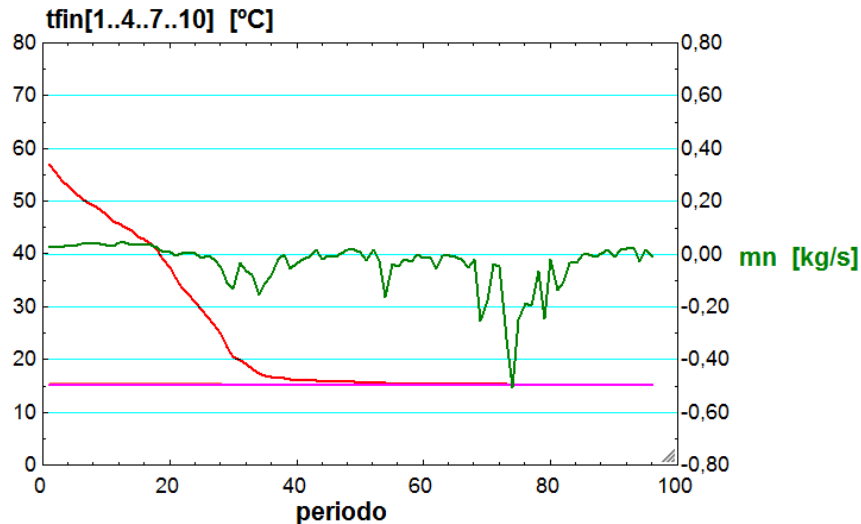


Figura 7. 5 Temperatura de los intervalos 1, 4, 7 y 10 a lo largo de un día sin bomba de calor

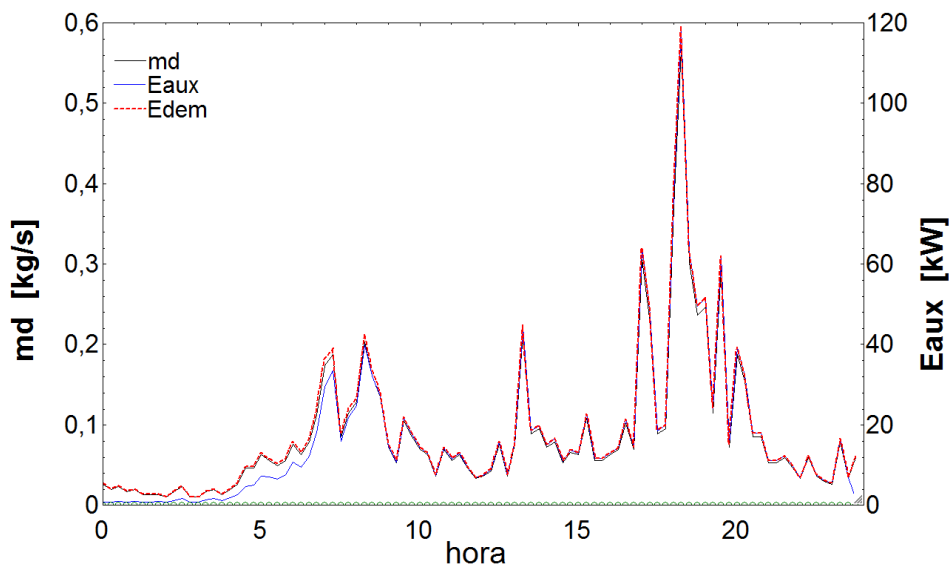


Figura 7. 6 Demanda y energía auxiliar a lo largo de un día sin bomba de calor

La Figura 7.5 y 7.6 representan las mismas variables que la Figura 7.3 y 7.4 pero sin considerar el aporte de la bomba de calor. Aunque no se representen, los intervalos 1, 2y 3 están a temperaturas por encima de la red pero las temperaturas caen muy rápidamente por no existir aporte de energía, de hecho, el intervalo 1 a las 10:00 de la mañana ya está en 15°C, es decir el tanque se encuentra descargado. La energía auxiliar cubre el 92.86%, el resto de la energía proviene de la energía almacenada en el acumulador al inicio del día por estar cargado.

Al igual que en la Figura 7.3 se puede ver como el flujo neto desciende en las horas punta (línea verde).

ANEXO 8 – PRODUCCIÓN CONJUNTA CALEFACCIÓN Y ACS

Los sistemas de bomba de calor integrados representan una alternativa a los sistemas de bomba de calor individuales para la calefacción y calentamiento de agua caliente sanitaria. Los principales modos de funcionamiento de los sistemas de bomba de calor de CO₂ integrados son:

- Solamente calentamiento de agua caliente (modo ACS)
- Solamente calefacción (modo SH)
- calefacción y calentamiento de agua caliente simultáneamente (Modo combinado)

Con el fin de lograr un alto COP para el sistema de bomba de calor, la temperatura del CO₂ a la salida del enfriador de gas debe ser relativamente baja como se vio en la Figura 3.8 del Anexo 3. La temperatura de salida del CO₂ del enfriador de gas está determinada principalmente por:

- Las características del ACS (DHW en inglés) y el sistema de distribución de calor del sistema.
- El diseño y la configuración de la unidad del enfriador de gas.
- El diseño y operación de la unidad de bomba de calor de CO₂.

1. DISEÑO

El diseño de sistemas de bombas de calor de CO₂ residenciales integrados se puede clasificar de la siguiente manera:

Enfriador de gas CO₂ externo - El enfriador de gas está conectado a un tanque de almacenamiento por medio de un circuito cerrado de agua. Una bomba hace que circule el agua de la parte inferior del tanque, a través del refrigerador de gas y de nuevo a la parte superior del tanque. La unidad de la bomba de calor puede estar equipada con:

- 1) Una unidad de enfriador de gas individual.
- 2) Un refrigerador de gas bipartito (dos unidades de gas, conexión en serie o en paralelo en el lado de CO₂).
- 3) Un refrigerador de gas tripartito (conexión en serie en el lado de CO₂).

Enfriador de gas CO₂ integrado con el tanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria – El enfriador de gas se monta dentro del tanque, en la superficie del tanque o en una unidad de termosifón. El intercambiador de calor para el sistema de calefacción se puede situar dentro o fuera del tanque de agua caliente sanitaria.

1.1 Enfriador de gas simple y externo a un tanque de almacenamiento.

La Figura 8.1 ilustra un solo enfriador de gas CO₂ externo (GC) que está conectado a un tanque de almacenamiento T1.1, T1.2 o T1.3. La combinación de una única unidad externa de enfriador de gas (GC1) y un solo tanque de almacenamiento con un intercambiador de calor interno y otro externo (T1.3) se utiliza para los sistemas de

bomba de calor 'EcoCute' integrados en Japón. Las bombas de calor de CO₂ tienen una capacidad de calentamiento típico de 6 kW, y están equipadas con un gran tanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria con los dos intercambiadores de calor internos y externos para, por ejemplo calefacción y recalentamiento de agua de la bañera.

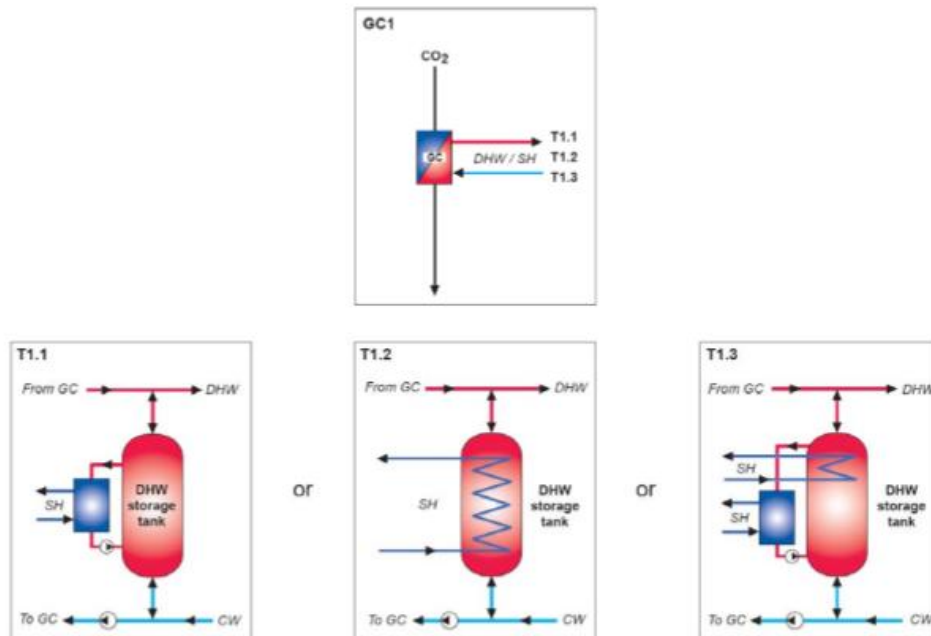


Figura 8. 1 Configuraciones de enfriador de gas simple externo a un tanque. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

La principal desventaja es que el agua que está a alta temperatura dentro del tanque de almacenamiento se utiliza para la calefacción. Esto lleva a una temperatura de retorno alta desde la calefacción y tiene un impacto importante en la temperatura media del agua de entrada al enfriador de gas y con ello en el COP. Los diseños T1.1 y T1.2 tienen la misma desventaja termodinámica. En las casas japonesas se logra un buen COP promedio debido al gran consumo anual de ACS. Sin embargo, en los hogares con demanda moderada de ACS, el COP promedio del sistema se reduce considerablemente.

1.2 Enfriador de gas bipartito o tripartito externo a un tanque de almacenamiento.

La Figura 8.2 ilustra diferentes configuraciones de enfriadores de gas bipartito y tripartito (GC2.1, GC2.2, GC2.3, GC2.4) que están conectados a un tanque de agua caliente sanitaria (T2.1). El sistema tripartito comprende tres unidades de enfriador de gas conectadas en serie en el lado de CO₂. Se van a explicar las diferentes configuraciones y se van a comparar como si solo existiera una bomba de calor que trabajara para calentar ACS y otra para calefacción individualmente.

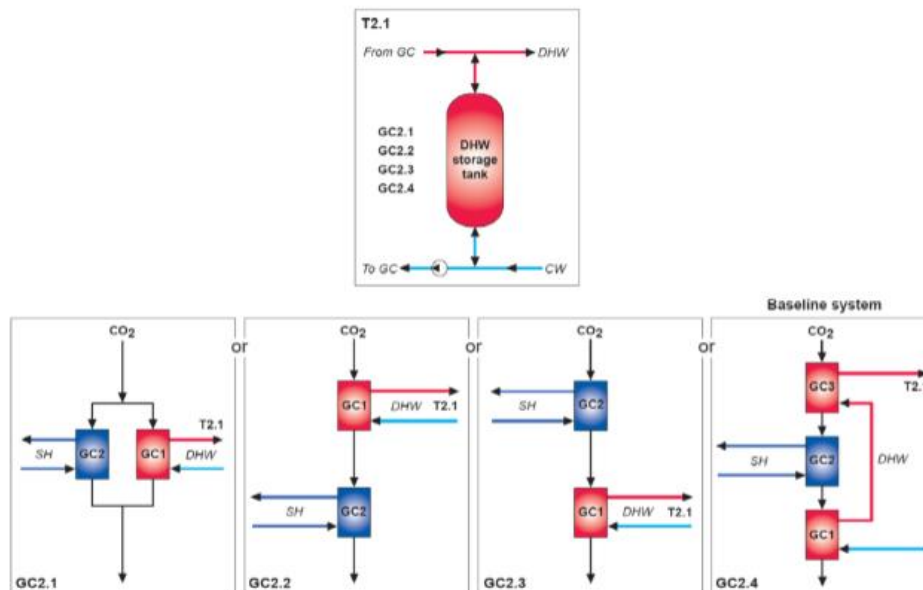


Figura 8. 2 Configuraciones de enfriador de gas bipartito o tripartito externo a un tanque. Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

GC2.1 + T2.1 – El COP en el modo SH y en el modo de ACS será el mismo que para el caso individual, mientras que el COP en modo combinado será menor debido a la alta presión del lado de alta y una mayor temperatura de salida del CO₂ desde el enfriador de gas.

GC2.2 + T2.1 - El sistema se compone de dos unidades en serie para calefacción y producción de ACS, donde la de ACS se encuentra antes de la de SH. El sistema permite altas temperaturas de ACS (> 60 ° C) en el modo combinado, pero requiere de un sistema de distribución de calor de baja temperatura, por ejemplo, un sistema de calefacción por suelo radiante. El COP en el modo SH y el modo de ACS será el mismo que para el caso individual, mientras que el COP en modo combinado será menor ya que la temperatura mínima de salida de CO₂ es la temperatura de retorno de la calefacción (30°C).

GC2.3 + T2.1 – Ahora la unidad de ACS se encuentra después de la unidad de gas SH. El sistema permite calefacción a alta temperatura (> 50 ° C), pero es incapaz de producir agua caliente sanitaria a alta temperatura en el modo combinado por lo que se necesita recalentamiento externo y el COP es más bajo.

GC2.4 + T2.1 - El sistema tripartito se considera el más eficiente. Se utiliza para el precalentamiento del agua caliente sanitaria, calefacción y recalentamiento del ACS.

El sistema de bomba de calor CO₂ 'EcoCute' integrado con el tanque de almacenamiento logrará un COP promedio más bajo que el sistema de bomba de calor CO₂ con un enfriador de gas tripartito (GC1 + T1.3).

1.3 Diseño del sistema integrado del enfriador de gas y el tanque de almacenamiento.

La Figura 8.3 muestra diferentes ejemplos de diseño de sistemas integrados.

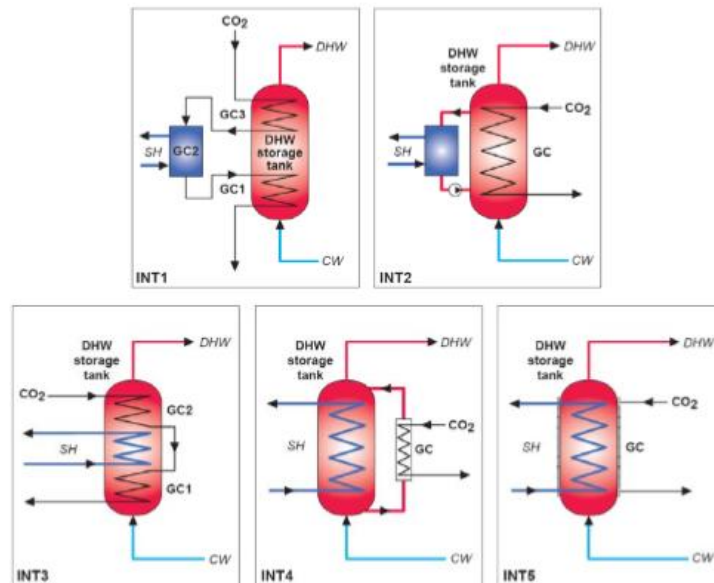


Figura 8. 3 Configuración de sistema integrado con enfriador de gas y tanque. Fuente: ‘Natural Refrigerant’ [2]

INT1 – Está compuesta de dos unidades más frías para el recalentamiento y precalentamiento de agua caliente sanitaria que se encuentran en el interior del tanque de almacenamiento, y la unidad del enfriador de gas para la calefacción que se encuentra fuera del tanque.

INT2 - El enfriador de gas CO₂ es una bobina de tubo situado en el interior del tanque y hay un intercambiador de calor externo para la calefacción. En el modo ACS y en el modo combinado, la temperatura media de salida del CO₂ será más alta que la de un sistema individual. En consecuencia, el sistema alcanzará un COP más bajo. En el modo SH, la temperatura de salida del CO₂ será más alta debido a la mezcla de agua a diferentes niveles de temperatura en el tanque.

INT3 – Son dos unidades para recalentamiento y precalentamiento de ACS que se encuentran en la parte superior e inferior del tanque, mientras que el intercambiador de calor de la calefacción es un serpentín de tubo situado en el centro del tanque. En el modo ACS, el intercambiador de calefacción es pasado por alto. Por la misma razón que para INT2, el sistema alcanzará un COP inferior.

INT4 - El calor se suministra desde un enfriador de gas conectado a un circuito externo. El intercambiador de la calefacción es una bobina de tubo instalado en el interior del tanque. En el modo de ACS, el intercambiador de calefacción se pasa por alto. Por la misma razón que INT2 y INT3, el COP es menor.

INT5 - El enfriador de gas es un tubo de aluminio extruido multipuerto micro-canal (MPE) que está montado sobre la superficie exterior del tanque. Similar a INT3 y INT4, el intercambiador de calefacción se encuentra en el interior. La eficiencia de transferencia de calor para el tubo de MPE será menor que la de los sistemas que utilizan enfriadores de gas contra-flujo. Por esta razón y las razones que se describen en INT2, INT3 y INT4, el sistema va a lograr un COP más bajo.

2. SISTEMA INTEGRADO USANDO UN ENFRIADOR DE GAS TRIPARTITO.

Como sea visto el sistema de bomba de calor CO_2 más eficiente utiliza un enfriador de gas tripartito que comprende tres unidades conectados en serie en el lado de CO_2 para el precalentamiento del agua sanitaria, calefacción de baja temperatura y recalentamiento de ACS (Stene 2004 [24], 2006 [9]). La Figura 6 de la memoria muestra un esquema de una bomba de calor con un enfriador de gas tripartito.

Las unidades A y C están conectadas a un tanque de almacenamiento. La unidad B está conectada a un depósito de inercia (acumulador) en un sistema de distribución a baja temperatura con calefacción por suelo radiante, convectores o 'fan-coils'. El objetivo principal del depósito tampón es servir como un almacenamiento de energía térmica y reducir al mínimo el número de inicios y paradas a bajas cargas de calefacción. Esto aumenta la eficiencia del compresor y reduce el desgaste.

El tanque de almacenamiento cumple la misma función que se vio para el calentamiento de agua caliente sanitaria. Durante el funcionamiento en modo SH, no hay circulación de agua en el circuito de agua caliente, y solo está operativa la unidad B. En cambio para ACS están conectadas A y C.

2.1 Transferencia de calor del enfriador de gas

Existen tres modos de funcionamiento. Cuando actúa solamente para calentar ACS, funciona de la misma manera que se ha estado viendo antes. Cuando funciona solamente para calefacción, el agua entra a 30°C y sale a 35°C para suelo radiante. En el modo combinado, el llamado ratio de capacidad de producción de ACS es de aproximadamente 45%, lo que significa que el 45% de la capacidad total de calefacción del enfriador de gas tripartito se utiliza para calentar ACS y el 55% es para la calefacción.

En la Figura 8.4 se muestra el proceso que ocurre dentro del enfriador de gas en el modo combinado.

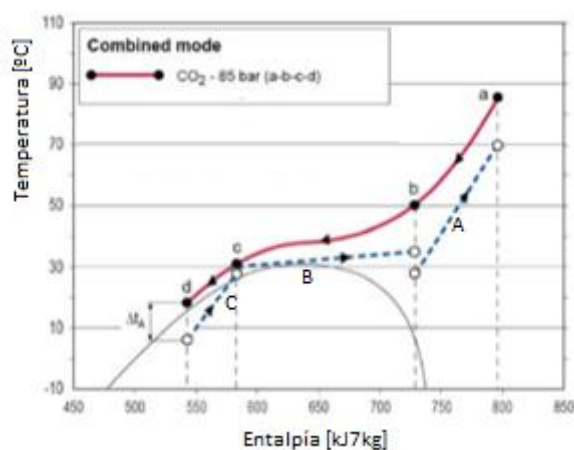


Figura 8. 4 Diagrama Entalpía-temperatura dentro del enfriador de gas en el modo combinado.
Fuente: 'Natural Refrigerant' [2]

2.2 Medidas del COP.

La Figura 8.5 muestra el COP medido a la presión óptima a una temperatura de ACS de 60°C ACS y con varias temperaturas de entrada y salida del agua para calefacción para un prototipo de bomba de calor de CO₂ de 6.5 kW con un enfriador de gas tripartito (Stene, 2004 [24]). Los números en la parte inferior de las barras del modo combinado muestran la relación de capacidad de calefacción de agua caliente.

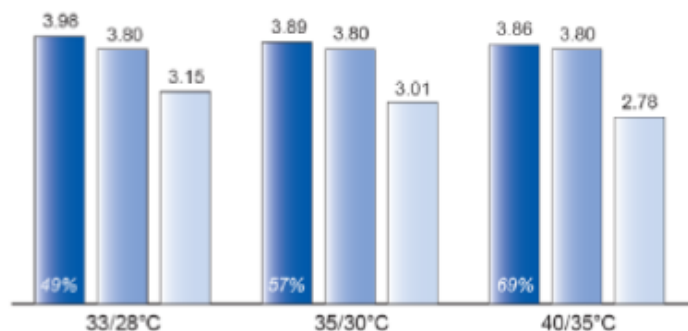


Figura 8. 5 Medida del COP. Temperatura ACS=60°C y la temperatura de entrada y salida de la calefacción varía. El azul más claro es el COP en modo combinado, seguido del modo de ACS y del modo SH. Fuente: Stene (2004) [24]

El COP en el modo combinado es 2-10% mayor que la del modo de ACS debido a la presión moderada del enfriador de gas (de 85-95 bar) y a la baja temperatura de salida del CO₂ del enfriador de gas tripartito causada por el excelente ajuste de temperatura entre el CO₂ y el agua. El COP en el modo SH es un 20-30% menor que la del modo combinado. Este es un resultado del pobre ajuste de temperatura entre el CO₂ y el agua (explicado en el apartado 3.2 de la memoria), y el hecho de que la temperatura de salida de CO₂ desde el enfriador de gas está limitada por la temperatura de retorno en el sistema de calefacción. Cuanto mayor sea la temperatura de retorno en el sistema de calefacción, menor será la COP en el modo SH y el modo combinado.

3. MODELO MATEMÁTICO

Para el cálculo del sistema de producción conjunta de ACS y calefacción se ha escogido el enfriador de gas tripartito por ser la mejor opción. Al igual que para el modelo de calentamiento de ACS, al evaporador le va a llegar agua que va a estar a una temperatura de 15°C y va a salir a 5°C. El agua para ACS va a entrar en el enfriador de gas por la unidad A también a 15°C y va a salir por C a 75°C. El agua para calefacción va a entrar al enfriador de gas por B a $t_{cal_e} = 30^\circ\text{C}$ y va a salir a $t_{cal_s} = 35^\circ\text{C}$.

El modelo termodinámico va a ser el mismo que se escogió para el modelo de calentamiento de ACS ya que no le afecta que esté dividido en tres partes, por lo que la entrada al enfriador de gas es conocida. Lo mismo va a pasar con el modelo del compresor, del evaporador y del intercambiador interno.

3.1 Modelo del enfriador de gas

Para este caso se ha escogido los datos de Stene (2004) [24]. Ahora la mínima diferencia de temperaturas entre el agua y el CO₂, ΔT_{ap} , se encuentra en la unión entre B y C por lo que el punto 4 ya no queda definido (para el modelo de ACS estaba a la salida del CO₂). También se considera que la temperatura de salida del agua de C es la misma que la que entra en B, t_{cal_e} (30°C). Además se ha escogido que la capacidad de calefacción para el ACS es del 45% mientras que la del sistema de calefacción es del 55% del total del enfriador de gas. De la capacidad de calentamiento de ACS, la unidad A se va a llevar el 75% y la C el 25% restante. Es decir:

$$Q_{gca} = 0.3375Q_{gc} \quad (8.1)$$

$$Q_{gcb} = 0.55Q_{gc} \quad (8.2)$$

$$Q_{gcc} = 0.1125Q_{gc} \quad (8.3)$$

$$Q_{acs} = Q_{gca} + Q_{gcc} \quad (8.4)$$

Como se conoce la temperatura de entrada del agua a la calefacción (30°C), si se impone un ΔT_{ap} obtenemos la temperatura de CO₂ en ese punto

$$t_{gchs} = t_{cal_e} + \Delta T_{ap} \quad (8.5)$$

Con esta temperatura y conociendo la presión en este punto, que se considera la misma en todo el enfriador, se obtiene la entalpía en ese punto y se puede hacer un balance de energías con las unidades A y C

$$Q_{gca} + Q_{gcb} = \dot{m}_{CO2}(h_3 - h_{gcb}) \quad (8.6)$$

A partir de esta ecuación se obtiene Q_{gc} ya que como se ha visto Q_{gca} y Q_{gcb} dependen de ella. Con el balance global dentro del intercambiador se obtiene t_4

$$Q_{gc} = \dot{m}_{CO2}(h_3 - h_4) \quad (8.7)$$

Para el cálculo de los caudales máscicos del agua tanto para calefacción como para el calentamiento de ACS se procede de la misma manera: haciendo un balance de energía entre las unidades del enfriador. Para el sistema de calefacción

$$Q_{gcc} = \dot{m}_{cal} * c_{p_w}(t_{cal_s} - t_{cal_e}) \quad (8.8)$$

$$Q_{gcc} = \dot{m}_{CO2}(h_{gchs} - h_{gcbe}) \quad (8.9)$$

Como en los anteriores casos, las propiedades del agua se consideran constantes. Con la ecuación 8.9 se calcula el punto de unión del CO₂ entre la unidad A y la unidad B, ya que tiene el mismo valor.

Para el sistema de ACS:

$$Q_{gca} = \dot{m}_{ACS} * cp_w(t_{ACS_s} - t_{cal_e}) \quad (8.10)$$

Se ha escogido la temperatura de entrada de la calefacción por la imposición de que la temperatura de salida del agua de C es la misma que la entrada de la calefacción, y el agua que sale de C es la misma que entra de A porque circula la misma agua.

Una vez obtenidos estos datos, se procede al cálculo de los coeficientes de convección, de la caída de presión y de las longitudes ya que se conocen todas las temperaturas de entrada y de salida de las tres unidades. Para ello se realiza de la misma forma que el resto de intercambiadores. Se van a dividir en varios intervalos por la variación de las propiedades del CO₂ cerca del punto crítico. Este número de intervalos se podrá seleccionar en el programa mediante n_{gca} , n_{gcb} y n_{gcc} . Para el cálculo del coeficiente de convección global y del área se introduce la variación de temperatura media logarítmica.

Para el cálculo de los coeficientes de convección se ha utilizado las correlaciones de Gnielinski tanto para el CO₂ como para el agua por la misma razón que se utilizó en el modelo de ACS: Para el agua, con la correlación de Dittus-Boelter, el número de Reynolds es bastante inferior al límite. Se han introducido los diámetros que utiliza Stene (2004) [24]. Para A y C: $D_1=6$, $D_2=8$, $D_3=18$ y $D_4=22$ mm; y para B: $D_1=6$, $D_2=8$, $D_3=12$ y $D_4=16$ mm.

Manteniendo la longitud del evaporador interno en 2 metros, la presión a la salida del compresor de 110 bar, seleccionando una temperatura de evaporación de 0°C y un $\Delta T_{ap} = 5$, obtenemos los siguientes resultados.

Tabla 8. 1 Resultado del modelo matemático de enfriador de gas tripartito

COP	3.214
Qgc [kW]	19.770
Lcoolera [m]	6.75
Lcoolerb [m]	12.95
Lcoolerc [m]	18.57
Levap [m]	27.78
PPCO2coolera [Pa]	194596
PPCO2coolerb [Pa]	183167
PPCO2coolerc [Pa]	194617
PPH2Ocoolera [Pa]	11140
PPH2Ocoolerb [Pa]	96630
PPH2Ocoolerc [Pa]	36228

El COP de la bomba sigue estando alrededor de 3, como en el caso de ACS, y el valor de la capacidad de calefacción también se sigue manteniendo alrededor de 20 kW. La longitud total del enfriador de gas y la del evaporador sale menor que la del caso optimizado de ACS.

El problema es que la velocidad de la unidad B del agua sale muy alta: 2.5 m/s, y la de A y C todo lo contrario, sale muy baja: 0.5 m/s. Además el número de Reynolds en el agua en la unidad C sale inferior a 3000 (límite impuesto por Gnielinski).

Una opción para mejorar este error es modificar los diámetros D_2 y D_3 ya que el número de Reynolds y la velocidad dependen de estos parámetros. Para ello se fija el valor de la longitud y de la longitud del enfriador de gas y del evaporador y se dejan libre la temperatura de evaporación y ΔT_{ap} . Los diámetros a los que se han llegado son los siguientes:

Tabla 8. 2 Diámetros modificados del enfriador de gas tripartito

Enfriador A y C		Enfriador B	
D_1 [mm]	5	D_1 [mm]	6
D_2 [mm]	6	D_2 [mm]	8
D_3 [mm]	9	D_3 [mm]	22
D_4 [mm]	14	D_4 [mm]	24

Con estos diámetros se consiguen unas velocidades del agua ente 1 y 0,98 m/s para A y C. y 1.27 m/s para B. Además el número de Reynolds es mayor de 3000 en C, que es donde se consiguen los menores Reynolds. Con estos datos se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 8. 3 Resultados del modelo matemático con los diámetros modificados

COP	3.156
Q_{gc} [kW]	19.426
$L_{coolera}$ [m]	6.75
$L_{coolerb}$ [m]	12.95
$L_{coolerc}$ [m]	18.57
L_{evap} [m]	27.78
$PPCO2coolera$ [Pa]	324606
$PPCO2coolerb$ [Pa]	350832
$PPCO2coolerc$ [Pa]	241340
$PPH2Ocoolera$ [Pa]	28463
$PPH2Ocoolerb$ [Pa]	29636
$PPH2Ocoolerc$ [Pa]	68533

El COP y la capacidad de calefacción prácticamente son iguales que en el caso anterior, pero las pérdidas de presión en el CO_2 han aumentado ya que la caída de presión es inversamente proporcional a D_1 . Esto es una desventaja ya que al estar por encima del punto crítico, las propiedades varían con la presión y en cada unidad hay una pérdida de 3 bares.

Con estos valores se va a analizar como varía el COP y las caídas de presión al variar la presión, la longitud del enfriador de gas y la del evaporador.

Presión

Tabla 8. 4 Variación del COP con la presión

pcp [bar]	COP _{bc}
90,00	2,939
91,50	3,025
93,00	3,092
94,50	3,142
96,00	3,177
97,50	3,199
99,00	3,212
100,50	3,217
102,00	3,216
103,50	3,210
105,00	3,201
106,50	3,190
108,00	3,176
109,50	3,161
111,00	3,145
112,50	3,128
114,00	3,111
115,50	3,093
117,00	3,074
118,50	3,056
120,00	3,037

En la Tabla 8.4 se muestra la variación del COP a medida que se aumenta la presión. Como se puede ver en 100.5 bar se tiene el valor máximo que es de 3.217. Desde este punto, a medida que se va a aumentando la presión, el COP disminuye más lentamente y no llega a bajar de 3 hasta la referencia que se ha tomado de 120 bar.

Longitud del enfriador

Tabla 8. 5 Variación de la longitud del enfriador de gas

Lcooler [m]	Acooler [m ²]	PPCO ₂ cooler [Pa]	PPH ₂ Ocooler [Pa]	COP _{bc}
20,00	0,3549	642214	39598	2,380
22,50	0,3999	668989	50385	2,589
25,00	0,4446	701979	61671	2,749
27,50	0,4889	738484	73336	2,872
30,00	0,5330	777528	85298	2,967
32,50	0,5768	818283	97517	3,040
35,00	0,6203	860320	109980	3,098
37,50	0,6637	903347	122675	3,144
40,00	0,7070	947234	135603	3,180
42,50	0,7500	991864	148753	3,210
45,00	0,7929	1037147	162112	3,235
47,50	0,8357	1083011	175664	3,256
50,00	0,8784	1129390	189391	3,273
52,50	0,9209	1176224	203272	3,287
55,00	0,9634	1223416	217265	3,300
57,50	1,0058	1271055	231426	3,311
60,00	1,0481	1319076	245724	3,320
62,50	1,0903	1367410	260126	3,328
65,00	1,1324	1416024	274619	3,335
67,50	1,1745	1464893	289191	3,341
70,00	1,2166	1513992	303831	3,347

En la Tabla 8.5 se representa como varía el área total, las caídas de presión en el agua y en el CO₂ del enfriador de gas y la COP en función de la longitud total del enfriador de gas. A medida que se aumenta la longitud, el COP aumenta, pero también aumenta el área y las pérdidas de presión, por lo que su precio también aumentaría. Las pérdidas de presión a 70 metros casi se duplican comparándolas con las de 20 metros, llegando a ser mayores de 15 bares, un valor excesivamente alto.

Longitud del evaporador

Tabla 8. 6 Variación de la longitud del evaporador

Levap [m]	Aevap [m ²]	PPCO ₂ evap [Pa]	PPH ₂ Oevap [Pa]	COP _{bc}
20,00	1,0053	16057	22992	2,993
21,00	1,0556	17182	24860	3,020
22,00	1,1058	18303	26743	3,044
23,00	1,1561	19419	28639	3,067
24,00	1,2064	20530	30544	3,088
25,00	1,2566	21633	32458	3,108
26,00	1,3069	22728	34378	3,126
27,00	1,3572	23815	36303	3,143
28,00	1,4074	24893	38232	3,159
29,00	1,4577	25961	40163	3,174
30,00	1,5080	27020	42097	3,188
31,00	1,5582	28068	44032	3,201
32,00	1,6085	29106	45968	3,213
33,00	1,6588	30134	47903	3,225
34,00	1,7090	31150	49839	3,235
35,00	1,7593	32156	51773	3,245
36,00	1,8096	33151	53706	3,255
37,00	1,8598	34135	55637	3,264
38,00	1,9101	35108	57566	3,272
39,00	1,9604	36070	59494	3,280
40,00	2,0106	37021	61418	3,288

En la Tabla 8.6 se muestra la variación del área, las pérdidas de presión en el evaporador y el COP en función de la longitud del evaporador. Al igual que en el caso del enfriador de gas, el área y las pérdidas de presión aumentan ya que son proporcionales a la longitud, y el CO también aumenta. Los valores de la caída de presión no superan los 0.4 bares cuando se tienen 40 metros. Este es un valor bastante bajo por lo que si no se tuviera en cuenta el precio se podría aumentar la longitud del evaporador todavía más metros.

