

# Trabajo Fin de Grado

## Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

### Análisis comparativo de compresores transcríticos para CO<sub>2</sub>

Autor: Rosalía Ramos Tejado

Tutor: Juan Francisco Coronel Toro

**Dep. Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2016





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Análisis comparativo de compresores transcríticos para CO<sub>2</sub>**

Autor:

Rosalía Ramos Tejado

Tutor:

Juan Francisco Coronel Toro

Profesor Titular

Dep. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Grado: Análisis comparativo de compresores  
transcríticos para CO<sub>2</sub>

Autor: Rosalía Ramos Tejado  
Tutor: Juan Francisco Coronel Toro

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:



*A mi yaya, la mujer de mi vida.*





# Agradecimientos

---

Ante todo quería agradecerle a mi tutor Juan Francisco la oportunidad de poder hacer el Trabajo de Fin de Grado con él, aún habiendo estado estudiando este año en otro país, sabiendo el tiempo y la dedicación extra que esto le podría suponer. Gracias por todo lo aprendido tanto como alumna durante el año pasado como por este año, y gracias por pensar en mí para realizar un proyecto acerca de un tema tan interesante y con tanta proyección en un futuro como es éste. También agradecerle al departamento de ingeniería energética, y sobre todo al grupo de Termotecnia, toda la confianza puesta en mí durante este año, así como el apoyo para la consecución de los objetivos por los que tanto he luchado desde que comencé mi periodo como universitaria.

Y como no, gracias a mi familia y amigos, los cuales han estado siempre acompañándome durante el duro pero gratificante esfuerzo que supone estudiar este grado. Gracias por apoyarme siempre en mis decisiones, así como por enseñarme el concepto de superación y que la palabra rendirse no puede existir en mi vocabulario.

*Rosalía Ramos Tejado*  
*Almuna del Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales*

*Sevilla, 2016*



# Resumen

---

**E**n este trabajo de fin de grado se realizará un análisis de los compresores transcíticos de  $CO_2$  en comparación con los compresores que trabajan con los refrigerantes más habituales en la actualidad. El objetivo será llegar a conclusiones de cómo el uso de un refrigerante respetuoso con el medio ambiente y totalmente seguro como es el dióxido de carbono podría llegar a penalizar la eficiencia del ciclo, así como la dependencia que tienen los principales parámetros que caracterizan un ciclo de refrigeración de la selección del tipo de compresor.



# Abstract

---

In this bachelor degree final thesis, an analysis of  $CO_2$  transcritical compressors compared with compressors that work with the most common refrigerants nowadays will be performed. The aim will be to reach conclusions on how to use an eco friendly and completely safe refrigerant as carbon dioxide could penalize the cycle efficiency as well as the dependence of the main parameters that characterize a refrigeration cycle of compressor type selection.

*... -translation by google-*



# Índice Abreviado

---

<i>Resumen</i>	V
<i>Abstract</i>	VII
<i>Índice Abreviado</i>	IX
<i>Notación</i>	XIII
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes	1
1.2. Objetivos	1
<b>2. El dióxido de carbono como refrigerante</b>	<b>3</b>
2.1. Historia y por qué del uso del dióxido de carbono como refrigerante	3
2.2. Obtención y procesamiento del dióxido de carbono hasta su uso como refrigerante	4
2.3. Ventajas e inconvenientes del uso del $CO_2$ como refrigerante	5
2.4. Configuraciones de los sistemas de refrigeración que operan con $CO_2$	5
2.5. Ejemplos reales de plantas de $CO_2$ en fase transcítica	10
<b>3. Comparativa termodinámica</b>	<b>13</b>
3.1. Análisis termodinámico de los refrigerantes	14
3.2. Comparativa entre refrigerantes y conclusiones	20
<b>4. Selección de compresores</b>	<b>23</b>
4.1. Análisis y selección de compresores	23
4.2. Conclusiones de los resultados obtenidos	34
<b>5. Comparación entre distintas combinaciones de refrigerantes y tipos de compresores</b>	<b>37</b>
5.1. Representación de los resultados obtenidos	38
5.2. Conclusiones	48
<b>6. Conclusión</b>	<b>53</b>
6.1. Principales conclusiones del trabajo	53
6.2. Futuros desarrollos	53
<b>Anexo A. Polinomios obtenidos de Bitzer</b>	<b>55</b>
<b>Anexo B. Archivos creados en EES</b>	<b>89</b>
<i>Índice de Figuras</i>	119
<i>Bibliografía</i>	123





# Índice

---

<i>Resumen</i>	V
<i>Abstract</i>	VII
<i>Índice Abreviado</i>	IX
<i>Notación</i>	XIII
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes	1
1.2. Objetivos	1
<b>2. El dióxido de carbono como refrigerante</b>	<b>3</b>
2.1. Historia y por qué del uso del dióxido de carbono como refrigerante	3
2.2. Obtención y procesamiento del dióxido de carbono hasta su uso como refrigerante	4
2.3. Ventajas e inconvenientes del uso del $CO_2$ como refrigerante	5
2.4. Configuraciones de los sistemas de refrigeración que operan con $CO_2$	5
2.4.1. Fase subcrítica	6
1. $CO_2$ como fluido secundario	6
2. Instalaciones tipo cascada	6
3. Instalaciones de tipo mixto	7
2.4.2. Fase transcritical	8
Beneficios	9
Inconvenientes	9
2.5. Ejemplos reales de plantas de $CO_2$ en fase transcritical	10
<b>3. Comparativa termodinámica</b>	<b>13</b>
3.1. Análisis termodinámico de los refrigerantes	14
3.1.1. R-717 (Amoniaco)	14
3.1.2. R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano)	15
3.1.3. R-410A	16
3.1.4. R-744 (Dióxido de carbono)	19
3.2. Comparativa entre refrigerantes y conclusiones	20
<b>4. Selección de compresores</b>	<b>23</b>
4.1. Análisis y selección de compresores	23
4.1.1. R-717 (Amoniaco)	23
1. Potencia frigorífica baja (10kW)	24
2. Potencia frigorífica media (50kW)	25
3. Potencia frigorífica alta (100kW)	25
4.1.2. R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano)	27
1. Potencia frigorífica baja (10kW)	27
2. Potencia frigorífica media (50kW)	28
3. Potencia frigorífica alta (100kW)	28
4.1.3. R-410A	29

1. Potencia frigorífica baja (10kW)	30
2. Potencia frigorífica media (50kW)	30
3. Potencia frigorífica alta (100kW)	31
4.1.4. R-744 (Dióxido de carbono)	31
1. Potencia frigorífica baja (10kW)	32
2. Potencia frigorífica media (50kW)	33
3. Potencia frigorífica alta (100kW)	33
4.2. Conclusiones de los resultados obtenidos	34
<b>5. Comparación entre distintas combinaciones de refrigerantes y tipos de compresores</b>	<b>37</b>
5.1. Representación de los resultados obtenidos	38
5.1.1. Baja potencia	38
5.1.2. Potencia media	41
5.1.3. Alta potencia	44
5.2. Conclusiones	48
5.2.1. COP	48
5.2.2. Rendimiento volumétrico	49
5.2.3. Rendimiento isentrópico	50
<b>6. Conclusión</b>	<b>53</b>
6.1. Principales conclusiones del trabajo	53
6.2. Futuros desarrollos	53
<b>Anexo A. Polinomios obtenidos de Bitzer</b>	<b>55</b>
<b>Anexo B. Archivos creados en EES</b>	<b>89</b>
<i>Índice de Figuras</i>	119
<i>Bibliografía</i>	123

# Notación

---

$T_e$	Temperatura de evaporación (en °C)
$T_c$	Temperatura de condensación (en °C)
$T_{GC}$	Temperatura a la salida del condensador (en °C)
$h$	Entalpía (en $\frac{kJ}{kg}$ )
$v$	Volumen específico (en $\frac{m^3}{kg}$ )
$p_{HP}$	Presión de alta del ciclo (en bar)



# 1 Introducción

---

## 1.1 Antecedentes

La búsqueda del refrigerante ‘perfecto’ sigue siendo un reto para los expertos del mundo de la refrigeración. Y es que tres son los aspectos a optimizar a la hora de estudiar nuevas opciones de refrigerantes: seguridad de las instalaciones, respeto con el medio ambiente, y como resulta obvio, unas buenas propiedades térmicas y altos rendimientos. En la actualidad, hidrofluorocarbonos y amoníaco dominan el mercado, sin embargo cada uno de ellos con sus correspondientes puntos débiles. Mientras que los primeros, aunque ya sin contenido de cloro (sustituyeron a los clorofluorocarbonos debido a la influencia que las moléculas de cloro tienen en la destrucción de la capa de ozono) han sido demostrados como colaboradores potenciales del efecto invernadero (alto índice GWP como será comentado posteriormente), el segundo presenta una alta toxicidad en caso de fuga, restringiendo su uso doméstico y a pequeña escala. Por tanto, se deben de estudiar nuevas opciones que, cumpliendo estos tres requisitos, resulten económicamente viable.

Desde hace unos años, y debido a las prohibiciones de ciertos refrigerantes consecuencia de distintas cumbres medioambientales, se ha venido barajando la posibilidad del uso del dióxido de carbono, sumado a su bajo coste y abundancia en nuestra atmósfera. Estas cumbres medio ambientales se han centrado en primer lugar en la prohibición de los refrigerantes que presenten alguna molécula de cloro en su estructura debido a su contribución en la destrucción de la capa de ozono, y en segundo lugar en reducir al máximo el uso de refrigerantes que contribuyen considerablemente en el efecto invernadero, poniendo sobre la mesa incluso su prohibición en un futuro no muy lejano. Desde la implantación del Protocolo de Montreal en 1987 se ha logrado la eliminación de más del 96 % de todas las sustancias agotadoras del ozono.

Sin embargo, a pesar de sus grandes ventajas en lo que al medio ambiente se refiere, el  $CO_2$  presenta un punto crítico caracterizado por su baja temperatura y presión comparado con los refrigerantes habituales, lo que presenta un desafío para investigadores que tratan de extender el uso del dióxido de carbono a cualquier tipo de clima sin que la eficiencia del ciclo se vea altamente perjudicada.

## 1.2 Objetivos

Este trabajo de fin de grado se centrará en el análisis del  $CO_2$  como opción alternativa a los refrigerantes más utilizados hoy en día (amoníaco, R-134a y R-410A), trabajando éste en fase transcítica para tratar de solventar los problemas relacionados con la baja temperatura y presión de su punto crítico.

En primer lugar se ofrecerá una visión general del dióxido de carbono como refrigerante, comenzando por su historia y los fenómenos que lo han llevado a convertirse en una opción para sustituir a refrigerantes más arraigados en el mundo de la climatización. También se analizarán las posibles configuraciones en las que pueden presentarse las instalaciones que usen  $CO_2$  como refrigerante, así como se mostrarán ejemplos reales que demuestran la viabilidad de estos proyectos.

Tras éste capítulo centrado en el  $CO_2$ , se realizará una breve introducción de las principales características de los distintos refrigerantes a estudiar, así como una comparativa termodinámica de éstos en condiciones ideales para poder extraer conclusiones acerca de sus COP y la potencia frigorífica capaces de suministrar por unidad de volumen desplazado por el compresor. Dadas unas temperaturas de trabajo del ciclo, ambos parámetros dependen únicamente de las características de cada refrigerante, por lo que permiten una comparación basada principalmente en sus propiedades térmicas.

El siguiente paso será el estudio de las posibles opciones viables de compresores para los distintos refrigerantes estudiados mediante el uso del Software ofrecido por la compañía Bitzer. Para ello se realizará un análisis para 3 niveles distintos de potencias frigoríficas (10, 50 y 100 kW), seleccionando en cada caso el compresor o los compresores más comúnmente usados en el mundo de la refrigeración para cada refrigerante, realizando así un estudio de cuál es la mejor opción para cada combinación de tipo de refrigerante y nivel de potencia frigorífica.

En el último capítulo del proyecto se realizará un análisis de la eficiencia y rendimientos isentrópicos y volumétricos de los ciclos frigoríficos de los distintos refrigerantes, pero en este caso con los compresores con comportamiento real seleccionados en el capítulo anterior. Con ello se tratará de analizar la influencia del tipo de compresor seleccionado en la eficiencia del ciclo, así como ofrecer conclusiones acerca del comportamiento del dióxido de carbono en relación con los refrigerantes tradicionales.

## 2 El dióxido de carbono como refrigerante

---

### 2.1 Historia y por qué del uso del dióxido de carbono como refrigerante

El uso del dióxido de carbono como refrigerante tiene una larga y cambiante historia. Desde mitad del siglo XIX han sido estudiadas sus propiedades como refrigerante natural siendo probado en distintos sistemas de refrigeración. A su uso le ayudaron la incompatibilidad de la mayoría de compuestos químicos para la refrigeración mecánica de la época, así como su amplia disponibilidad.

La primera constancia de utilización del  $CO_2$  en sistemas de congelación y transporte de alimentos se remonta a 1890, siendo ampliamente utilizado en el envío desde Argentina, Nueva Zelanda y Australia en buques frigoríficos hacía Europa para su distribución y consumo. Su baja toxicidad y nula inflamabilidad fueron los motivos fundamentales para el auge de su desarrollo durante comienzos del siglo XX, ganando popularidad por la confiabilidad que ofrecía su uso para enfriar y/o congelar una gran variedad de productos. Sin embargo el declive de su éxito comenzó en la década de 1940, cuando los refrigerantes sintéticos aparecieron. Durante estos años el desarrollo del R-22 (clorodifluorometano) desplazó el uso del  $CO_2$  debido a sus propiedades como un muy bajo punto de fusión, una altísima densidad (3 veces la del aire y 1.2 veces la del agua en estado líquido) y unas bajas presiones de saturación en comparación con el dióxido de carbono (por ejemplo, a  $20^\circ C$  tiene una presión de saturación de 9.1 bar a diferencia de los 57.3 bar del  $CO_2$ ). Para la década de los 60, el clorodifluorometano ya lo había sustituido casi plenamente en los sistemas de refrigeración marino y terrestre.

A mitad del siglo XX, los clorofluorocarbonos ya eran utilizados en la mayoría de los sistemas industriales de refrigeración, viéndose acelerado su auge con el desarrollo de los compresores herméticos y semiherméticos. Esto se debía a su alta estabilidad química, bajos punto de ebullición, baja viscosidad y baja tensión superficial. Durante los 35 años siguientes a 1950, un gran número de refrigerantes clorofluorocarbonados fueron más y más utilizados, reemplazando a los refrigerantes de origen natural con excepción del amoníaco, que mantuvo su liderazgo en sistemas industriales de refrigeración.

Sin embargo, en la década de los setenta se empezaron a conocer los efectos nocivos de los CFC's sobre la atmósfera, sobre todo en su contribución al debilitamiento de la capa de ozono. Esto alertó a gobiernos y expertos, que decidieron tomar medidas al respecto, llevando a la firma del Protocolo de Montreal, que, aunque en un principio no llevó a la eliminación total de este tipo de refrigerantes, fue el comienzo del fin de CFC's y más tarde de los hidroclorofluorocarbonos (HCFC), impulsando así el uso de los refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC).

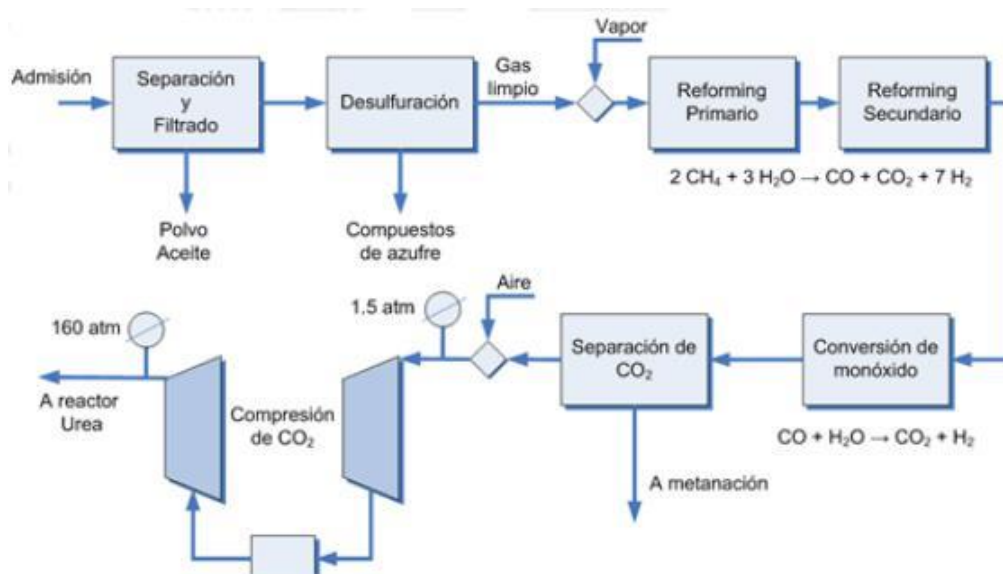
Investigaciones posteriores hicieron que tomara importancia una segunda clasificación de tipo medioambiental de los refrigerantes: el Potencial de Calentamiento Global, más conocido como GWP (por sus iniciales del inglés 'Global Warming Potential'). Dicho parámetro estima la contribución al cambio climático que tiene la emisión a la atmósfera de un kilogramo de un cierto gas de efecto invernadero comparado con el efecto que tiene la emisión de un kilogramo de dióxido de carbono, dado un cierto horizonte de tiempo [1]. Éste concepto comenzó a tener repercusión internacional a raíz del protocolo de Kyoto (entrada en vigor en Febrero de 2005) sobre el cambio climático, un acuerdo internacional en el que se pretende la reducción de las emisiones de los gases considerados entonces como de efecto invernadero (dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, hidrofluorocarbonos, perfluorocarbonos y hexafluoruro de azufre) en un 5,2% respecto a los niveles de 1990 durante los años 2008 y 2012 [2].

Con la introducción de los HFC se pensaba que estaríamos ante una solución permanente, sin embargo el GWP de estos refrigerantes es altísimo (por ejemplo, el R-134a tiene un potencial de 1300 veces el del  $CO_2$ ) y podría llevar también a su futura eliminación.

Debido a todos estos motivos, los refrigerantes naturales, y en concreto el dióxido de carbono por su alta presencia en la atmósfera y nula toxicidad, se han convertido en una alternativa más que viable en los últimos años. Sin embargo, como contrapartida están las altas presiones de trabajo del  $CO_2$  así como la baja temperatura de su punto crítico que suponen un desafío para la seguridad y la búsqueda de sistemas eficientes y competitivos. En los nuevos sistemas modernos de refrigeración se intenta sacar partido de los puntos fuertes del dióxido de carbono como refrigerante: baja viscosidad, alta conductividad térmica y densidad de vapor alta, resultando en una buena transferencia de calor en condensadores, evaporadores y enfriadores de gas, y en consecuencia pudiendo trabajar con equipos más pequeños que en el caso de los refrigerantes 'tradicionales' (CFC's, HCFC's y HFC's).

## 2.2 Obtención y procesamiento del dióxido de carbono hasta su uso como refrigerante

Como se ha comentado anteriormente, la abundancia del  $CO_2$  en la atmósfera es uno de los grandes potenciales de este refrigerante para su uso (menor coste en comparación con refrigerantes sintéticos), así como su comportamiento totalmente inofensivo con el medio ambiente. Sin embargo, el uso del dióxido de carbono implica un proceso de captura, compresión, transporte y almacenamiento, en constante investigación para posibles mejoras. El  $CO_2$  se obtiene como producto de desecho en una gran cantidad de procesos industriales: plantas de amoníaco o hidrógeno, subproducto de la fermentación, descomposición térmica del carbonato cálcico... A continuación se muestra un ejemplo del diagrama de flujo para la captura y compresión de dióxido de carbono en una planta de amoníaco.



**Figura 2.1** Ejemplo de diagrama de flujo para la captura y compresión de dióxido de carbono en una planta de amoníaco[3].

Como breve apunte al diagrama, se puede decir que previo a la obtención de dióxido de carbono mediante el Reforming es necesario un tratamiento de los gases, ya que por ejemplo los óxidos de azufre pueden causar irritaciones oculares y respiratorias. Además, posterior a este proceso también es necesaria la conversión del monóxido de carbono que no ha podido oxidarse completamente a  $CO_2$ , debido a que el CO causa graves problemas respiratorios que pueden llevar incluso a la muerte, así como por la obtención de aún más dióxido de carbono que es el objetivo final.



Para el transporte de  $CO_2$  existen 2 opciones: transporte continuo o discontinuo. El transporte continuo es el más común y realiza mediante gasoductos. Generalmente el dióxido de carbono es comprimido a presiones superiores a 8MPa con el fin de evitar regímenes de flujo de dos fases y aumentar su densidad, facilitando y abaratando el proceso. El transporte discontinuo es el realizado mediante su almacenamiento en barriles y transporte en buques. Este método se vuelve económicamente atractivo para transporte a largas distancias. Para cargar buques con la mayor cantidad posible de  $CO_2$ , el gas se convierte en líquido por presurización o una combinación de presurización y enfriamiento. Los camiones cisterna son también opciones posibles ya que pueden transportar el gas a una temperatura de  $-20^{\circ}C$  y a una presión de 2 Mpa.

Como parte final del proceso de obtención de dióxido de carbono tenemos el almacenamiento. La opción más estable es su confinamiento en una formación geológica cuya estructura favorezca su acumulación de forma estable y segura en el tiempo.

## 2.3 Ventajas e inconvenientes del uso del $CO_2$ como refrigerante

Como cualquier otro refrigerante, el dióxido de carbono presenta una serie de ventajas y desventajas que hacen que su uso en instalaciones frigoríficas siga siendo motivo de estudio y mejora.

### Ventajas

- Potencial de Disminución del Ozono, ODP ( en inglés, ‘Ozone Depletion Potential’) de valor nulo, es decir, inofensivo para el medio ambiente y seguro en concentraciones moderadas.
- Potencial de Calentamiento Global, GWP (en inglés, ‘Global Warming Potential’) de valor uno, ya que es el gas con el que se comparan el resto de refrigerantes para medir su impacto. Por tanto es el menos perjudicial de estos.
- Disponible en grandes volúmenes y barato.
- Alto coeficiente de transferencia de calor.
- En sistemas de circuito cerrado no es activo químicamente ni inflamable.

### Desventajas

- La elevada presión de diseño requiere unos equipos con componentes especiales, mayores medidas de seguridad, mayor desembolso inicial...
- Al ser inodoro, en caso de escape resulta más difícil la detección de la fuga.
- Para trabajar en fase subcrítica se requieren plantas muy complejas.
- COP bajo al operar en zona transcrítica, como se analizará en capítulos posteriores, siendo ésta su principal desventaja.

## 2.4 Configuraciones de los sistemas de refrigeración que operan con $CO_2$

En refrigeración, la mayoría de los sistemas industriales, comerciales y domésticos utilizan refrigerantes que realizan su correspondiente ciclo por debajo del punto crítico debido a sus aceptables temperaturas y presiones de trabajo, obteniéndose por tanto procesos con cambio de fase a temperatura constante que simplifican en gran medida la configuración de las máquinas térmicas. A este tipo de sistemas se les denomina subcríticos.

Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, el punto crítico del dióxido de carbono presenta una temperatura muy baja (en torno a  $31^{\circ}C$ ) en comparación con otros refrigerantes, por lo que el planteamiento de la opción de trabajar por encima de éste se hace más que obligatorio cuando los sumideros de calor tienen temperaturas relativamente altas. A este tipo de configuración se le denomina transcrítica, y permite la utilización del dióxido de carbono en situaciones normales de trabajo de otros refrigerantes que en una simple fase subcrítica el  $CO_2$  no podría afrontar.

### 2.4.1 Fase subcrítica

#### 1. $CO_2$ como fluido secundario

Es la forma más sencilla disponible con la tecnología actual, ya que al disponer de otro refrigerante en el ciclo de alta presión (R-404A, R-717,...) no hace falta comprimir el dióxido de carbono, sino sólo bombearlo. Además, el  $CO_2$  ofrece unas propiedades muy buenas en cuanto su viscosidad y densidad reduciendo así el consumo eléctrico de las bombas y el diámetro de las tuberías. Un intercambiador que pone en contacto indirecto ambos gases es el encargado de recondensar el  $CO_2$  que se evapora parcialmente en los evaporadores, llevándolo de vuelta a un depósito de este gas como se puede observar en la siguiente imagen.

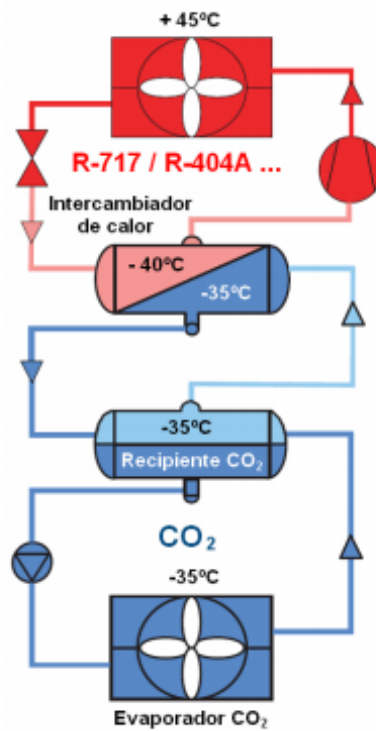


Figura 2.2 Ejemplo de instalación subcrítica con  $CO_2$  como fluido secundario [4].

Las principales ventajas de este tipo de configuraciones es el menor desembolso en la compra de grandes caudales de costosos refrigerantes como el R-404A, ya que éste sólo trabajaría en un circuito de corta longitud, así como el menor riesgo de fugas de refrigerantes nocivos con el medio ambiente como consecuencia de ésta menor distancia recorrida.

#### 2. Instalaciones tipo cascada

En este tipo de configuraciones se dispone de dos circuitos, uno de alta presión (R-404A, R-717,...) y otro de baja con el  $CO_2$ , compartiendo ambos el intercambiador que sirve como evaporador en el ciclo de alta y como condensador en el de baja, como se puede observar en el siguiente esquema:

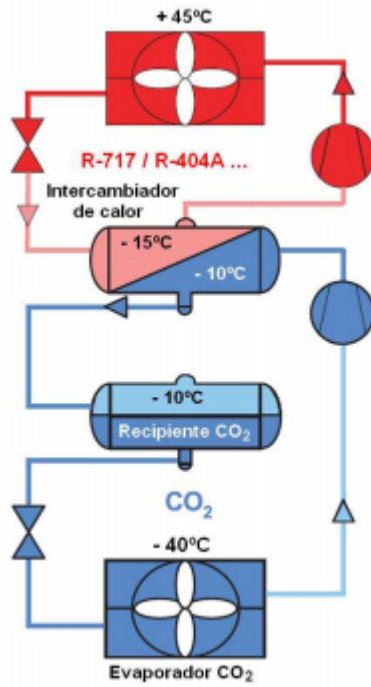


Figura 2.3 Ejemplo de instalación de  $CO_2$  subcrítica en cascada [4].

Es una instalación que requiere de una tecnología más compleja ya que sí comprime el dióxido de carbono, aunque éste trabaja en fase subcrítica evitando posibles problemas por altas presiones. Para el ejemplo mostrado, el ciclo realizado por el  $CO_2$  en un diagrama  $\log(p)$ - $h$  sería de la forma:

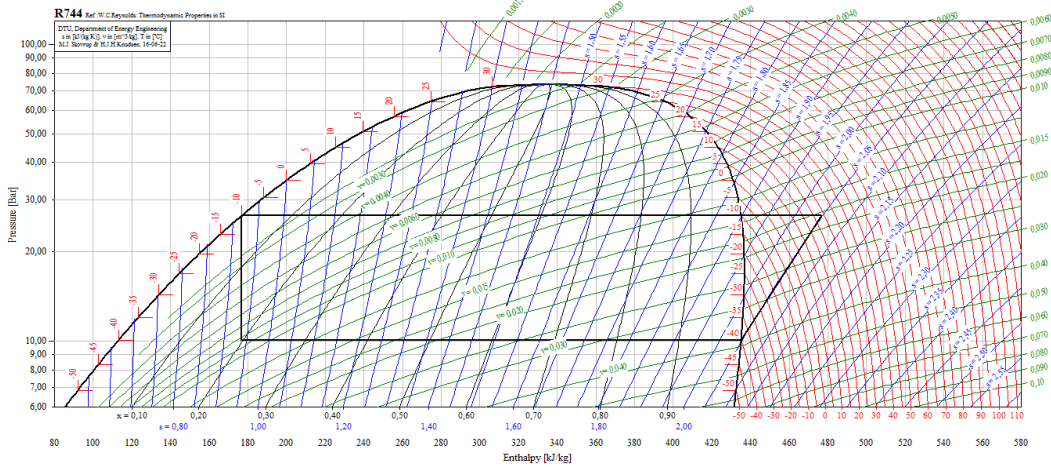


Figura 2.4 Diagrama  $\log(p)$ - $h$  de una instalación de  $CO_2$  trabajando en fase subcrítica [5].

### 3. Instalaciones de tipo mixto

Este tipo de instalaciones es el resultado de la combinación de las configuraciones mostradas anteriormente. Es un sistema recomendado cuando se requieren dos niveles de temperatura, como puede ocurrir en supermercados en los que se debe de congelar y refrigerar al mismo tiempo: en los servicios de refrigeración se utiliza el  $CO_2$  como fluido secundario mientras que en los servicios de congelación se utilizan los evaporadores de expansión directa.

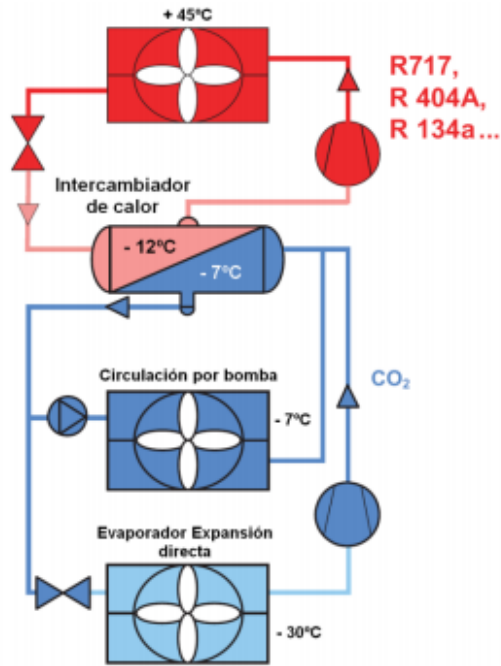


Figura 2.5 Ejemplo de instalación de  $CO_2$  subcrítica de tipo mixto [4].

### 2.4.2 Fase transcrítica

En primer lugar se adjunta un diagrama log(p)-h de un ciclo transcrítico:

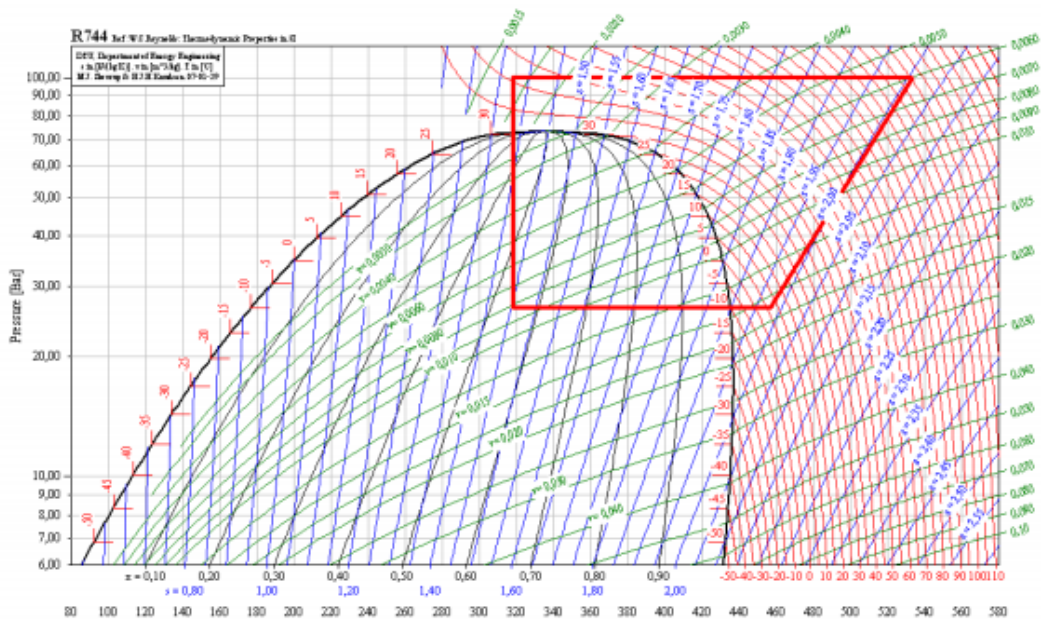


Figura 2.6 Ejemplo del ciclo de una instalación de  $CO_2$  trabajando en fase transcrítica [5].

En la imagen anterior podemos observar como, a diferencia de las instalaciones subcríticas, la temperatura del fluido durante la ‘condensación’ (esta ocurre de forma instantánea, en realidad es un enfriador de gas en la que en un cierto punto se produce la condensación del fluido teniendo propiedades similares en estado líquido y gaseoso) no permanece constante, así como unas presiones de trabajo más altas que en el caso de otros refrigerantes para las mismas condiciones de operación.

Con respecto al esquema del ciclo, este sería exactamente igual que en el caso de un refrigerante trabajando en subcrítica de forma individual, aunque siendo necesario un enfriador de gas más robusto por las altas presiones de trabajo. La afirmación anterior puede verse reflejada en el siguiente esquema ofrecido por Bitzer:

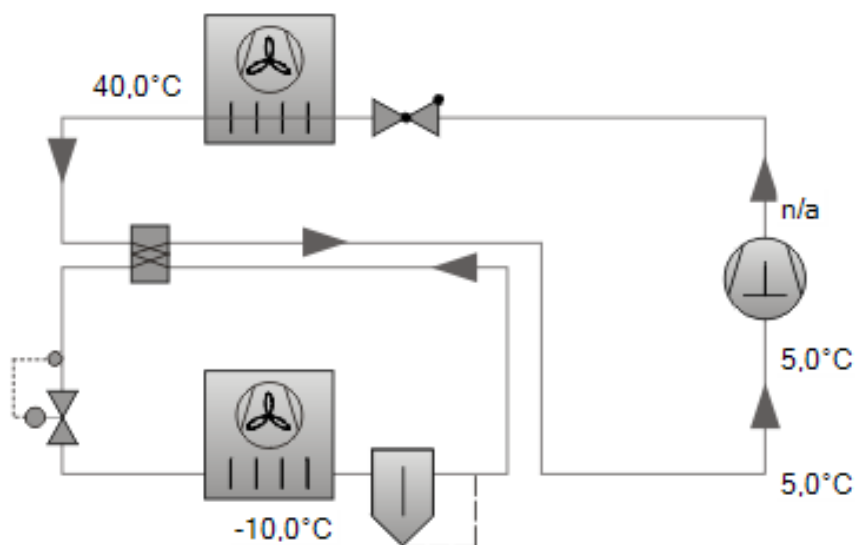


Figura 2.7 Ejemplo de instalación de  $CO_2$  transcrito [6].

En este trabajo de fin de grado se realizará un exhaustivo estudio del uso del dióxido de carbono en fase transcrito en instalaciones frigoríficas, centrándonos en el análisis de los compresores utilizados para los correspondientes ciclos y su comportamiento comparado con el uso de los refrigerantes más demandados hoy en día. Sin embargo, hay evidentes beneficios e inconvenientes del trabajo en fase transcrito, que pueden ser deducidos sin necesidad de profundizar en detalles:

#### Beneficios

En este tipo de instalaciones se utiliza el  $CO_2$  como único refrigerante, lo que supone un importante ahorro económico debido, además de al bajo precio de éste con respecto a los principales refrigerantes competidores, a que este tipo de instalaciones que usan sólo dióxido de carbono requieren una carga menor.

Otra gran ventaja es que, al trabajar con  $CO_2$ , nos evitamos posibles problemas en un futuro con la normativa medioambiental, que implique un aumento de las tasas por el uso de ciertos refrigerantes fluorados o su prohibición total, con la consecuente modificación completa de la estructura de la instalación.

#### Inconvenientes

Las instalaciones de  $CO_2$  en fase transcrito están fuertemente arraigadas en el norte de Europa y algunas zonas del centro de ésta. En España sigue siendo todavía una tecnología a la que se le da bastante desconfianza debido a los prejuicios relacionados con su seguridad o rendimiento, encontrándonos mayormente en nuestro país con instalaciones subcríticas. Ésta falta de confianza, así como la necesidad de una tecnología más compleja y en continuo estudio, se presentan como los principales inconvenientes de estas plantas.

El primer inconveniente que provoca desconfianza en nuestro país es la eficiencia, debido a nuestro clima, tan diferente al del norte de Europa. Las instalaciones con  $CO_2$  transcrito tiene una mayor eficiencia en climas moderados a fríos, lo que genera dudas sobre si interesa o no el desarrollo de este tipo de instalaciones en España.

Otro inconveniente es la seguridad, ya que sabemos que el aumento de temperatura implica un aumento de presión. Sin embargo los medios de seguridad actuales permiten reducir los riesgos al mínimo, entre los cuales destacan:

- La colocación estratégica de los detectores de  $CO_2$ , ya que éste al pesar más que el aire tiende a descender. Los valores recogidos son registrados en un panel de control que avisa en caso de niveles anormales del mismo. Además se utilizan válvulas de seguridad en cámaras y sub-coolers para descender la presión si fuese necesario.
- Un sistema de ventilación adecuado en aquellos recintos con riesgos.

- Para tener en cuenta los posibles fallos del suministro eléctrico se colocan grupos electrógenos de arranque automático de apoyo a los grupos de frío, evitando así que el dióxido de carbono alcance la temperatura ambiente y por tanto suba de presión.
- Los conductos por los que circula el  $CO_2$  se suelen realizar con materiales como el acero inoxidable, que soportan altas presiones minimizando así el riesgo de fugas.

Si todos estos aspectos se tienen en cuenta desde la fase de diseño, la fiabilidad y seguridad están garantizadas.

## 2.5 Ejemplos reales de plantas de $CO_2$ en fase transcrítica

Son diversas las posibles aplicaciones que nos ofrecen las instalaciones en fase transcrítica, convirtiéndose en una opción más que viable cuando se afrontan los posibles problemas de seguridad que puede ocasionar debido a las altas presiones, así como a los equipos especiales que requiere.

Como primer ejemplo tenemos un esquema que representa el sistema de aire acondicionado de un coche, presentándose como opción viable, aunque todavía en fase de estudio y mejorar, para reemplazar al R-134a.

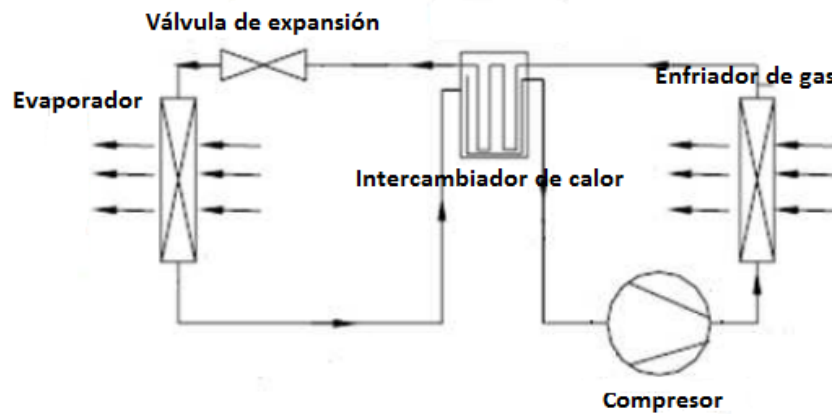


Figura 2.8 Sistema de aire acondicionado en un automóvil utilizando  $CO_2$  en fase transcrítica [7].

A continuación se puede observar un complejo ejemplo de instalación de dióxido de carbono en fase transcrítica en la Universidad Jaume I de Castellón, la cual es utilizada como objeto de investigación.

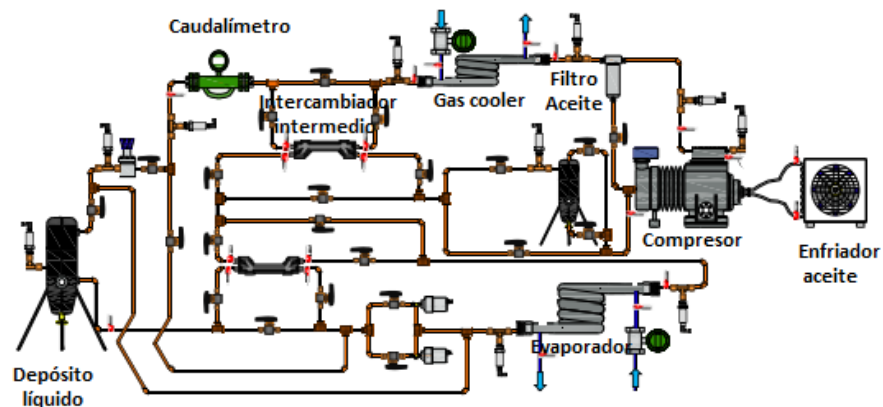
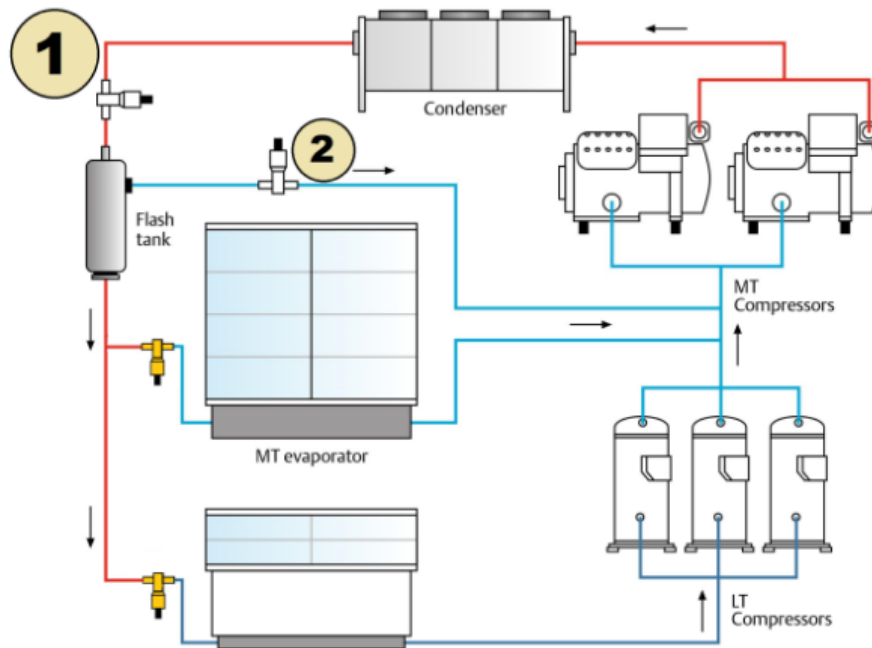


Figura 2.9 Planta de  $CO_2$  en fase transcrítica de la Universidad Jaume I de Castellón [8].

En la siguiente imagen se puede observar otro ejemplo de instalación de aplicación real en la que resaltan los dos controladores señalados, utilizados con el objetivo de controlar la presión a la salida del enfriador de gas para obtener la máxima capacidad o la máxima eficiencia (según convenga), a la vez que se mantiene siempre la presión por debajo de los límites permitidos.



**Figura 2.10** Ejemplo de instalación transcrítica con control de la presión a la salida del enfriador de gas [9].





### 3 Comparativa termodinámica

---

En este capítulo del proyecto se realizará un análisis de los distintos refrigerantes a estudiar, tanto desde un punto de vista puramente teórico como de su comportamiento termodinámicamente hablando. Además se comentará sus efecto sobre el medio ambiente mediante los valores del comentado anteriormente Potencial de Calentamiento Global ('GWP' en inglés), que es una medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero en comparación con un gas de referencia (siendo éste el  $CO_2$ ) [10] y del Potencial de Destrucción de Ozono ('ODP' en inglés), que cuantifica la capacidad de un gas para destruir o degradar la capa de ozono en comparación con un gas de referencia (siendo en este caso el R-11) [11].

Para ello se hará en primer lugar una breve introducción de cada uno de ellos, con sus principales características a tener en cuenta a la hora de seleccionar cuál será el refrigerante más adecuado para cada aplicación industrial o doméstica, así como un análisis en condiciones ideales (compresión isentrópica) de cómo se ven modificados su COP y la potencia frigorífica suministrada al variar su temperatura de evaporación, para unas temperaturas de condensación (o temperatura de salida del enfriador en caso del dióxido de carbono) dadas. Este análisis se apoyará en gráficos con iguales rangos de valores, para así poder observar a simple vista las diferencias abismales que se pueden presentar entre refrigerantes para similares condiciones de aplicación.

Para la realización de este capítulo, así como en la mayor parte de este proyecto, se utilizará el programa informático EES, el cuál calcula inmediatamente todas las variables incógnita en las ecuaciones que se le definan en su pantalla principal, siendo su mayor ventaja la disponibilidad de una biblioteca de propiedades termodinámicas de un gran número de fluidos que evitan la tediosa búsqueda de esta información manualmente.

Las principales relaciones utilizadas en este capítulo han sido:

$$COP \equiv \text{Eficiencia del ciclo} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{Potencia frigorífica suministrada (por ud. de volumen desplazado en el compresor)} \equiv \frac{Q_c}{v_1} = \frac{(h_1 - h_4)}{(v_1 \cdot 3600)}$$

Definición de los puntos del ciclo:

- **Punto 1:** correspondiente temperatura de evaporación mas 10 grados de sobrecalentamiento, presión de saturación de la temperatura de evaporación.
- **Punto 2:** misma entropía que el punto 1 (compresión ideal), presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación. En el caso del R-744 en lugar de este último dato se utiliza la presión dada por un algoritmo, explicado posteriormente, dependiente de la temperatura a la salida del condensador.
- **Punto 3:** líquido saturado (subenfriamiento nulo), temperatura de condensación o de salida del condensador según corresponda.
- **Punto 4:** isentálpico respecto al punto 3.

### 3.1 Análisis termodinámico de los refrigerantes

#### 3.1.1 R-717 (Amoniaco)

El amoniaco fue uno de los primeros refrigerantes en ser utilizado, habiéndose disparado su uso en las últimas década. A sus excelentes propiedades como refrigerante se le suman las restricciones ambientales aplicadas a los refrigerantes clorados o fluroclorados, que han hecho incrementar el uso del R-717, el cual no contribuye a la reducción de la capa de ozono ni al calentamiento global de manera directa, siendo ambos Potencial de Calentamiento Global y Potencia de Destrucción de Ozono de valor 0 [12]. Sin embargo, de forma indirecta sí contribuye al calentamiento global, lo cual se cuantifica mediante el Total Equivalente del Impacto en el Calentamiento ('TEWI' en inglés), que tiene en cuenta la masa del total equivalente de  $CO_2$  emitido en la producción de energía eléctrica necesaria para alimentar los equipos [13].

Sin embargo, debido a sus favorables propiedades termodinámicas, las plantas de refrigeración con  $NH_3$  usan menos energía que otros refrigerantes comunes.

Aunque el coste inicial de los sistemas de refrigeración con amoniaco es elevado, éste es conocido por sus ventajas en reducción de costes de operación y mantenimiento por su alta eficiencia energética. El amoniaco se ha hecho con casi el 90% de la refrigeración en las industrias de preservación y procesado de alimentos, aunque su uso doméstico y a pequeña escala es casi nulo dados los grandes requisitos de seguridad que necesita, lo cual encarece y complica su elección. Debido a su alta eficiencia se consigue reducir enormemente el consumo energético de la instalación, y su precio es considerablemente menor que cualquier otro refrigerante sintético.

Sin embargo, en contrapartida se encuentra su alto poder corrosivo y es peligroso cuando se encuentra en la atmósfera en grandes cantidades debido a su poder irritante. Puede arder cuando se encuentra en altas concentraciones, pero su combustión es complicada y desaparece al cesar la fuente de ignición.

A continuación, se adjuntan los gráficos que muestran cómo se ven modificados el COP y la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor al variar la temperatura de evaporación para ciertos valores de la temperatura de condensación.

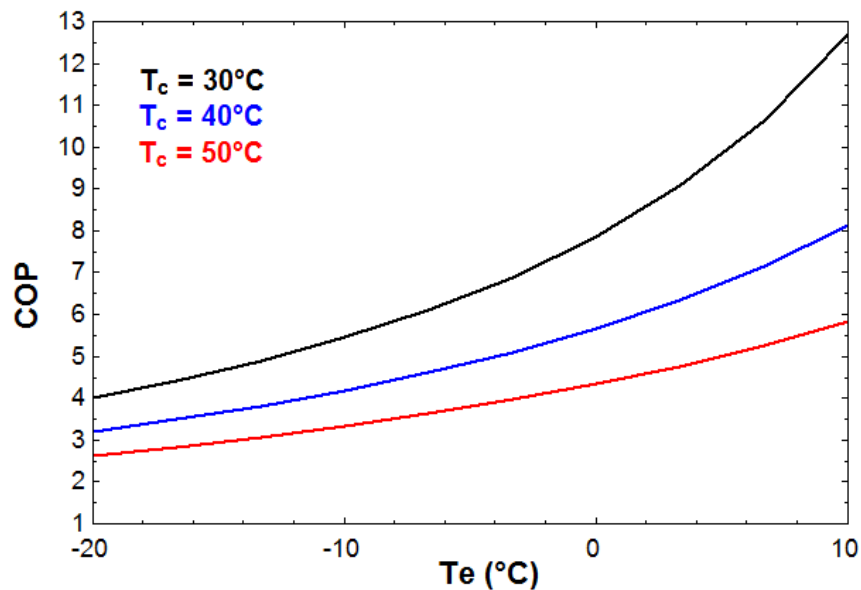
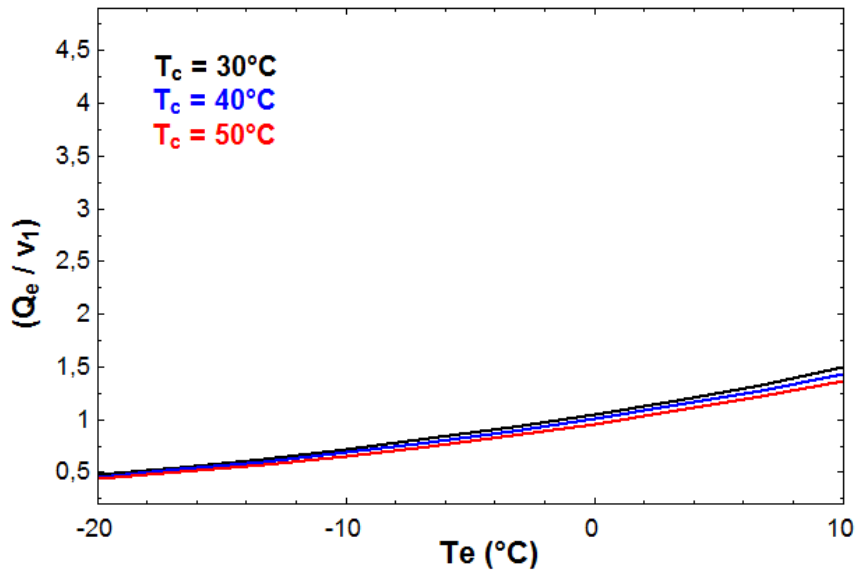


Figura 3.1 Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-717 como refrigerante.



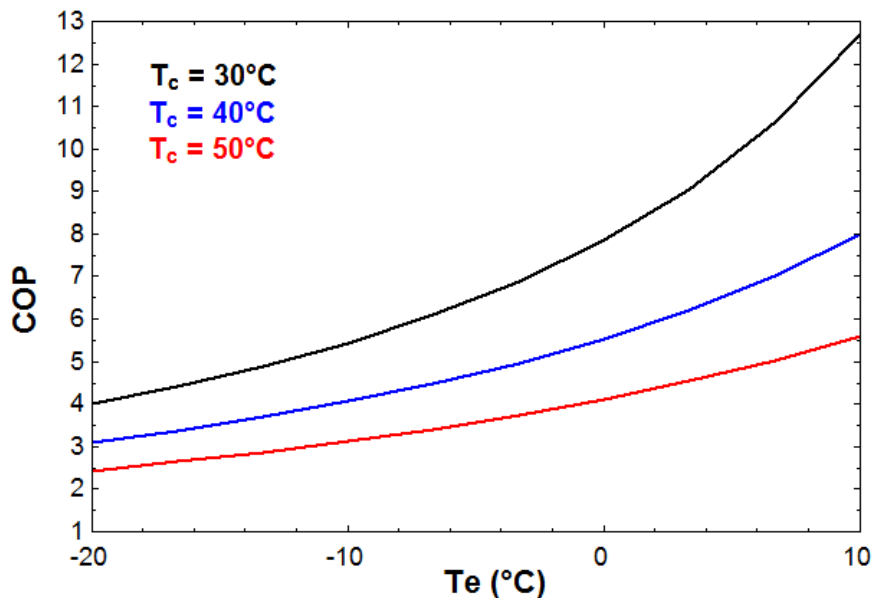
**Figura 3.2** Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-717 como refrigerante.

### 3.1.2 R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano)

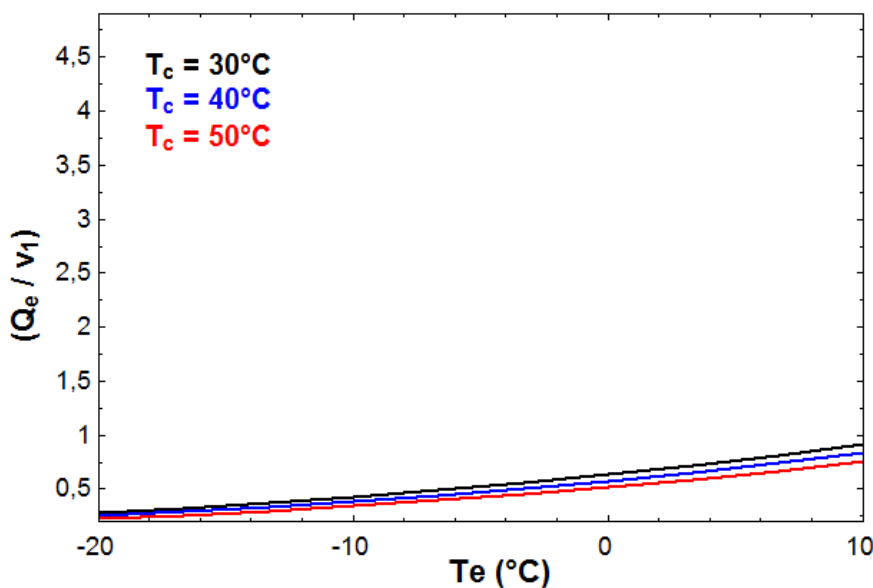
Como presentación de este refrigerante, podemos decir que es el sustituto por excelencia del R-12 en las nuevas instalaciones frigoríficas. Además, como todos los refrigerantes hidrofluorocarbonados es respetuoso con la capa de ozono. Tiene una alta estabilidad térmica y química, baja toxicidad y no es inflamable. Los valores de su Potencial de Calentamiento Global y de su Potencial de Destrucción de Ozono son, respectivamente, 1300 y 0 [12], lo que refleja su gran capacidad para atrapar calor y contribuir al efecto invernadero.

Es muy usado en la carga de los aires acondicionados de los automóviles y en refrigeradores domésticos. También en chillers del sector comercial e industrial y en el transporte frigorífico en temperaturas positivas. No será recomendable sin embargo para bajas temperaturas, ya que, debido a su alta solubilidad en agua, puede absorber grandes cantidades de ésta en estado líquido, posibilitando el bloqueo del tubo capilar debido a la formación de hielo.

Respecto a su comportamiento en un ciclo ideal, se obtienen las siguientes gráficas:



**Figura 3.3** Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-134a como refrigerante.



**Figura 3.4** Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-134a como refrigerante.

### 3.1.3 R-410A

La característica más diferenciadora del R-410A con respecto a los anteriores refrigerantes es que este gas es una mezcla cuasi azeotrópica, es decir, una mezcla líquida de dos o más sustancias que se comporta como una sustancia única en el hecho de que el vapor producido por la evaporación parcial del líquido tiene la misma composición que el líquido. En el caso del R-410A, la mezcla está formada por dos gases hidrofluorocarbonados al 50% cada uno de ellos: el difluorometano (R-32) y el pentafluoroetano (R-125). A diferencia de las mezclas azeotrópicas, en las que ambos fluidos tienen la misma temperatura de evaporación,

las mezclas no azeotrópicas, como en el caso del R-410A, son una mezcla de fluidos que tienen distinto punto de evaporación. Cuando uno de ellos empieza a evaporarse, el otro todavía necesita un incremento de temperatura para poder comenzar a evaporar, por lo que la temperatura de ebullición no será constante. El caso opuesto se obtiene con la condensación, ya que cuando uno de los fluidos ha comenzado a condensar, el otro necesita enfriarse aún más para poder comenzar con su condensación. En las siguientes imágenes se puede observar este hecho para el caso de la evaporación:

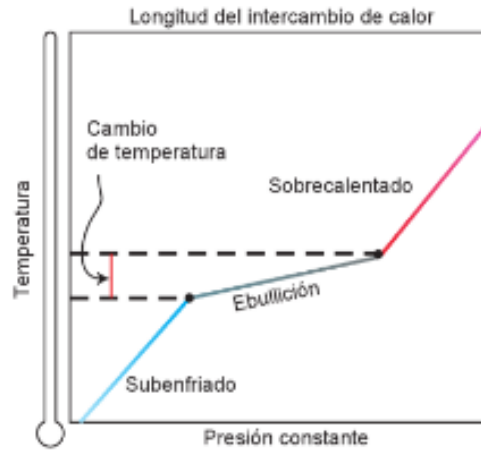


Figura 3.5 Diagrama temperatura-longitud del intercambiador de calor para una mezcla azeotrópica [14].

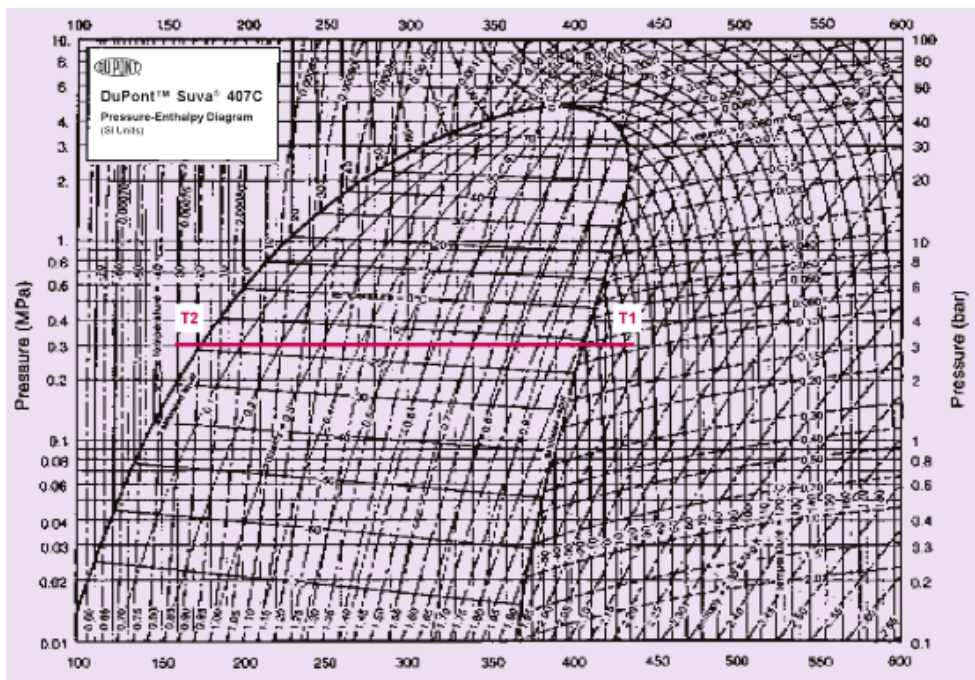


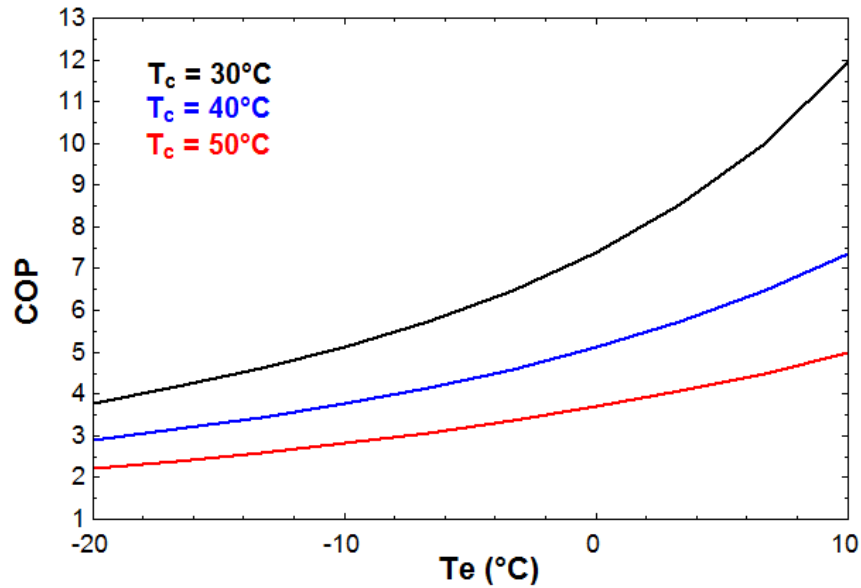
Figura 3.6 Diagrama presión-entalpía para el R407C (mezcla no azeotrópica)[14].

Por tanto, hay un aumento de la temperatura durante la evaporación y una disminución durante la condensación, lo cual caracteriza el refrigerante y el tipo de mezcla que conforma. Este fenómeno es conocido por el nombre de glide o deslizamiento y es la diferencia de temperatura entre el principio y fin de la evaporación y el principio y fin de la condensación. En el caso del R-410A, su punto de ebullición a 20 bar (una presión típica de trabajo) varía entre 32,23 y 32,35°C, por lo que tiene un deslizamiento de únicamente 0,12°C, considerándose por tanto dentro del grupo de mezclas cuasi azeotrópicas al tener un glide de menos de 5°C.

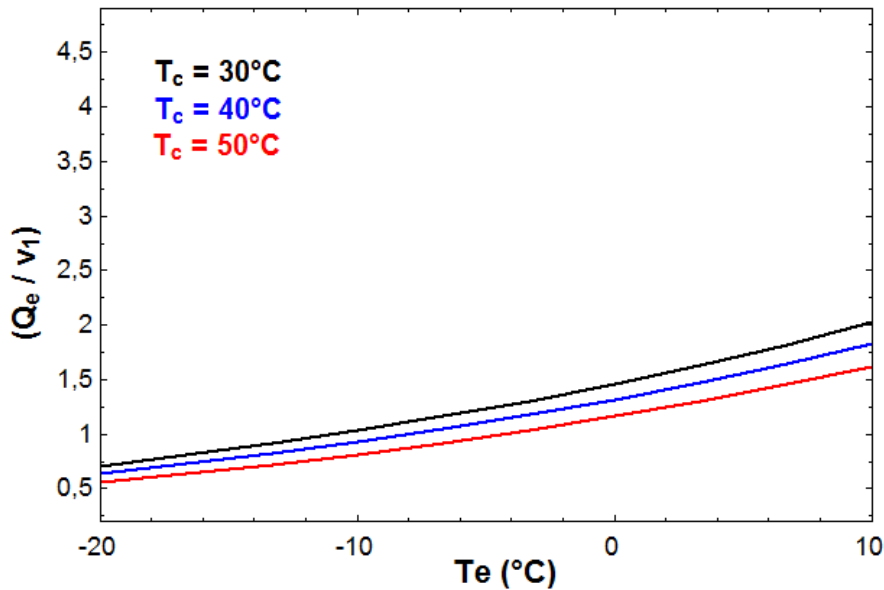
Como ventaja, las mezclas con bajo deslizamiento son muy estables y fácilmente recargables tras un caso de fuga.

Otros datos importantes a tener en cuenta en refrigerantes formados por mezclas son la temperatura de rocío (temperatura a la que aparece la primera gota de líquido) y la temperatura de burbuja (temperatura a la que aparece la primera burbuja de gas).

Como características de este refrigerante podemos decir que, al no contener ni cloro ni bromo (solo contiene flúor), no contribuye a la reducción de la capa de ozono teniendo un Potencia de Destrucción de Ozono de valor 0. Sin embargo, tiene un alto Potencial de Calentamiento Global con unos niveles de 1725 veces el del dióxido de carbono. Es un refrigerante con altos niveles de seguridad ya que no es tóxico ni inflamable en caso de fugas.



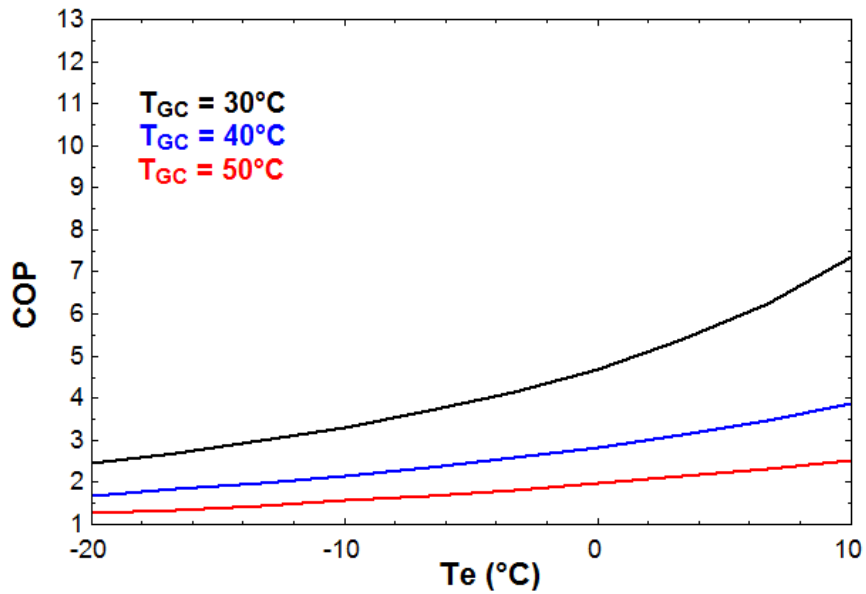
**Figura 3.7** Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-410A como refrigerante.



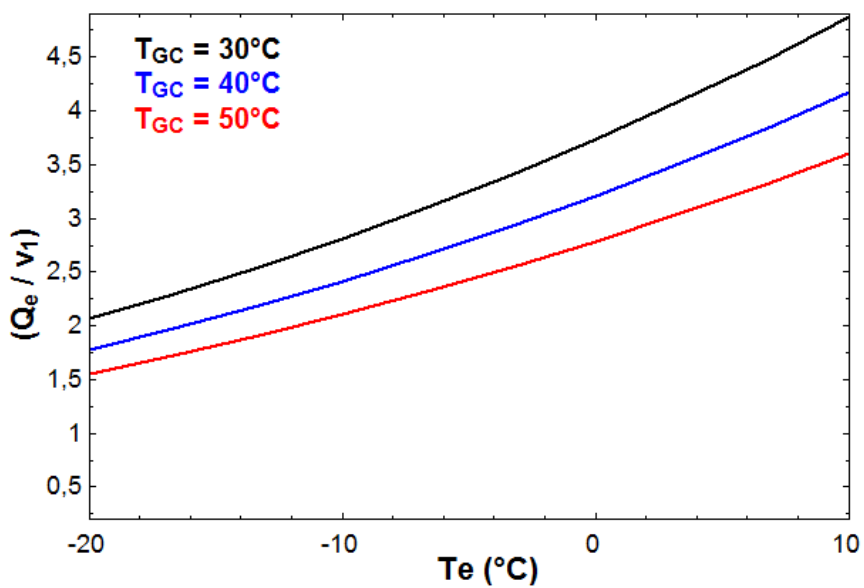
**Figura 3.8** Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-410A como refrigerante.

#### 3.1.4 R-744 (Dióxido de carbono)

Como se ha explicado anteriormente, el dióxido de carbono representa una magnífica opción en el mundo de la refrigeración al ser, entre otras características, natural, incoloro e inodoro, encontrándose en cantidades más que inagotables en la atmósfera. Fé de ello son su Potencial de Calentamiento Global, de valor 1 (es el gas de referencia), y su Potencial de Destrucción de Ozono de valor 0 al no contener ningún átomo de cloro en su composición [12]. Sin embargo, y como se viene planteando desde el comienzo de este proyecto, se estudiará este refrigerante en el caso en que su condensación tiene lugar en fase transcítica, es decir, el cambio de fase no tendrá lugar a temperatura constante a lo largo del intercambiador de calor debido a que ésta tendrá lugar por encima del punto crítico, fuera de la curva de saturación del refrigerante. Esto hará aumentar la presión y temperatura de trabajo de alta respecto a la fase subcrítica, lo cual tendrá sus consecuencias en la elección del compresor: mientras que en el lado de baja presión podríamos trabajar en ambos casos en torno a las mismas presiones de evaporación (10-30bar), en el caso transcítico las presiones en el lado de alta presión serán mucho mayores (100-115bar) que en el subcrítico (30-50bar). Sirviéndonos del programa informático EES, obtenemos las siguientes gráficas representando el comportamiento del  $CO_2$  para distintas condiciones de operación:



**Figura 3.9** Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas a la salida del condensador utilizando R-744 en fase transcrítica como refrigerante.



**Figura 3.10** Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas a la salida del condensador utilizando R-744 en fase transcrítica como refrigerante.

### 3.2 Comparativa entre refrigerantes y conclusiones

Para comenzar con la comparativa entre los refrigerantes estudiados se adjunta una tabla de éstos en condiciones nominales (obtenidas de la norma UNE 12900) con el objetivo de ayudar a realizar una comparación en una situación lo más similar posible.

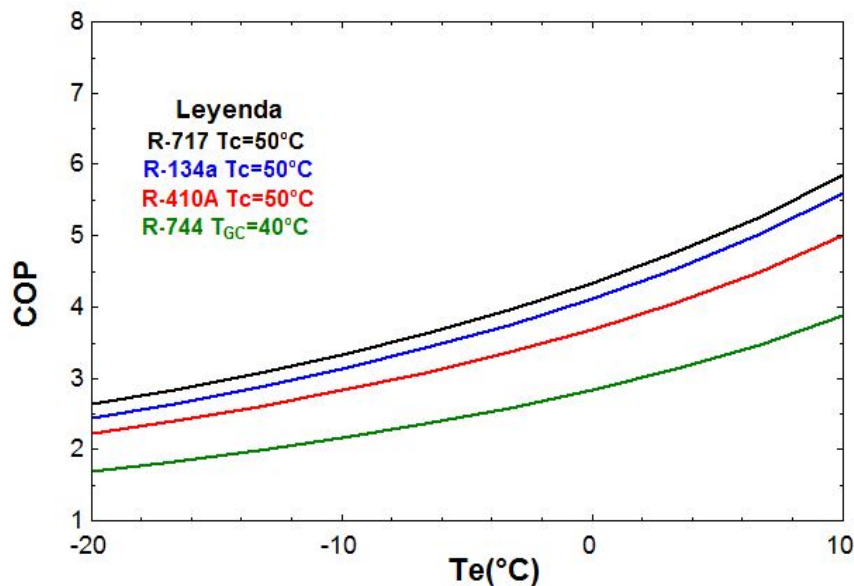


	COP	(Qe/v1)	Cond. nominales
R-744	3.295	3.667	Te=5 °C T <sub>Gc</sub> =40 °C
R-717	6.715	1.203	Te=5 °C Tc=50 °C
R-134a	6.592	0.698	
R-410A	6.08	1.559	

Según la norma UNE, se debe de suponer una ‘temperatura ambiente alrededor de los compresores’ de 35°C, por lo que una temperatura a la salida del condensador de 40°C nos asegura un diferencia de temperatura de 5°C que es el mínimo  $\Delta T$  recomendable en condensadores para asegurar un eficiente intercambio de calor en el caso del  $CO_2$ . Además esta diferencia será la mínima a lo largo de todo el intercambiador ya que a la entrada de éste el refrigerante se encontrará a una temperatura mucho mayor, por lo que la opción de seleccionar una temperatura de condensación constante de 50°C para el resto de refrigerantes permite, dentro de las opciones de condiciones nominales que nos ofrece la norma UNE, una comparación lo más equitativa posible.

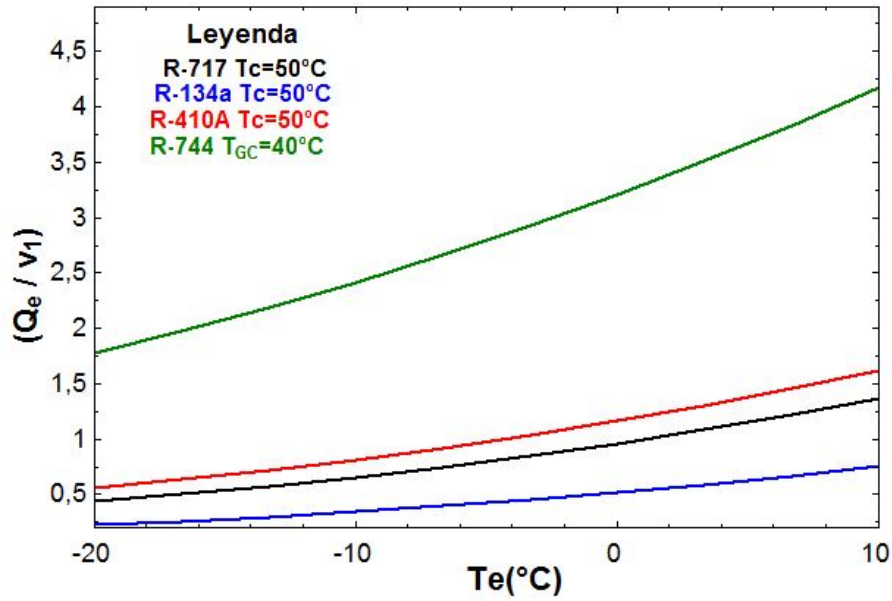
Primero se comentará el COP de los distintos refrigerantes. Se observa una gran diferencia entre los refrigerantes en fase subcrítica y el dióxido de carbono, estando el valor de éste último en torno a un 50% de los demás refrigerantes. Ésto se debe a las altas presiones que debe alcanzar el  $CO_2$  a la salida del compresor, implicando un mayor consumo eléctrico del mismo y en consecuencia un menor COP. Por ello, el uso de dióxido de carbono en fase transcítica es más recomendado en países con temperaturas bajas durante todo el año, para reducir así la presión de alta al intercambiar calor con un ambiente más frío.

Respecto al resto de refrigerantes, éstos tienen una eficiencia parecida entre ellos en condiciones nominales, sobresaliendo el amoníaco y reafirmandose así como el refrigerante más utilizado en el sector industrial desde finales del siglo XIX debido a su alta eficiencia de conversión de energía y su bajo coste.



**Figura 3.11** Dependencia del COP con la temperatura de evaporación para el R-717, R-134a, R-410A y R-744 para la temperatura de condensación/salida del condensador en condiciones nominales.

A la hora de hablar de la potencia frigorífica producida por unidad de volumen de refrigerante movido por el compresor vuelve a destacar el dióxido de carbono, pero en este caso de manera positiva. Éste presenta un alto valor de este parámetro debido a su alta densidad a la entrada del compresor (aproximadamente 25 veces la del amoníaco), requiriendo así una menor cantidad de flujo de masa para obtener la misma potencia frigorífica, y en consecuencia utilizando compresores más pequeño disminuyendo costes.



**Figura 3.12** Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado en el compresor con la temperatura de evaporación para el R-717, R-134a R-410A y R-744 para la temperatura de condensación/salida del condensador en condiciones nominales.

Como último punto a comparar, se recogerán los valores anteriormente señalados del Potencial de Calentamiento Global (GWP) y de Potencial de Destrucción de Ozono (ODP) de cada refrigerante [12]:

	GWP	ODP
R-717	0	0
R-134a	1300	0
R-410A	1725	0
R-744	1	0

En la tabla anterior se puede observar como ninguno de los refrigerantes estudiados daña la capa de ozono, ya que no contienen moléculas de cloro. R-134a y R-410A tienen gran Potencial de Calentamiento Global y una larga permanencia en la atmósfera. Es por ello que estas sustancias han sido incluidas en el Protocolo de Kyoto con el objetivo de controlar y disminuir su uso progresivamente. De esta tabla se podría concluir que el amoníaco es un refrigerante totalmente inofensivo con el medio ambiente, pero como se explicó anteriormente, hay que tener muy presente su impacto indirecto así como su toxicidad.

## 4 Selección de compresores

---

A continuación se llevará a cabo la búsqueda del tipo y modelo de compresor que mejor se adapte a cada refrigerante para distintos niveles de potencia frigorífica.

Para ello se hará uso de la herramienta online que la compañía Bitzer ofrece en su sitio web. Esta herramienta además ayudará a llegar a numerosas conclusiones: compatibilidad de cada refrigerantes sólo con ciertos tipos de compresores, tipo de compresor más adecuado para cada refrigerante en un cierto nivel de potencia frigorífica, refrigerante con un mejor rendimiento en cada caso, etc. . .

La manera de proceder será analizando cada tipo de refrigerante para las distintas potencias frigoríficas, extrayendo las conclusiones a las que se han llegado en cada situación. En cada caso, elegiremos el compresor que, siendo compatible con el refrigerante en cuestión, ofrezca un mejor rendimiento y se acerque más al requerimiento de potencia frigorífica, permitiéndonos así en un futuro una comparación entre ellos en las condiciones más semejantes posibles. Se tendrá presente la posibilidad de que para un mismo nivel de potencia frigorífica dos tipos de compresores sean válidos y que son usados normalmente en plantas frigoríficas, al tener en cuenta otros parámetros como los costes, mantenimiento, tamaño de la instalación...

En cada tipo de compresor se pedirá unos parámetros de entrada distintos. Se utilizarán como datos de entrada comunes a todos los casos una temperatura de evaporación de 5°C, una temperatura de salida del condensador de 50°C, un sobrecalentamiento de 10K y un subenfriamiento nulo. Estos datos se han obtenido de la norma UNE-EN 12900, representando los puntos de referencia nominales. En el caso del dióxido de carbono la forma de proceder será distinta debido a las condiciones de fase transcrítica, siendo ésta explicada posteriormente.

Los valores de potencia frigorífica a utilizar son:

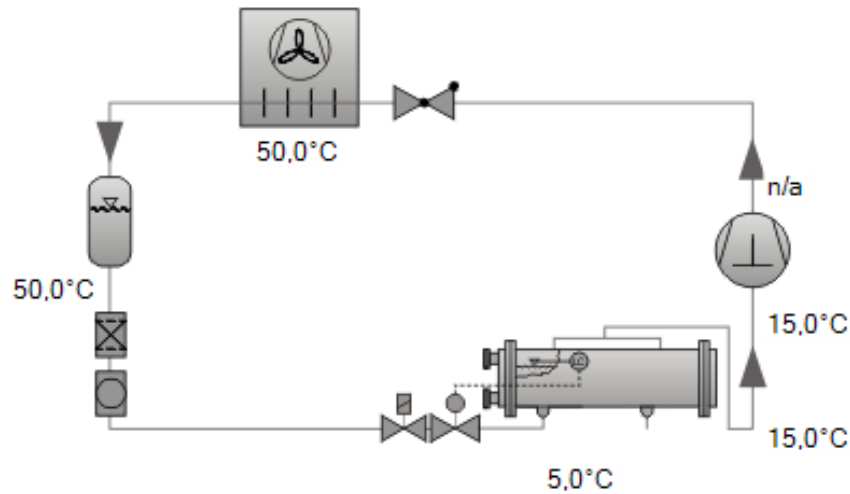
	COP	( $Q_e/v_1$ )	Cond. nominales
R-744	3.295	3.667	Te=5 °C T <sub>gc</sub> =40 °C
R-717	6.715	1.203	Te=5 °C Tc=50 °C
R-134a	6.592	0.698	
R-410A	6.08	1.559	

### 4.1 Análisis y selección de compresores

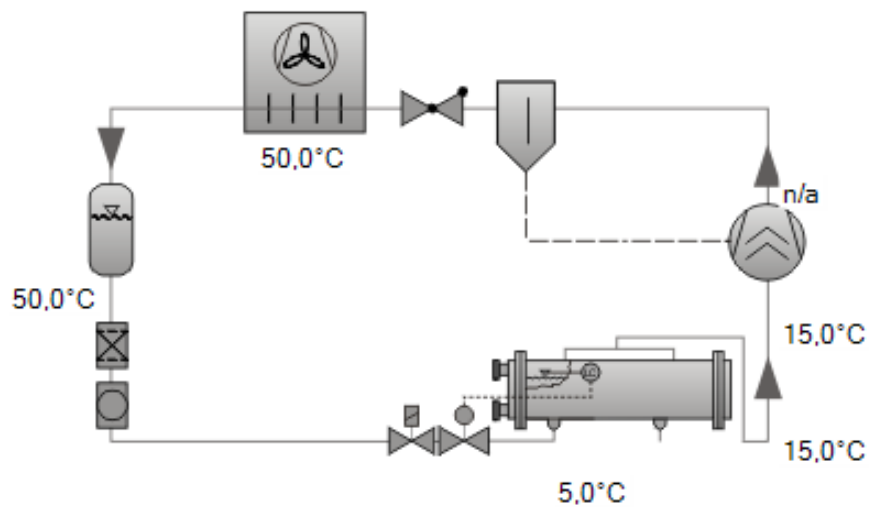
#### 4.1.1 R-717 (Amoniaco)

En el caso del amoniaco, el programa nos permite trabajar con compresores tanto de pistones abierto como de tornillo abierto. El hecho de que solo se pueda trabajar con compresores de tipo abierto se debe a que el amoniaco es un potente disolvente que en pocas semanas podría acabar con algunos de los metales con los que está fabricado el motor eléctrico.

En este caso, como se tienen dos opciones de configuraciones de compresor, se optará por aquella que para una potencia frigorífica cercana al requerimiento inicial nos ofrezca un mayor COP. Para ambos tipos de compresores posibles, la configuración del ciclo a implementar es casi idéntica.



**Figura 4.1** Ciclo utilizado para la refrigeración con  $NH_3$  mediante el uso de un compresor de pistones abierto[6].



**Figura 4.2** Ciclo utilizado para la refrigeración con  $NH_3$  mediante el uso de un compresor de tornillo abierto[6].

### 1. Potencia frigorífica baja (10kW)

Con las características definidas al inicio del capítulo se procederá a comparar ambos tipos de compresores para una potencia frigorífica baja, obteniendo los siguientes resultados para compresor de pistones abierto y compresor de tornillo abierto, respectivamente:

Compressor	W2TA	Compressor	OSKA5341-K
Escalones de capacidad	100%	Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	19,68 kW	Potencia frigorífica	82,9 kW
Potencia frigorífica *	19,90 kW	Potencia frigorífica *	83,9 kW
Potencia en el evap.	19,68 kW	Potencia en el evap.	82,9 kW
Potencia en el eje	4,91 kW	Potencia en el eje	24,4 kW
Capacidad del condensador	24,6 kW	Capacidad del condensador	90,4 kW
COP/EER	4,01	COP/EER	3,40
COP/EER *	4,05	COP/EER *	3,43
Caudal másico	67,2 kg/h	Caudal másico BP	283 kg/h
Modo de funcionamiento	Acopla. (1:1)	Caudal másico AP	283 kg/h
Velocidad compresor	1450 /min	Modo de funcionamiento	Estándar
Motor necesario	5,50 kW	Temperatura del líquido	50,0 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	139,8 °C	Caudal aceite	0,98 m³/h
		Métodos de enfriamiento	Externo
		Salida enfriador aceite	44,3 °C
		Potencia enfriador aceite	16,92 kW
		Motor necesario	30,0 kW
		Temp. Gas de descarga no enfriado	157,9 °C

Figura 4.3 Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en baja potencia[6].

Se observa que el compresor de tornillo no ofrece potencias frigoríficas bajas, y además tiene un menor COP que el compresor de pistones, por lo que éste último será la opción a seleccionar, concretamente el modelo W2TA.

### 2. Potencia frigorífica media (50kW)

Procediendo de la misma forma, pero ahora con el requerimiento de una potencia frigorífica de en torno 50kw obtenemos los siguientes resultados para compresor de pistones abierto y compresor de tornillo abierto, respectivamente:

Compressor	W4PA	W4NA	Compressor	OSKA5341-K
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	46,9 kW	55,8 kW	Potencia frigorífica	82,9 kW
Potencia frigorífica *	47,4 kW	56,4 kW	Potencia frigorífica *	83,9 kW
Potencia en el evap.	46,9 kW	55,8 kW	Potencia en el evap.	82,9 kW
Potencia en el eje	11,69 kW	13,91 kW	Potencia en el eje	24,4 kW
Capacidad del condensador	58,5 kW	69,7 kW	Capacidad del condensador	90,4 kW
COP/EER	4,01	4,01	COP/EER	3,40
COP/EER *	4,05	4,05	COP/EER *	3,43
Caudal másico	159,9 kg/h	190,3 kg/h	Caudal másico BP	283 kg/h
Modo de funcionamiento	Acopla. (1:1)	Acopla. (1:1)	Caudal másico AP	283 kg/h
Velocidad compresor	1450 /min	1450 /min	Modo de funcionamiento	Estándar
Motor necesario	15,00 kW	18,50 kW	Temperatura del líquido	50,0 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	139,9 °C	139,9 °C	Caudal aceite	0,98 m³/h
			Métodos de enfriamiento	Externo
			Salida enfriador aceite	44,3 °C
			Potencia enfriador aceite	16,92 kW
			Motor necesario	30,0 kW
			Temp. Gas de descarga no enfriado	157,9 °C

Figura 4.4 Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en media potencia[6].

Además de que el compresor de tornillo ofrece una potencia frigorífica excesivamente alta, ambos modelos de compresores de pistones abiertos tienen mayor COP que el compresor de tornillo abierto. Ambos compresores de pistones presentan el mismo COP, por lo que elegirá aquel que se acerque más a los 50kW, siendo este el modelo W4PA.

### 3. Potencia frigorífica alta (100kW)

De idéntica manera se obtienen los siguientes resultados para compresor de pistones abierto y compresor de tornillo abierto, respectivamente:

Compresor	W4GA	W6HA	Compresor	OSKA5351-K	OSKA5361-K
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	82,5 kW	107,9 kW	Potencia frigorífica	98,7 kW	116,5 kW
Potencia frigorífica *	83,4 kW	109,1 kW	Potencia frigorífica *	99,8 kW	117,8 kW
Potencia en el evap.	82,5 kW	107,9 kW	Potencia en el evap.	98,7 kW	116,5 kW
Potencia en el eje	19,53 kW	25,3 kW	Potencia en el eje	29,1 kW	34,3 kW
Capacidad del condensador	102,0 kW	133,2 kW	Capacidad del condensador	107,7 kW	127,1 kW
COP/EER	4,22	4,26	COP/EER	3,40	3,40
COP/EER *	4,27	4,31	COP/EER *	3,43	3,43
Caudal másico	282 kg/h	368 kg/h	Caudal másico BP	337 kg/h	398 kg/h
Modo de funcionamiento	Acopla. (1:1)	Acopla. (1:1)	Caudal másico AP	337 kg/h	398 kg/h
Velocidad compresor	1450 /min	1450 /min	Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar
Motor necesario	22,0 kW	30,0 kW	Temperatura del líquido	50,0 °C	50,0 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	134,8 °C	133,9 °C	Caudal aceite	0,98 m³/h	0,98 m³/h
			Métodos de enfriamiento	Externo	Externo
			Salida enfriador aceite	37,3 °C	29,4 °C
			Potencia enfriador aceite	20,1 kW	23,8 kW
			Motor necesario	37,0 kW	45,0 kW
			Temp. Gas de descarga no enfriado	157,9 °C	157,9 °C

Figura 4.5 Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en alta potencia[6].

En este caso, ambos tipos de compresores ofrecen potencias frigoríficas del orden de la requerida así como un COP aceptable. Por tanto se optará por seleccionar ambos: modelo W6HA del tipo pistones y OSKA5351-K del tipo tornillo. Como en los 3 casos se ha optado por un compresor de pistones abiertos, es interesante tener presente los límites de operación de este tipo de compresores en términos de temperatura de evaporación y de condensación:

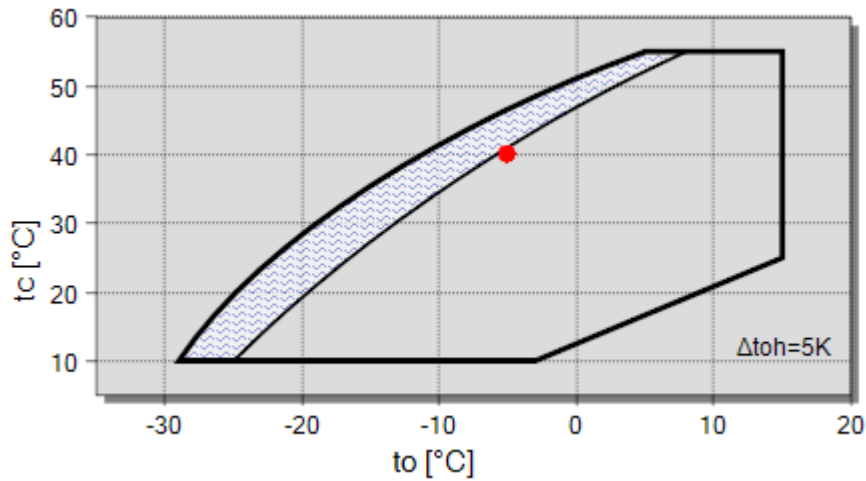


Figura 4.6 Límites de aplicación del compresor de pistones abierto utilizando NH3 como refrigerante[6].

*Nota: la zona sombreada de azul refleja la necesidad de culatas enfriadas por agua (debido a la gran diferencia de presiones a la que tiene que hacer frente el compresor, que provoca en consecuencia grandes diferencias de temperatura y un calentamiento acumulado excesivo del compresor)*

	Baja pot.: pistones abierto W2TA (C1)	Media pot.: pistones abierto W4PA (C2)	Alta pot.: pistones abierto W6HA (C3)	Alta pot.: tornillo abierto OSKA5351-K (C4)
Despl.volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	19,68	47,14	110,5	100
Potencia frigorífica (kW)	19,68	46,9	107,9	98,7
Consumo eléctrico (kW)	5,50	15	30	36
COP	4,01	4,01	4,26	3,40
Caudal de refrigerante (kg/h)	67,2	159,9	368	337
Rendimiento volumétrico	0,8705	0,8652	0,8501	0,8587
Rendimiento isentrópico	0,8012	0,801	0,8493	0,6775

#### 4.1.2 R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano)

El software online de Bitzer permite trabajar con R-134a en diversos tipos de compresores. ASe analizará el comportamiento de este refrigerante para los compresores más utilizados y conocidos, siendo en este caso los compresores de pistones y de tornillo semiherméticos. El software permite la opción de trabajar con estos mismos tipos de compresores pero en configuración abierta, pero su uso es infrecuente o casi nulo en las plantas frigoríficas debido al gran tamaño y desembolso necesario que requiere un compresor de tipo abierto.

Como en los casos anteriores, se procederá a analizar los 3 niveles de requerimiento de potencia frigorífica, seleccionando en cada caso el modelo que nos aporte un mayor COP. Los ciclos para cada tipo de compresor son idénticos a los mostrados para el caso del amoniaco.

##### 1. Potencia frigorífica baja (10kW)

Procediendo como en los anteriores refrigerantes, comparamos las características de cada tipo y modelo de compresor, mostrando los compresores de pistones y de tornillo respectivamente:

Compressor	4FES-3Y-40S	4EES-4Y-40S	Compressor	HSK5343-30-40P
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	9,35 kW	11,99 kW	Potencia frigorífica	46,4 kW
Potencia frigorífica *	9,44 kW	12,11 kW	Potencia frigorífica *	46,4 kW
Potencia en el evap.	9,35 kW	11,99 kW	Potencia en el evap.	46,4 kW
Potencia absorbida	3,01 kW	3,90 kW	Potencia absorbida	16,14 kW
Corriente (400V)	5,85 A	6,87 A	Corriente (400V)	25,6 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	Gama de tensiones	380-415V
Capacidad del condensador	12,36 kW	15,89 kW	Capacidad del condensador	62,6 kW
COP/EER	3,11	3,08	COP/EER	2,88
COP/EER *	3,14	3,11	COP/EER *	2,88
Caudal másico	243 kg/h	312 kg/h	Caudal másico BP	1209 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar	Caudal másico AP	1209 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	76,5 °C	76,9 °C	Modo de funcionamiento	Estándar
			Temperatura del líquido	50,0 °C
			Caudal aceite	0,78 m <sup>3</sup> /h
			Métodos de enfriamiento	--
			Temp. Gas de descarga no enfriado	79,6 °C

Figura 4.7 Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en baja potencia[6].

Se puede observar en las tablas como los compresores de tornillo no son capaces de tratar potencias frigoríficas bajas, por lo que queda descartado el uso para este caso de un compresor de este tipo, y seleccionando

el compresor de pistones semihermético modelo 4FES-3Y-40S debido a que se encuentra muy próximo a los 10 kW requeridos, presentado además un COP aceptable y mayor que la otra opción de compresor de pistones.

**2. Potencia frigorífica media (50kW)**

En este caso, todos los resultados obtenidos se acercan a la potencia frigorífica requerida y presentan un COP parecido y aceptable, por lo que se optará por elegir un modelo de cada tipo de compresor. Los resultados obtenidos para los compresores de pistones y de tornillo son, respectivamente:

Compressor	4GE-23Y-40P	6JE-25Y-40P	Compressor	HSK5343-30-40P	HSK5353-35-40P
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	45,5 kW	50,7 kW	Potencia frigorífica	46,4 kW	56,7 kW
Potencia frigorífica *	46,0 kW	51,2 kW	Potencia frigorífica *	46,4 kW	56,7 kW
Potencia en el evap.	45,5 kW	50,7 kW	Potencia en el evap.	46,4 kW	56,7 kW
Potencia absorbida	14,31 kW	15,56 kW	Potencia absorbida	16,14 kW	18,99 kW
Corriente (400V)	24,5 A	29,6 A	Corriente (400V)	25,6 A	30,2 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	Gama de tensiones	380-415V	380-415V
Capacidad del condensador	59,9 kW	66,3 kW	Capacidad del condensador	62,6 kW	75,7 kW
COP/EER	3,18	3,26	COP/EER	2,88	2,98
COP/EER *	3,21	3,29	COP/EER *	2,88	2,98
Caudal máxico	1186 kg/h	1321 kg/h	Caudal máxico BP	1209 kg/h	1476 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar	Caudal máxico AP	1209 kg/h	1476 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	75,5 °C	74,6 °C	Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar
			Temperatura del líquido	50,0 °C	50,0 °C
			Caudal aceite	0,78 m³/h	0,78 m³/h
			Métodos de enfriamiento	--	--
			Temp. Gas de descarga no enfriado	79,6 °C	78,1 °C

**Figura 4.8** Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en media potencia[6].

En el caso de los compresores de pistones, el modelo 6JE-25Y-40P es el seleccionado ya que no solo ofrece una potencia frigorífica más cercana a los 50kW, sino que también presenta un mayor COP. Para los compresores de tornillo, como ambos modelos de compresores se alejan de forma parecida de los 50kW, se opta por seleccionar el modelo HSK5353-35-40P que presenta un mayor COP.

**3. Potencia frigorífica alta (100kW)**

Se procede a calcular de nuevo los parámetros para las 2 opciones de compresor que se barajan, compresores de pistones y de tornillo, respectivamente:

Compressor	8GE-50Y-40P	8FE-50Y-40P	Compressor	HSK6461-40-40P	HSK7451-50-40P
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	93,8 kW	110,1 kW	Potencia frigorífica	96,8 kW	117,3 kW
Potencia frigorífica *	94,7 kW	111,1 kW	Potencia frigorífica *	96,8 kW	117,3 kW
Potencia en el evap.	93,8 kW	110,1 kW	Potencia en el evap.	96,8 kW	117,3 kW
Potencia absorbida	31,9 kW	37,5 kW	Potencia absorbida	31,2 kW	37,0 kW
Corriente (400V)	64,4 A	76,1 A	Corriente (400V)	52,3 A	59,6 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	Gama de tensiones	380-415V	380-415V
Capacidad del condensador	125,7 kW	147,6 kW	Capacidad del condensador	128,0 kW	154,3 kW
COP/EER	2,95	2,93	COP/EER	3,11	3,17
COP/EER *	2,97	2,96	COP/EER *	3,11	3,17
Caudal máxico	2443 kg/h	2866 kg/h	Caudal máxico BP	2520 kg/h	3054 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar	Caudal máxico AP	2520 kg/h	3054 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	78,6 °C	78,8 °C	Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar
			Temperatura del líquido	50,0 °C	50,0 °C
			Caudal aceite	1,03 m³/h	1,49 m³/h
			Métodos de enfriamiento	--	--
			Temp. Gas de descarga no enfriado	76,5 °C	75,7 °C

**Figura 4.9** Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en alta potencia[6].

Se observa que todos ofrecen unos resultados bastante aproximados a las expectativas de COP y potencia frigorífica, por lo que no se podrá descartar ningún tipo de compresor. Para los compresores de pistones resulta más apropiado el modelo 8GE-50Y-40P puesto que presenta un mayor COP y ofrece una potencia frigorífica más cercana a los 100kW. Para los compresores de tornillo el modelo elegido es el HSK6461-40-40P pues es el más cercano al requerimiento de potencia frigorífica, penalizando el COP únicamente unas décimas respecto al otro tipo de compresor de tornillo semihermético disponible.



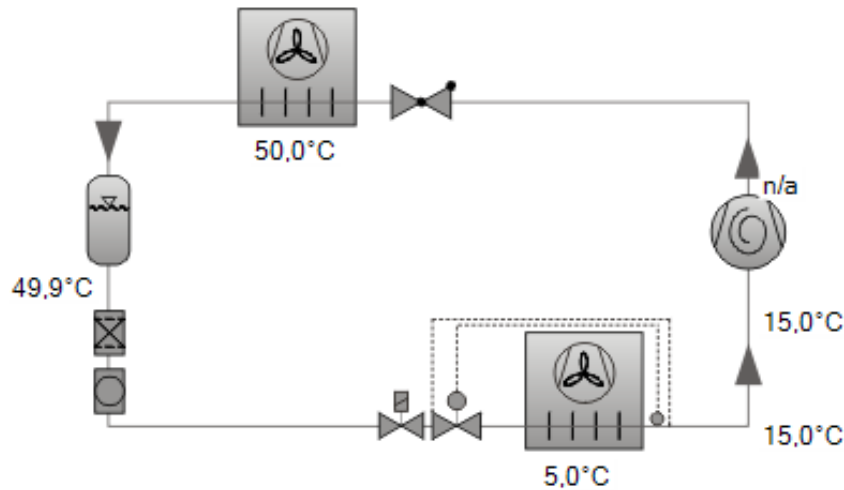
	Baja pot.: pistones semiherm. 4FES-3Y- 40S (C5)	Media pot.: pistones semiherm. 6JE-25Y-40P (C6)	Media pot.: tornillo semiherm. HSK5353-35- 40P (C7)	Alta pot.: pistones semiherm. 8GE-50Y-40P (C8)	Alt.pot.: tornillo semiherm. HSK6461- 40-40P (C9)
Despl.vol. ( $m^3/h$ )	18,05	95,3	100	185	165
Potencia frigorífica (kW)	9,35	50,2	56,7	93,8	96,8
Consumo eléctrico (kW)	3,01	15,56	18,99	31,9	31,2
COP	3,11	3,23	2,98	2,95	3,11
Caudal de refrigerante (kg/h)	243	1353	1476	2443	2520
Rendimiento volumétrico	0,8279	0,8709	0,9058	0,8104	0,9374
Rendimiento isentrópico	0,6545	0,7029	0,6286	0,6216	0,6542

#### 4.1.3 R-410A

Los compresores que el software de Bitzer permite utilizar con R-410A son los compresores de pistones semiherméticos y los Scroll. Los compresores abiertos no son recomendados para este refrigerante debido a las altas presiones de descarga con las que trabaja.

En este caso se ha barajado también la posibilidad del uso de compresores Scroll ya que se caracterizan por una alta eficiencia, suavidad de marcha y fiabilidad cuando trabajan con R-410A. Además consiguen un bajo consumo energético incluso a bajas temperaturas de condensación y el diseño del compresor en sí se ha optimizado para conseguir un peso ligero y unos menores niveles de ruido.

Aunque las diferencias entre ambos tipos de compresores sean tanto numerosas como considerables en configuración, ambos trabajan con un ciclo similar para el R-410A, siendo la única diferencia destacable entre ellos las condiciones del refrigerante a la salida del compresor debido a la distinta tecnología utilizada para comprimir el gas:



**Figura 4.10** Ciclo utilizado para la refrigeración con R-410A mediante el uso tanto de un compresor de pistones abierto como de un compresor tipo Scroll[6].

**1. Potencia frigorífica baja (10kW)**

Se procede a obtener los resultados para los dos tipos de compresores que se han decidido analizar, de pistones semiherméticos y scroll, respectivamente:

Compresor	4FDC-5Y-40S	Compresor	GSD60120VA 4
Escalones de capacidad	100%	Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	13,10 kW	Potencia frigorífica	26,8 kW
Potencia frigorífica *	13,15 kW	Potencia frigorífica *	26,8 kW
Potencia en el evap.	13,10 kW	Potencia en el evap.	26,8 kW
Potencia absorbida	4,80 kW	Potencia absorbida	8,19 kW
Corriente (400V)	8,85 A	Corriente (400V)	13,17 A
Gama de tensiones	380-420V	Gama de tensiones	380-420V
Capacidad del condensador	17,90 kW	Capacidad del condensador	35,0 kW
COP/EER	2,73	COP/EER	3,28
COP/EER *	2,74	COP/EER *	3,28
Caudal másico	318 kg/h	Caudal másico	651 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Temp. Gas de descarga no enfriado	86,5 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	93,7 °C		

**Figura 4.11** Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en baja potencia[6].

A la vista de los resultados se optará por el modelo 4FDC-5Y-40S de los compresores de pistones semiherméticos ya que, aunque con menor COP, se aproxima a los 10kW requeridos, lo cual será más útil para futuras comparaciones con otros tipos y modelos de compresores.

**2. Potencia frigorífica media (50kW)**

De igual forma se obtienen los resultados para una potencia frigorífica media en compresores de pistones semiherméticos y Scroll, respectivamente:

Compresor	4PDC-15Y-40P	4NDC-20Y-40P	Compresor	GSD80182VA 4	GSD80235VA 4
Escalones de capacidad	100%	100%	Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	44,6 kW	51,9 kW	Potencia frigorífica	39,0 kW	52,0 kW
Potencia frigorífica *	44,8 kW	52,2 kW	Potencia frigorífica *	39,0 kW	52,0 kW
Potencia en el evap.	44,6 kW	51,9 kW	Potencia en el evap.	39,0 kW	52,0 kW
Potencia absorbida	15,05 kW	17,78 kW	Potencia absorbida	13,08 kW	17,41 kW
Corriente (400V)	24,7 A	29,2 A	Corriente (400V)	21,1 A	28,2 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Capacidad del condensador	59,7 kW	69,7 kW	Capacidad del condensador	52,1 kW	69,4 kW
COP/EER	2,96	2,92	COP/EER	2,98	2,98
COP/EER *	2,98	2,93	COP/EER *	2,98	2,98
Caudal másico	1083 kg/h	1261 kg/h	Caudal másico	947 kg/h	1261 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar	Temp. Gas de descarga no enfriado	90,0 °C	90,0 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	90,3 °C	90,9 °C			

**Figura 4.12** Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en media potencia[6].

En este caso ambos tipos de compresores son capaces de ofrecer potencias frigoríficas en torno a 50kW con un COP parecido entre ellos. Con los resultados obtenidos se decide seleccionar el modelo GSD80235VA 4 de los compresores Scroll ya que es el que más se aproxima a 50kW de los dos que se ofrecen, teniendo además un mayor COP. Para el caso de los compresores de pistones la mejor opción es el modelo 4NDC-20Y-40P al tener una potencia frigorífica más cercana al requerimiento con una eficiencia sólo unas centésimas menor.

### 3. Potencia frigorífica alta (100kW)

En este último caso volvemos a calcular los parámetros para los dos tipos de compresores, de pistones semihermético y Scroll, respectivamente:

Compresor	4NDC-20Y-40P	Compresor	GSD80421VA_4	GSD80485VA_4
Escalones de capacidad	100%	Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	51,9 kW	Potencia frigorífica	91,0 kW	102,8 kW
Potencia frigorífica *	52,2 kW	Potencia frigorífica *	91,0 kW	102,8 kW
Potencia en el evap.	51,9 kW	Potencia en el evap.	91,0 kW	102,8 kW
Potencia absorbida	17,78 kW	Potencia absorbida	29,7 kW	32,7 kW
Corriente (400V)	29,2 A	Corriente (400V)	50,4 A	53,7 A
Gama de tensiones	380-420V	Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Capacidad del condensador	69,7 kW	Capacidad del condensador	120,7 kW	135,5 kW
COP/EER	2,92	COP/EER	3,06	3,14
COP/EER *	2,93	COP/EER *	3,06	3,14
Caudal másico	1261 kg/h	Caudal másico	2208 kg/h	2495 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Temp. Gas de descarga no enfriado	89,0 °C	88,0 °C
Temp. Gas de descarga no enfriado	90,9 °C			

Figura 4.13 Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en alta potencia[6].

Como se puede observar, el compresor de pistones no es capaz de ofrecer potencias frigoríficas altas, por lo que queda descartado. Entre los dos modelos de compresores Scroll la elección es clara: el modelo GSD80485VA 4 es el que más se aproxima a los 100kW y además el que ofrece un mayor COP.

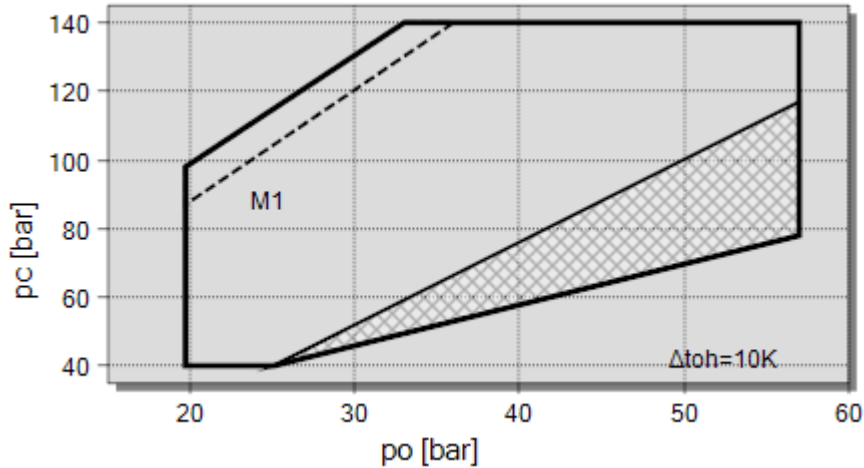
	Baja pot.: Pistones semihermético 4FCD-5Y-40S (C10)	Media pot.: Pistones semihermético 4NDC-20Y-40P (C11)	Media pot.: Scroll GSD80235VA_4 (C12)	Alta pot.: Scroll GSD80485VA_4 (C13)
Despl.vol. (m <sup>3</sup> /h)	12,4	46,9	38,6	77,2
Potencia frigorífica (kW)	13,10	51,9	52,0	102,8
Consumo eléctrico (kW)	4,80	17,78	17,41	32,7
COP	2,73	2,92	2,98	3,14
Caudal de refrigerante (kg/h)	318	1261	1261	2495
Rendimiento volumétrico	0,7463	0,8041	0,9786	0,9665
Rendimiento isentrópico	0,6388	0,6831	0,6994	0,7354

#### 4.1.4 R-744 (Dióxido de carbono)

En el caso del R-744, y debido a las mayores presiones de trabajo, es necesario afrontar varios retos en el diseño del compresor a utilizar, estando por ello limitado el rango de compresores disponibles para trabajar con dicho refrigerante. Algunos de los mayores retos son la construcción de la carcasa (un incremento en su robustez), las fugas de refrigerante en el pistón (uso de segmentos para evitar fugas internas) o la lubricación

del cojinete, todos debidos a las altas presiones. Sin embargo, a la vez se debe buscar un diseño sencillo para limitar los costes. Es debido a esta serie de limitaciones que en el catálogo de Bitzer sólo se ofrezca la oportunidad de trabajar con compresores de pistón semi-herméticos.

En consecuencia, los límites de aplicación que se obtendrían usando  $CO_2$  como refrigerante serían los siguientes:



**Figura 4.14** Límites de aplicación del compresor de pistones semihermético utilizando  $CO_2$  como refrigerante en fase transcrítica[6].

A continuación, se procederá a la selección del mejor modelo de compresor de pistones semihermético para cada nivel de potencia frigorífica utilizando las condiciones nominales que la norma UNE-EN12900 ofrece para el trabajo con dióxido de carbono en fase transcrítica. En este caso, la temperatura de evaporación será de  $5^\circ C$ , y la temperatura de condensación se convertirá en la temperatura de salida del enfriador de gas. Esto se debe a que, al producirse la cesión de calor a temperatura variable y fuera de la curva de saturación, se deberán definir dos parámetros tanto a la salida como a la entrada del intercambiador de calor.

La característica común será la presión de alta, que es la definida por Bitzer como la alta presión óptima. El programa usa para su cálculo un algoritmo obtenido del artículo “*Paper for Refrigeration Engineering Research Council*”, Vollmer D., ILK Dresden, FKT Research Project 126/05, 1996:

$$p_{HP}(bar) = 1 + 2.44T_{GC}(^{\circ}C)$$

A la entrada, además, para el cálculo del trabajo del compresión isentrópico definimos una entropía constante a lo largo del compresor, y a la salida se define una temperatura de  $40^{\circ}C$  que es la establecida como condición nominal por la norma UNE anteriormente mencionada.

Como se comentó en el capítulo anterior, la relación entre la temperatura de condensación en ciclos subcríticos y la temperatura a la salida del enfriador de gas en ciclos transcríticos se basa en la temperatura ambiente alrededor de los compresores en condiciones nominales y en el hecho de que en los enfriadores de gas no exista una temperatura constante de intercambio de calor, buscando así una temperatura de condensación en los procesos subcríticos lo más representativa y comparable posible con los procesos transcríticos.

### 1. Potencia frigorífica baja (10kW)

Con las especificaciones anteriormente descritas, los modelos de compresores que se ofrecen dentro de los compresores de pistones semiherméticos, así como sus características de funcionamiento, son las siguientes:

Compresor	<a href="#">4PTC-7K-40S</a>
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	11,67 kW
Potencia en el evap.	11,67 kW
Potencia absorbida	5,58 kW
Corriente (400V)	10,27 A
Gama de tensiones	380-420V
Capacidad enfriador de gas	17,25 kW
COP/EER	2,09
Caudal másico	325 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	101,2 °C
Alta presión óptima	98,0 bar(a)

**Figura 4.15** Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en baja potencia[6].

Se opta por el modelo 4PTC-7K-40S ya que es el único ofrecido para el requerimiento de 10kW.

## 2. Potencia frigorífica media (50kW)

Se procede de la misma forma para una potencia frigorífica de 50kW:

Compresor	<a href="#">4HTC-20K-40P</a>	<a href="#">4FTC-30K-40P</a>
Escalones de capacidad	100%	100%
Potencia frigorífica	35,7 kW	54,5 kW
Potencia en el evap.	35,7 kW	54,5 kW
Potencia absorbida	15,81 kW	23,6 kW
Corriente (400V)	26,8 A	41,2 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Capacidad enfriador de gas	51,5 kW	78,1 kW
COP/EER	2,26	2,31
Caudal másico	987 kg/h	1501 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	98,7 °C	98,2 °C
Alta presión óptima	98,4 bar(a)	98,7 bar(a)

**Figura 4.16** Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en media potencia[6].

El modelo 4FTC-30K-40P es el elegido, ya que además de ofrecer un mayor COP, ofrece una potencia frigorífica más cercana al requerimiento de 50kW.

## 3. Potencia frigorífica alta (100kW)

En este caso el compresor obtenido es el mismo modelo que en el caso de potencia frigorífica media, proporcionando como máximo los mismos 54,5kW que en el caso anterior.

Compresor	<a href="#">4FTC-30K-40P</a>
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	54,5 kW
Potencia en el evap.	54,5 kW
Potencia absorbida	23,6 kW
Corriente (400V)	41,2 A
Gama de tensiones	380-420V
Capacidad enfriador de gas	78,1 kW
COP/EER	2,31
Caudal másico	1501 kg/h
Temp. Gas de descarga no enfriado	98,2 °C
Alta presión óptima	98,7 bar(a)

**Figura 4.17** Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en alta potencia[6].

	Baja potencia: pistones semihermético 4PTC-7K-40S (C14)	Media potencia: pistones semihermético 4FTC-30K-40P (C15)	Alta potencia: pistones semihermético 4FTC-30K-40P (C16)
Despl.vol. (m <sup>3</sup> /h)	4,3	17,8	17,8
Potencia frigorífica (kW)	11,67	54,5	54,5
Consumo eléctrico (kW)	5,58	23,6	23,6
COP	2,09	2,31	2,31
Caudal de refrigerante (kg/h)	325	1501	1501
Rendimiento volumétrico	0,7463	0,8337	0,8337
Rendimiento isentrópico	0,6351	0,7001	0,7001

## 4.2 Conclusiones de los resultados obtenidos

- En el estudio de los compresores de pistones semi-herméticos se puede observar como para alta potencia se obtiene la misma potencia frigorífica que para potencia media. A partir de este resultado se llega a la conclusión de que los compresores de pistones semi-herméticos ofrecen una potencia limitada y no es posible su utilización para altos requerimientos de frío. Ésta conclusión también es extrapolable para los compresores de pistones abiertos.
- En los distintos casos en los que se permite trabajar con compresores de tornillo es fácilmente observable cómo sólo trabajan con potencias frigoríficas medias-altas, siendo inadecuado su uso para requerimientos bajos.
- Al analizar los refrigerantes R-717 y R-134a, en los cuales sólo se da la opción de trabajar con compresores de pistones o de tornillos (en el caso del amoníaco sólo los modelos abiertos), se observa cómo los compresores de pistones ofrecen un mayor COP que los segundos dentro del rango en el que pueden operar (hasta potencias frigoríficas medias), haciéndose menor la diferencia entre rendimientos a medida que aumenta el requerimiento de frío.
- En la selección de los compresores para el R-410A se puede observar como en los 3 casos analizados los compresores Scroll ofrecen un mayor COP que los compresores de pistones abiertos. Además, la temperatura de descarga del gas desde el compresor es siempre menor en los compresores Scroll, hecho beneficioso ya que implica un mayor rendimiento del ciclo al tener que ceder menos calor al sumidero de calor, siendo esto reflejo de la tecnología más desarrollada que ofrece este tipo de compresores.

Como conclusión general, y a modo de resumen, puede decirse que los compresores de pistones serán la mejor opción para potencias frigoríficas bajas/medias y los compresores de tornillo para potencias frigoríficas altas (modelos abiertos o semi-herméticos dependerán de la compatibilidad de los materiales con el refrigerante en cuestión así como de aspectos económicos y de un mantenimiento futuro del compresor).

Como excepción se encuentra el caso del R-410A, en el que los compresores Scroll siempre serán la mejor opción, excepto para niveles bajos de potencia frigorífica, debido a su más avanzada tecnología

	Despl.volu métrico (m <sup>3</sup> /h)	Potencia frigorífica (kW)	Consumo eléctrico (kW)	COP	Caudal de refrigerante (kg/h)	Rendimiento volumétrico	Rendimiento isentrópico
<b>R-717</b>							
C1	19,68	19,68	5,50	4,01	67,2	0,8705	0,8012
C2	47,14	46,9	15	4,01	159,9	0,8652	0,801
C3	110,5	107,9	30	4,26	368	0,8501	0,8493
C4	100	98,7	36	3,40	337	0,8587	0,6775
<b>R-134a</b>							
C5	18,05	9,35	3,01	3,11	243	0,8279	0,6545
C6	95,3	50,2	15,56	3,23	1353	0,8709	0,7029
C7	100	56,7	18,99	2,98	1476	0,9058	0,6286
C8	185	93,8	31,9	2,95	2443	0,8104	0,6216
C9	165	96,8	31,2	3,11	2520	0,9374	0,6542
<b>R-410A</b>							
C10	12,4	13,10	4,80	2,73	318	0,7463	0,6388
C11	46,9	51,9	17,78	2,92	1261	0,8041	0,6831
C12	38,6	52,0	17,41	2,98	1261	0,9786	0,6994
C13	77,2	102,8	32,7	3,14	2495	0,9665	0,7354
<b>R-744</b>							
C14	4,3	11,67	5,58	2,09	325	0,7463	0,6351
C15	17,8	54,5	23,6	2,31	1501	0,8337	0,7001
C16	17,8	54,5	23,6	2,31	1501	0,8337	0,7001





## 5 Comparación entre distintas combinaciones de refrigerantes y tipos de compresores

---

A continuación se procederá a realizar una comparativa del comportamiento de los distintos refrigerantes para los tipos de compresores más utilizados para cada uno de ellos. En la tabla adjunta se puede observar los distintos casos a analizar:

	<b>R-717</b>	<b>R-134a</b>	<b>R-410A</b>	<b>R-744</b>
<b>Potencia baja (10kW)</b>	Pistones abierto (C1)	Pistones semihermético (C5)	Pistones semihermético (C10)	Pistones semihermético (C14)
<b>Potencia media (50kW)</b>	Pistones abierto (C2)	Pistones semihermético (C6) Tornillo semihermético (C7)	Pistones semihermético (C11) Scroll (C12)	Pistones semihermético (C15)
<b>Potencia alta (100kW)</b>	Pistones abierto (C3) Tornillo abierto (C4)	Pistones semihermético (C8) Tornillo semihermético (C9)	Scroll (C13)	Pistones semihermético (C16)

Se comenzará realizando un análisis del COP, rendimiento volumétrico y rendimiento isentrópico para todos los refrigerantes, teniendo en cuenta que ahora se trabajará con compresores reales, y no con compresión ideal (isentrópica), por lo que, por ejemplo, el COP se verá atenuado. Se realizarán 2 gráficas para cada parámetro, una de ellas con la temperatura de evaporación constante en condiciones nominales para estudiar como varía dicho parámetro al variar la temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador y viceversa. En el caso del R-744, Bitzer ofrece un polinomio en función de la presión de alta óptima, y no en función de la temperatura de gas cooling para la realización de los experimentos. Sin embargo, como se dispone del polinomio que relaciona ambos parámetros no se encontrará ninguna dificultad para relacionarlos. Se recuerda que dicha relación es la siguiente:

$$p_{HP}(\text{bar}) = 1 + 2.44T_{GC}(\text{°C})$$

A continuación se muestran los gráficos para todos los niveles de potencia frigorífica, teniendo al final del capítulo la explicación de la tendencia que se puede observar en cada uno de los parámetros estudiados, así como la dependencia de su variación con cada tipo de compresor estudiado. Para una mejor y más fácil

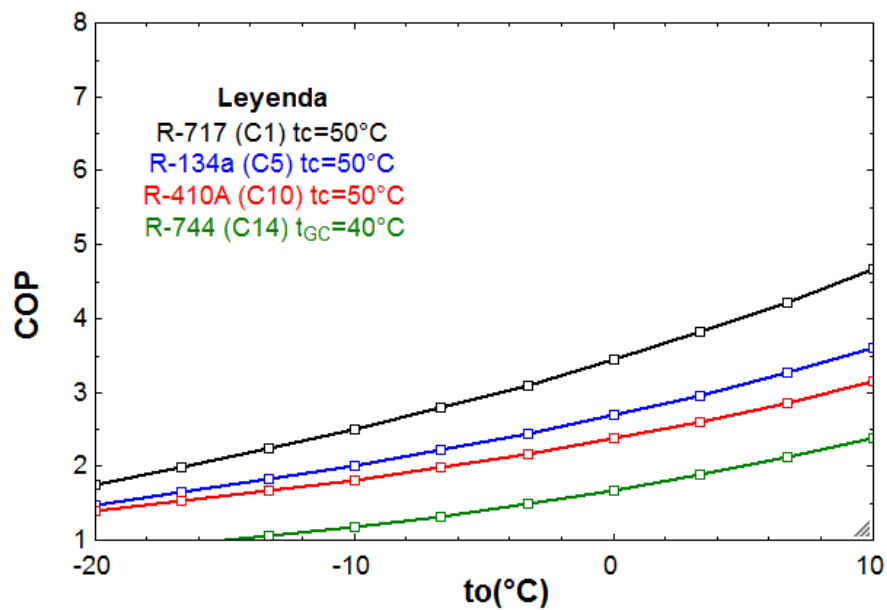
comprensión de los gráficos, se identificará el tipo de refrigerante asociando un color a cada uno de ellos y el tipo de compresor asociando un símbolo a cada uno de ellos, como se describe en la siguiente tabla:

Refrigerante	Color
R-717	Negro
R-134a	Azul
R-410A	Rojo
R-744	Verde

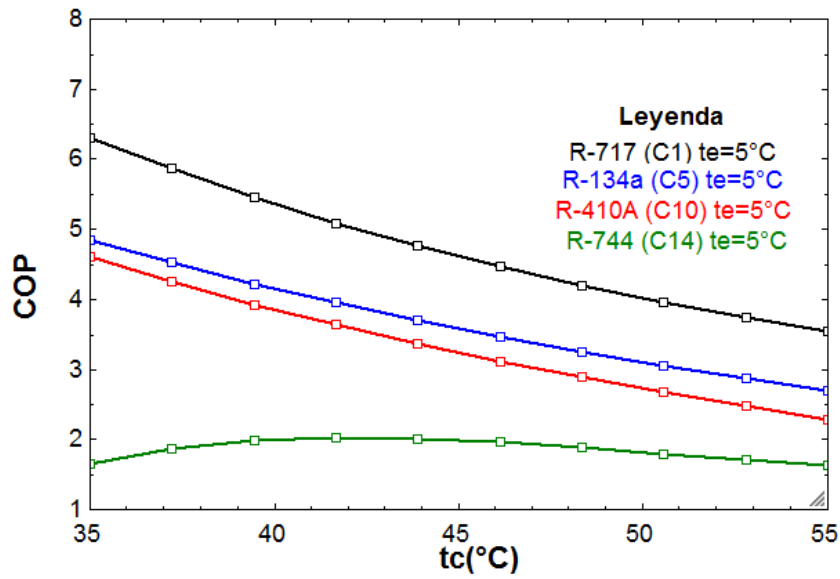
Tipo de compresor	Símbolo
Pistones	Cuadrado
Tornillo	Rombo
Scroll	Círculo

## 5.1 Representación de los resultados obtenidos

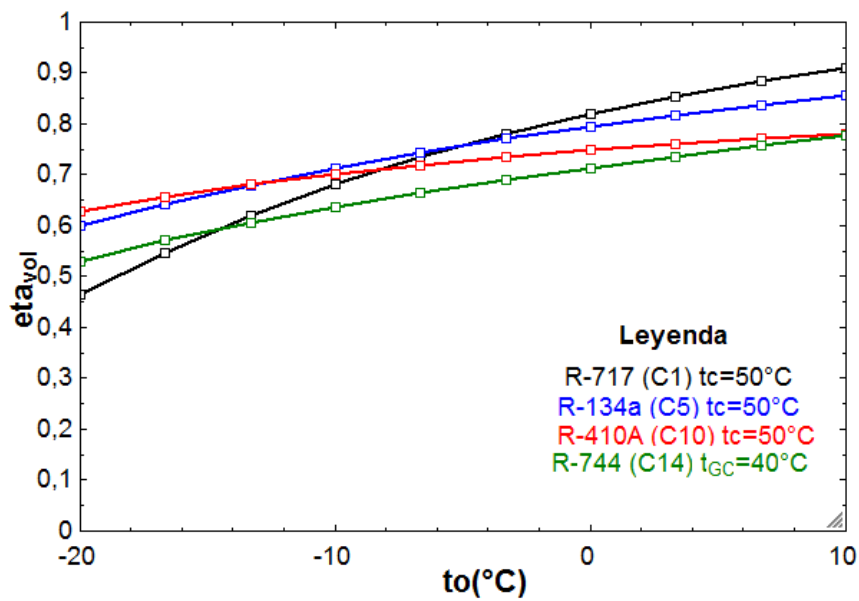
### 5.1.1 Baja potencia



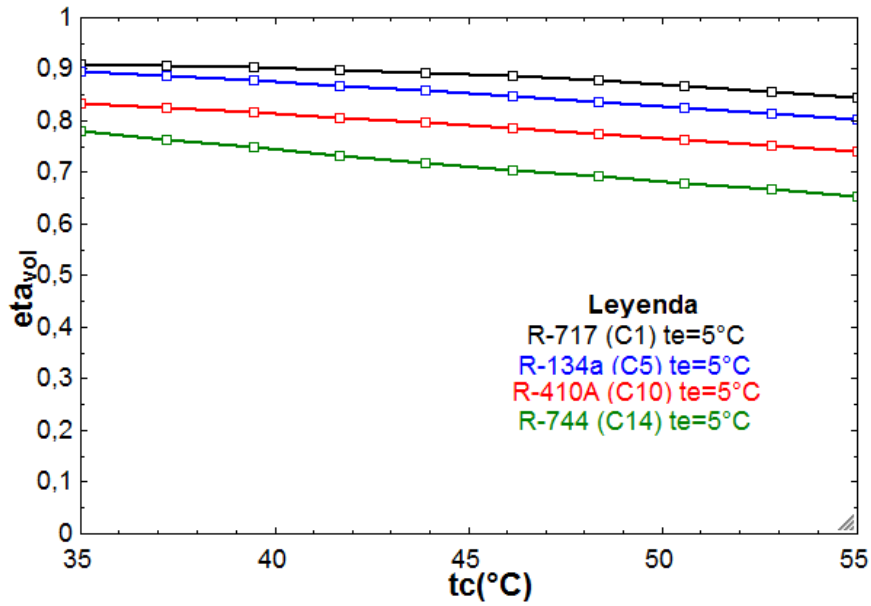
**Figura 5.1** Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación, para baja potencia.



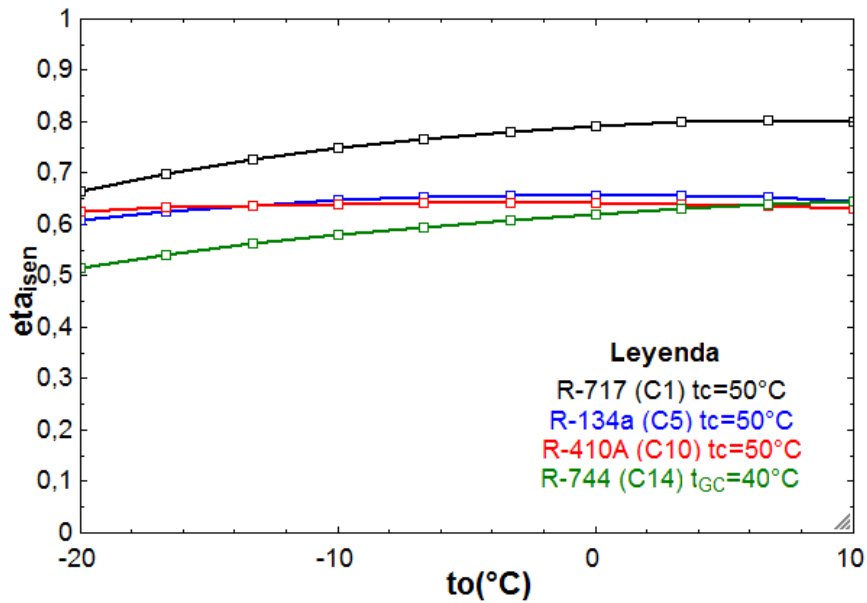
**Figura 5.2** Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de  $5^\circ\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia.



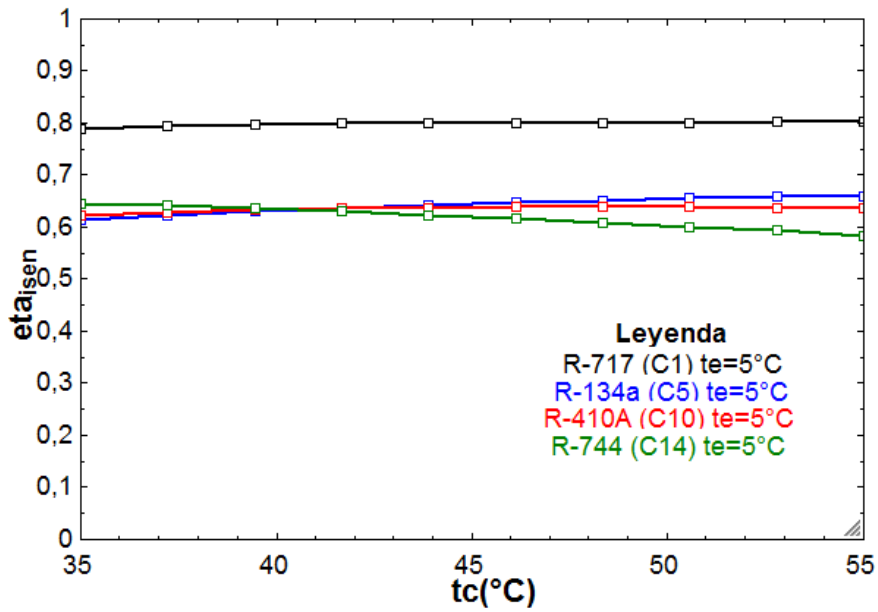
**Figura 5.3** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para baja potencia.



**Figura 5.4** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de  $5^\circ\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia.

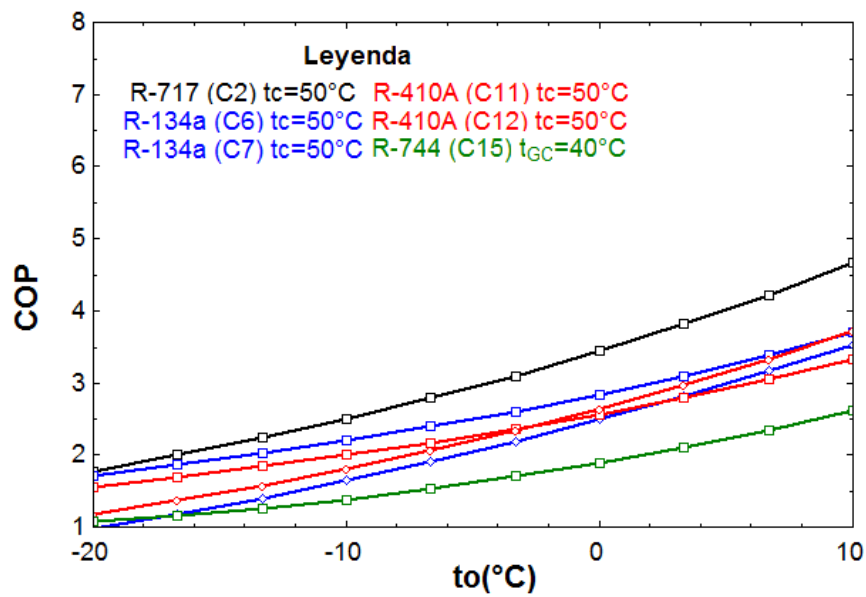


**Figura 5.5** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para baja potencia.

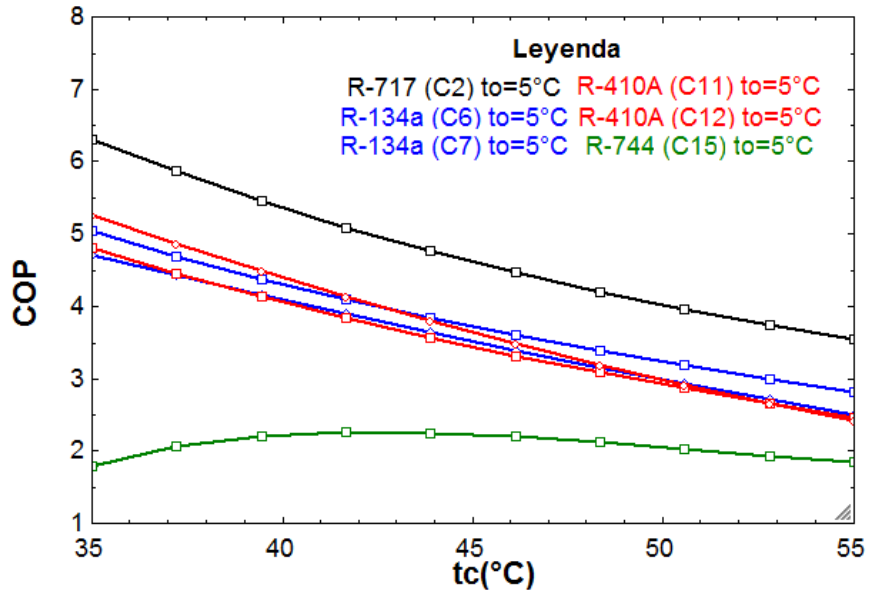


**Figura 5.6** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de  $5^{\circ}\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia.

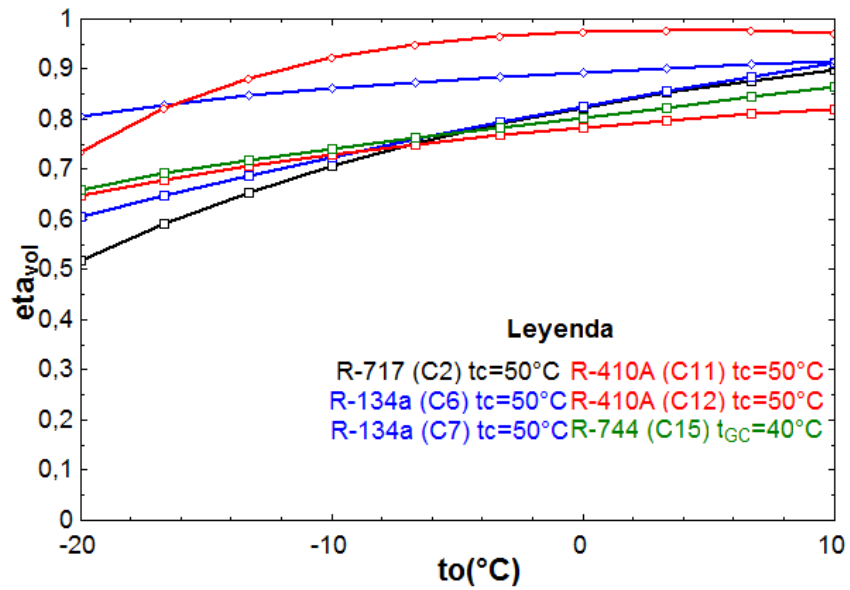
### 5.1.2 Potencia media



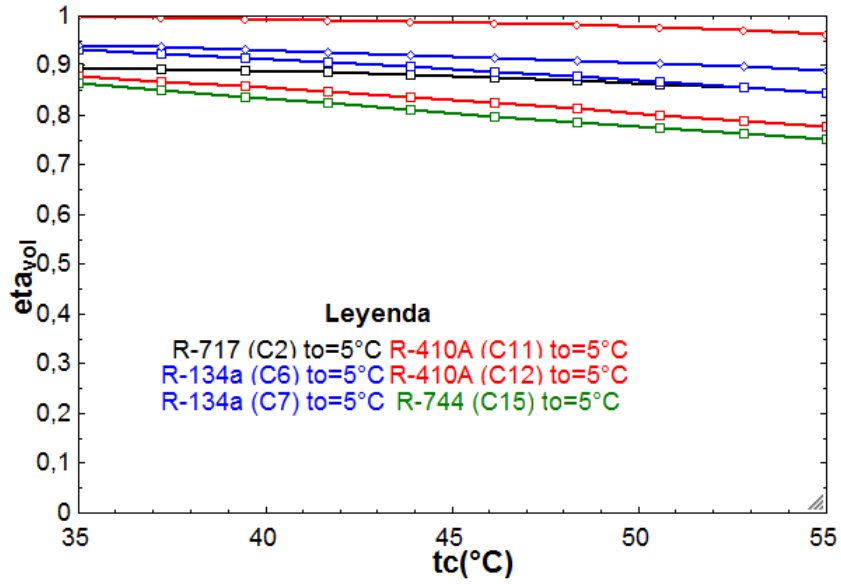
**Figura 5.7** Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media.



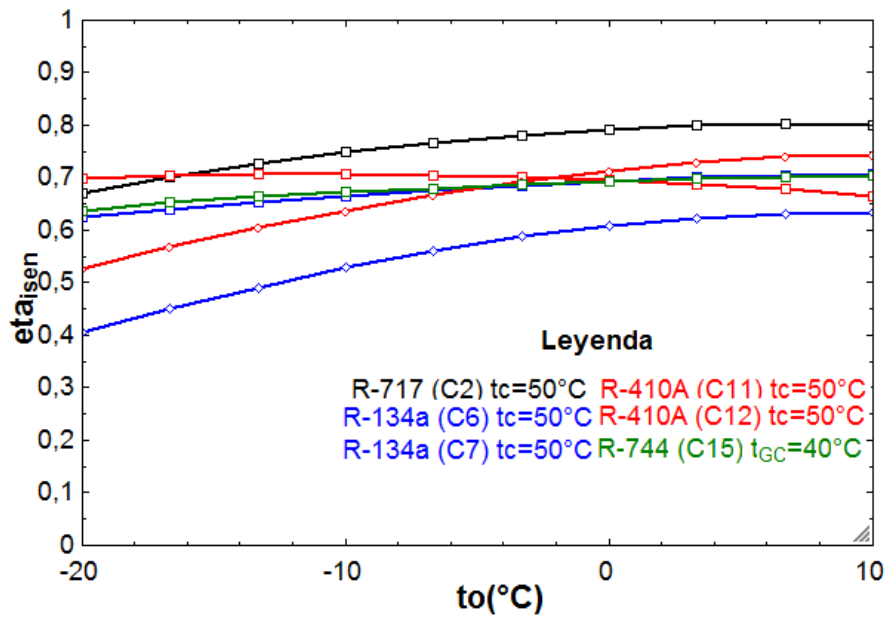
**Figura 5.8** Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de 5°C, en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media.



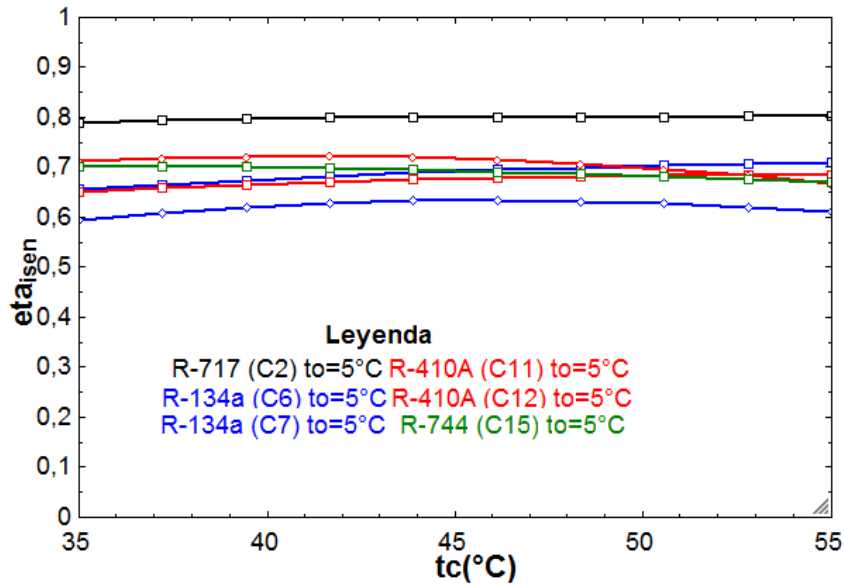
**Figura 5.9** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media.



**Figura 5.10** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de  $5^\circ\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media.

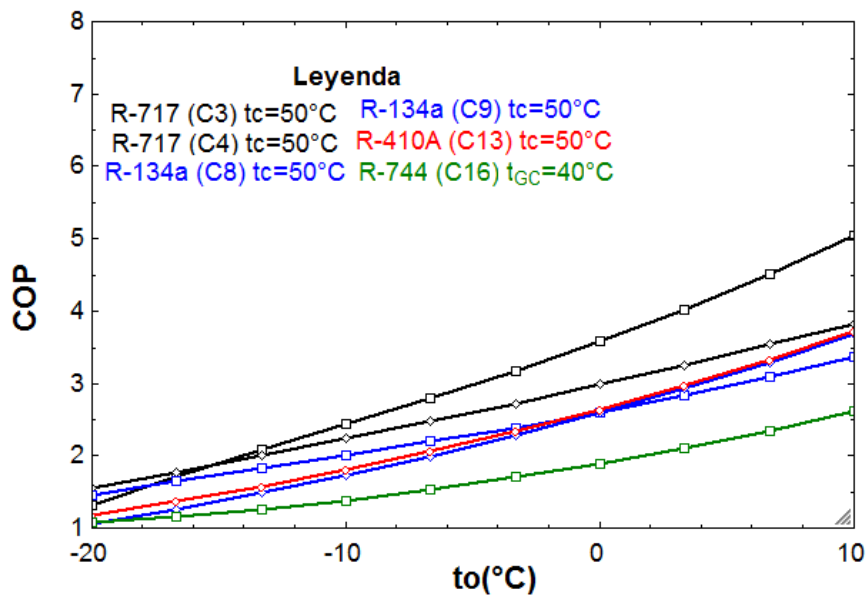


**Figura 5.11** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media.



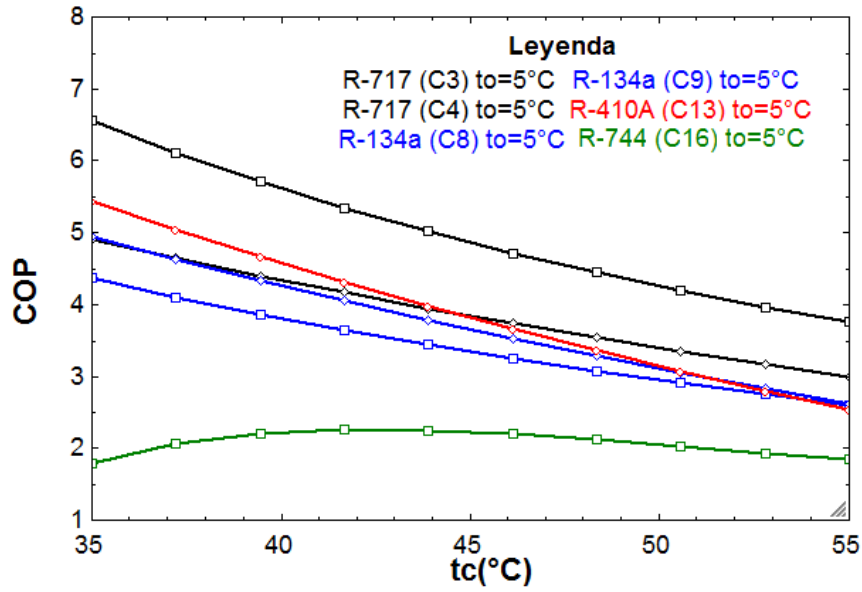
**Figura 5.12** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de 5°C, en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media.

5.1.3 Alta potencia

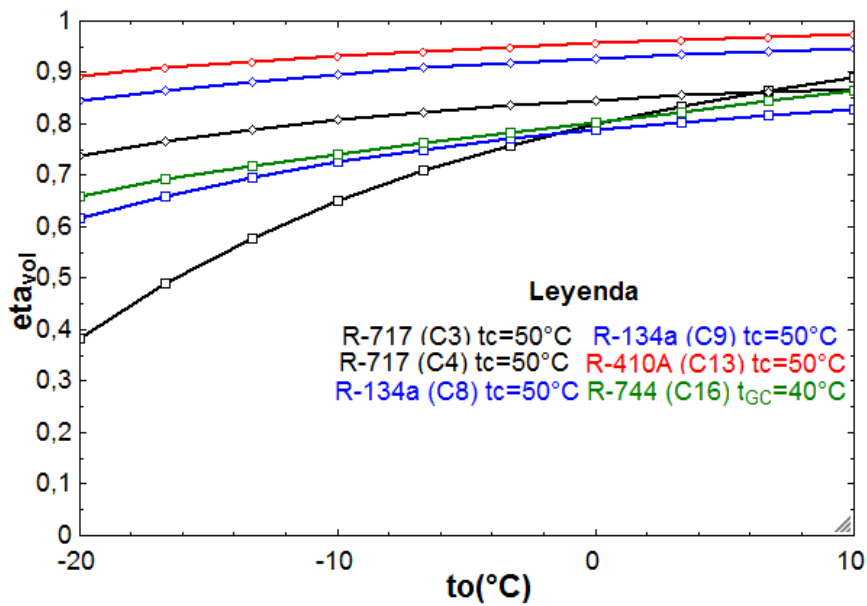


**Figura 5.13** Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia.

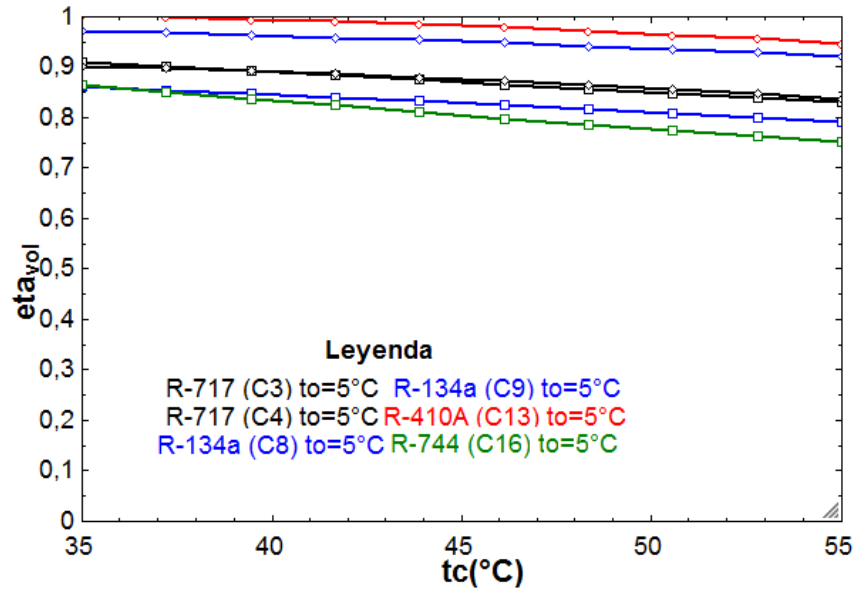




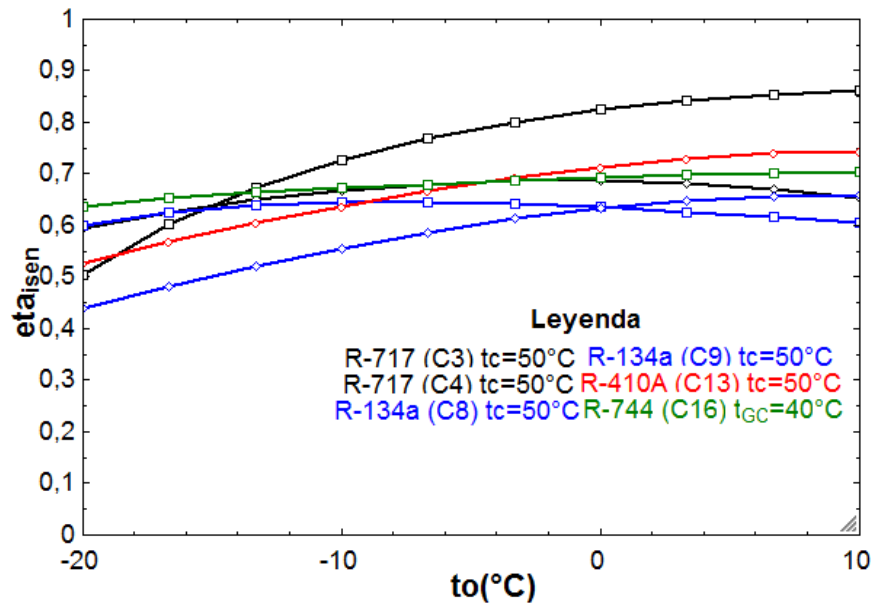
**Figura 5.14** Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de  $5^\circ\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia.



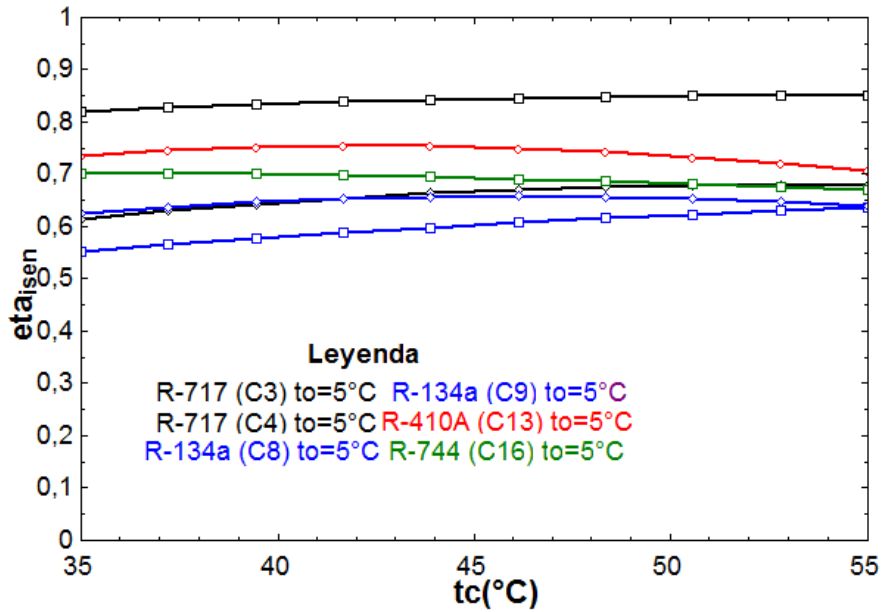
**Figura 5.15** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia.



**Figura 5.16** Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de  $5^\circ\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia.



**Figura 5.17** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia.



**Figura 5.18** Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de  $5^{\circ}\text{C}$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia.

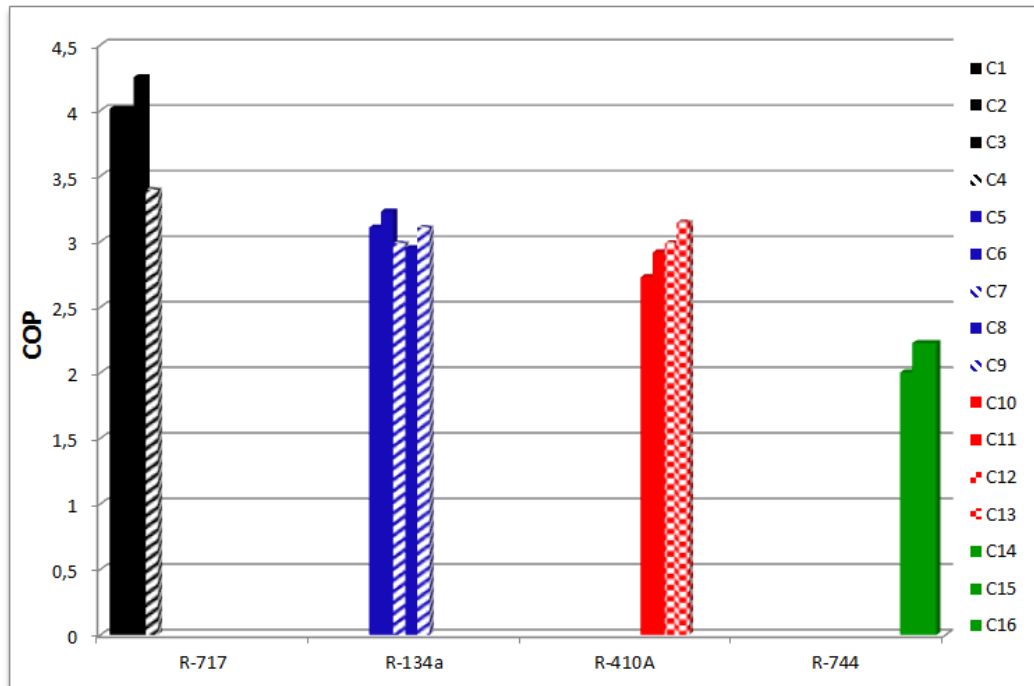
*Nota: En la gráfica del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación dada podemos observar como el compresor Scroll para R-410A, en el caso de alta, presenta un rendimiento mayor que uno a partir de una temperatura de condensación de aproximadamente 38 grados Celsius. Esto se debe a que el polinomio dado por Bitzer se hace impreciso en situaciones límite, es decir, cuando temperatura de condensación y temperatura de evaporación se acercan o se alejan demasiado, dando resultados que carecen de sentido ingenieril, como en este caso un rendimiento mayor del 100%*

## 5.2 Conclusiones

### 5.2.1 COP

Como es conocido por todos, sea cual sea el refrigerante y el nivel de potencia frigorífica analizados, el COP del ciclo aumenta al aproximar las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo. Al mantener la temperatura de evaporación constante y disminuir progresivamente la temperatura de condensación, el COP del ciclo aumenta debido a la disminución de la potencia requerida por el compresor (se tiene una menor relación de compresión), así como por un incremento de la potencia frigorífica cedida (debido a la pendiente de la curva de saturación en la zona de líquido saturado). En el caso opuesto, cuando se mantiene constante una temperatura de condensación aumentando progresivamente la temperatura de evaporación, el COP también aumenta, de nuevo por la disminución de la potencia requerida por el compresor así como por el aumento de la potencia frigorífica (debido a la pendiente de la curva de saturación, entrando en este caso el refrigerante con un menor título de vapor al evaporador permitiendo así poder extraer una mayor cantidad de calor de la zona a enfriar). Éste hecho es fácilmente observable en cualquiera de las gráficas realizadas para representar el COP, para cualquier nivel de potencia frigorífica.

A la hora de comparar los resultados obtenidos para los distintos niveles de potencia frigorífica y los distintos tipos de compresores será de gran ayuda el siguiente gráfico, que recoge los resultados para el COP para los 16 modelos de compresores estudiados.



**Figura 5.19** Diagrama de barras representando el COP para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C).

- Los compresores de amoníaco son, para todos los modelos y niveles de potencia frigorífica, los que mejores COP ofrecen, debido a sus excelentes propiedades de transferencia de calor.
- Los compresores de pistones semiherméticos trabajando con  $CO_2$  son los que presentan un menor COP debido a la gran potencia que consumen, ya que tienen que trabajar con presiones mucho más altas que en los otros refrigerantes por el motivo ya explicado en capítulos anteriores.
- A diferencia del resto de refrigerantes, en los que no se sigue una tendencia concreta, en el R410-A se puede observar como el COP crece a medida que se trabaja a mayores niveles de potencia. Esto se

debe principalmente a la posibilidad de utilización de compresores Scroll sólo en potencias elevadas como se vio anteriormente, mostrando una gran compatibilidad de trabajo con el R-410A.

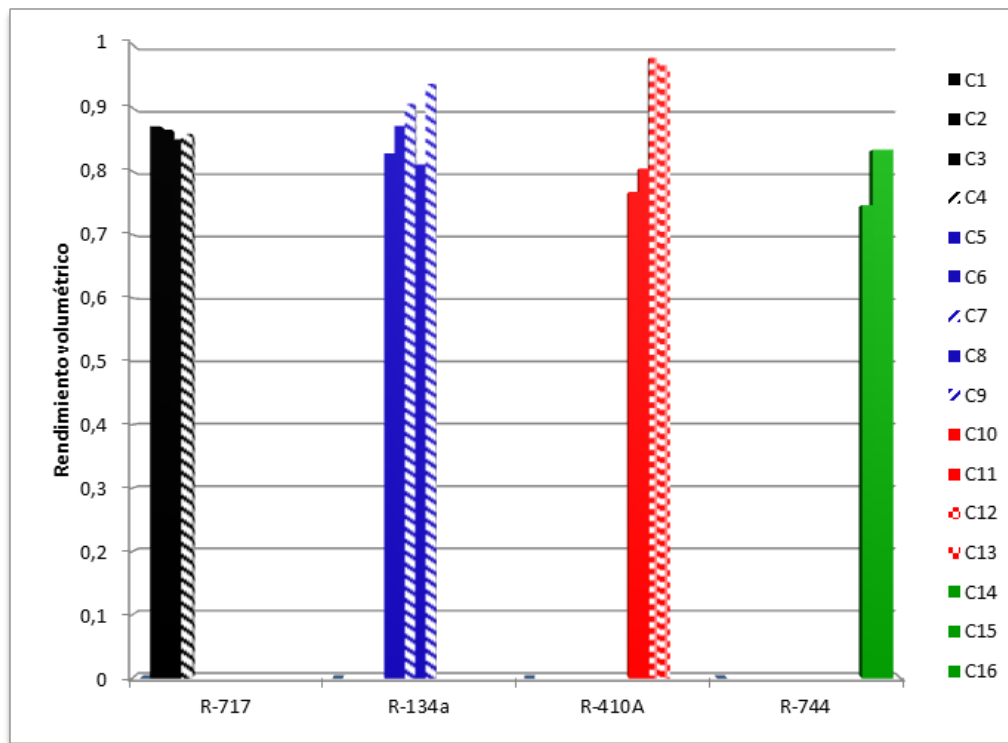
- Con respecto a la comparación entre las distintas tecnologías de compresores, se puede observar la dominancia de los compresores de pistones semiherméticos en comparación con los compresores de tornillo para el R-717 en media potencia, así como la dominancia de los compresores Scroll para el R-410A sobre los compresores de pistones semiherméticos, también en media potencia. Sin embargo, en el caso del R-134A, se puede observar el mejor comportamiento del compresor de pistones en media potencia y del compresor de tornillos en alta potencia, ya que, como se dijo en el capítulo anterior, los compresores de tornillo son los más indicados para los casos de alta potencia frigorífica.

### 5.2.2 Rendimiento volumétrico

Se ha definido el rendimiento volumétrico como el caudal volumétrico de refrigerante a la entrada del compresor dividido entre la cilindrada de éste:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R1}}{V_i} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{V_i}$$

Por tanto es difícil definir de forma exacta la tendencia de cada curva al ser dependiente tanto del refrigerante como del tipo y modelo de compresor, aunque se pueden extraer algunas conclusiones claras para realizar una comparación entre los distintos tipos de refrigerantes y compresores.



**Figura 5.20** Diagrama de barras del rendimiento volumétrico para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C).

Las conclusiones generales que se pueden extraer del anterior gráfico son:

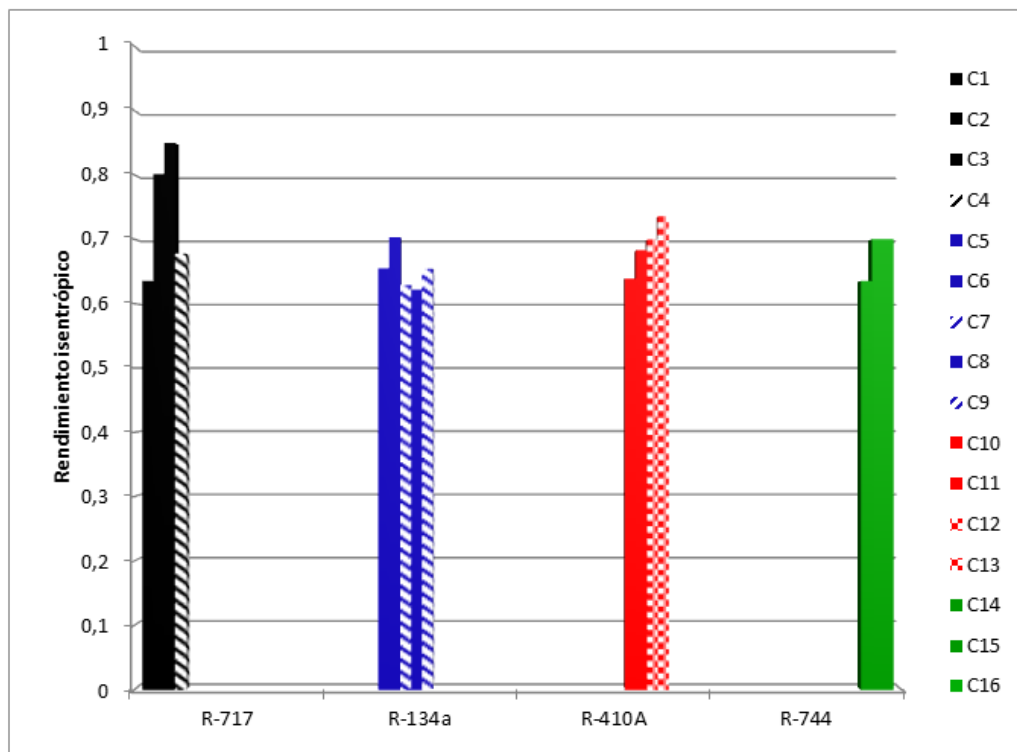
- Como primera conclusión cabe destacar la dominancia de los compresores Scroll en lo que a rendimiento volumétrico se refiere, debido, entre otras causas, a la inexistencia de espacio muerto y de válvulas de admisión que penalizan el caudal introducido en el compresor en cada revolución.
- Con excepción de los compresores Scroll para el R-410A, se puede observar que no existen grandes diferencias entre los distintos refrigerantes. Dependiendo, dentro del mismo refrigerante, del tipo de

compresor se puede observar como el rendimiento volumétrico crece o decrece al aumentar la potencia frigorífica. Por ejemplo, para el R-134a, el rendimiento volumétrico crece al aumentar la potencia frigorífica para el caso de los compresores de tornillo, pero sin embargo decrece con los compresores de pistones semiherméticos, por lo que esta tendencia depende de la tecnología empleada.

- En el caso del R-717 se puede observar que los compresores de tornillo y de pistones ofrecen un rendimiento parecido, siendo este aspecto diferente en el caso del R-134a y del R-410A, en los que un tipo de compresor marca la dominancia para cada nivel de potencia frigorífica requerida. Sin embargo, precisamente a la hora de comparar compresores de pistones con compresores de tornillo, pero en un rango de temperaturas de evaporación y de condensación, los compresores de tornillo ofrecen un más alto rendimiento volumétrico debido a que trabajan a mayores velocidades y a que el proceso de compresión del refrigerante es continuo, a diferencia del compresor de pistones en el que se necesita media revolución para aspirar el refrigerante y otra media para comprimirlo.

### 5.2.3 Rendimiento isentrópico

En las gráficas en las que se representa el rendimiento isentrópico podemos observar como todas las curvas presentan un máximo. Esto se debe a que para relaciones de compresión altas (altas diferencias entre temperaturas de evaporación y condensación), el rendimiento isentrópico cae debido a que las pérdidas de calor y las fuerzas de rozamiento son considerables. A su vez, para bajas relaciones de compresión, también cae el rendimiento isentrópico debido a la fricción del flujo de refrigerante.



**Figura 5.21** Diagrama de barras del rendimiento isentrópico para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C).

Las principales conclusiones que se pueden extraer del diagrama de barras adjunto son:

- Como se puede observar, el amoníaco presenta un rendimiento isentrópico a media potencia que sobresale con respecto al resto de compresores. Esto se debe, no a la tecnología del compresor, sino al refrigerante en sí ya para ambos tipos de compresores se obtienen rendimientos de en torno al 80%.

- En general se observa que todos los refrigerantes, de nuevo, muestran rendimientos que no difieren mucho entre ellos. Destaca en este caso el  $CO_2$ , que presenta incluso mejor rendimiento isentrópico en algunos casos que otros refrigerantes.
- Con respecto a las tecnologías de los compresores, cabe destacar de nuevo el buen funcionamiento de los compresores Scroll por todas sus ventajas explicadas anteriormente, aunque no se debe olvidar su no recomendada utilización en niveles de potencia frigorífica pequeños, al igual que los compresores de tornillo, ya que el rendimiento caería enormemente. Precisamente por ello, en el caso del R-717, aunque en la gráfica se observe como el compresor de tornillo presente un mayor rendimiento que el de pistones, no podemos olvidar que a bajas potencias frigoríficas este último superaría al primero.
- Por último, como en el caso anterior del rendimiento volumétrico, la tendencia a seguir por cada refrigerante al incrementar la potencia frigorífica depende del tipo de compresor utilizado, sirviendo el mismo ejemplo explicado anteriormente.





# 6 Conclusión

---

## 6.1 Principales conclusiones del trabajo

Son múltiples las conclusiones que se pueden extraer del estudio realizado. Como se ha podido observar a lo largo del trabajo, todavía no existe un refrigerante totalmente seguro y respetuoso con el medio ambiente, a la vez que es económicamente viable y ofrece una alta eficiencia del ciclo de trabajo. En realidad, un mayor rendimiento puede implicar un mayor riesgo para operarios o consumidores (toxicidad, inflamabilidad...) o mayores emisiones que debilitan cada vez más nuestro planeta. Por tanto, futuras investigaciones deben centrarse en el estudio de refrigerantes, que como el  $CO_2$  aseguren ser totalmente seguros para el ser humano e inofensivos con el medio ambiente en concentraciones moderadas, intentando maximizar al máximo su eficiencia estudiando nuevas posibilidades de configuraciones o aprovechamiento de sus puntos débiles.

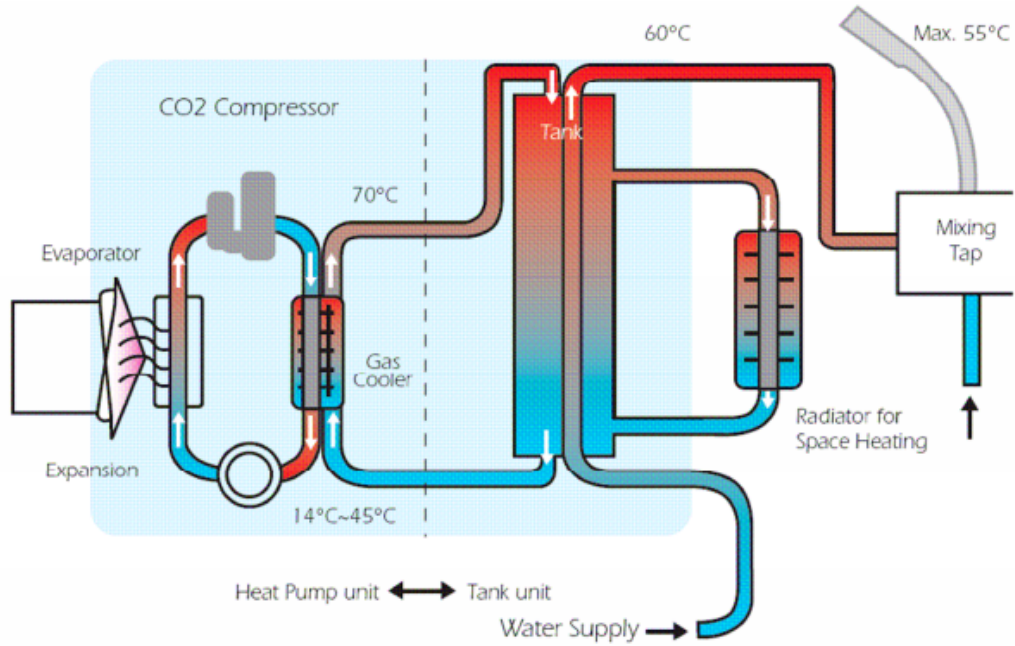
El análisis realizado muestra como el amoníaco domina en términos de COP para todos los modelos de compresores utilizados y niveles de potencia frigorífica debido a sus excelentes propiedades de transferencia de calor. R-134a y R-410A se presentan muy igualados en términos de eficiencia del ciclo, siendo más beneficioso este último en casos de altos requerimientos de potencia frigorífica debido a la posibilidad de uso de los compresores Scroll. El dióxido de carbono es el que presenta un menor COP debido al alto consumo eléctrico que requieren los compresores de pistones que utilizan, ya que debido al trabajo en transcrítica se debe de comprimir hasta presiones mucho mayores que en ciclos con otros refrigerantes.

Con respecto al rendimiento volumétrico el dióxido de carbono presenta un valor únicamente unas pocas centésimas menor que el resto de refrigerantes, pudiendo decir que son prácticamente iguales, debido a la dependencia de este parámetro mayormente en la tecnología del compresor y no en las propiedades del refrigerante. Cabe destacar la dominancia de los compresores Scroll debido a la inexistencia de espacio muerto y de válvulas de admisión que penalizan el caudal introducido.

En el caso del rendimiento isentrópico, de nuevo los refrigerantes muestran rendimientos que no difieren mucho entre ellos, con excepción del amoníaco en media potencia que alcanza un rendimiento de en torno al 80% tanto para compresores de pistón como de tornillo. El  $CO_2$  presenta incluso un mejor rendimiento en alta potencia que amoníaco y R-134A. Esto es debido a que la única posibilidad de uso para el dióxido de carbono son los compresores de pistones, los cuáles presentan mejores rendimientos isentrópicos a mayores niveles de potencia frigorífica, mientras que en los otros dos refrigerantes se debe de optar por compresores de tornillo en altas potencias.

## 6.2 Futuros desarrollos

Como se dijo anteriormente, una posibilidad de maximizar la eficiencia de los ciclos transcríticos de  $CO_2$  es el aprovechamiento de sus puntos débiles. Y uno de sus principales puntos débiles es la gran cantidad de calor cedida en el enfriador debido a las altas presiones de trabajo. A continuación se puede observar el esquema de una bomba de calor de la empresa Sanyo en la que el calor es utilizado para calentar agua, que es posteriormente utilizada para el calentamiento de espacios mediante un radiador.



**Figura 6.1** Esquema de una instalación real de una bomba de calor de Sanyo Ecocute[15].

Y es que el  $CO_2$ , aunque con peor COP que el resto de refrigerantes estudiados, es el único de ellos que produce calor a altas temperaturas y en consecuencia aprovechable, aparte de para el calentamiento de espacios, para la producción de agua caliente sanitaria o para otros procesos industriales que requieren de calor de alta calidad. La eficiencia del ciclo permanece invariable pero el aprovechamiento de éste calor implica un aumento de la eficiencia general de la instalación. Otra opción sería el uso del calor en una máquina de absorción para una producción extra de frío.

El trabajo ha sido realizado analizando cuatro tipos de refrigerantes y con tres posibles tipos de configuración de compresores distintos, por lo que las conclusiones quedan limitadas a este alcance. Se propone para futuros estudios ampliar el rango de refrigerantes estudiados, incluyendo por ejemplo los nuevos refrigerantes derivados de las olefinas como el R-1234ze, que presentan un potencial nulo de agotamiento de ozono así como de un bajo potencial de calentamiento global. También se podrían estudiar otros refrigerantes naturales como son los hidrocarburos refrigerantes, por ejemplo el R-600a (isobutano) y R-290 (propano). Otra forma de extender el alcance sería incrementar el número de tipos de compresores estudiados, siempre y cuando sean compatibles con los refrigerantes objeto de estudio, así como otros fabricantes distintos de Bitzer cuyas curvas de trabajo sean públicas y de libre acceso.

Anexo **A**

# Polinomios obtenidos de Bitzer

---











































































Anexo B

# Archivos creados en EES

---



































































# Índice de Figuras

---

2.1.	Ejemplo de diagrama de flujo para la captura y compresión de dióxido de carbono en una planta de amoníaco	4
2.2.	Ejemplo de instalación subcrítica con $CO_2$ como fluido secundario	6
2.3.	Ejemplo de instalación de $CO_2$ subcrítica en cascada	7
2.4.	Diagrama $\log(p)$ - $h$ de una instalación de $CO_2$ trabajando en fase subcrítica	7
2.5.	Ejemplo de instalación de $CO_2$ subcrítica de tipo mixto	8
2.6.	Ejemplo del ciclo de una instalación de $CO_2$ trabajando en fase transcrítica	8
2.7.	Ejemplo de instalación de $CO_2$ transcrítica	9
2.8.	Sistema de aire acondicionado en un automóvil utilizando $CO_2$ en fase transcrítica	10
2.9.	Planta de $CO_2$ en fase transcrítica de la Universidad Jaume I de Castellón	10
2.10.	Ejemplo de instalación transcrítica con control de la presión a la salida del enfriador de gas	11
3.1.	Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-717 como refrigerante	14
3.2.	Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-717 como refrigerante	15
3.3.	Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-134a como refrigerante	16
3.4.	Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-134a como refrigerante	16
3.5.	Diagrama temperatura-longitud del intercambiador de calor para una mezcla azeotrópica	17
3.6.	Diagrama presión-entalpía para el R407C (mezcla no azeotrópica)	17
3.7.	Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-410A como refrigerante	18
3.8.	Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas de condensación utilizando R-410A como refrigerante	19
3.9.	Dependencia del COP respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas a la salida del condensador utilizando R-744 en fase transcrítica como refrigerante	20
3.10.	Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado por el compresor respecto a la temperatura de evaporación para distintas temperaturas a la salida del condensador utilizando R-744 en fase transcrítica como refrigerante	20
3.11.	Dependencia del COP con la temperatura de evaporación para el R-717, R-134a, R-410A y R-744 para la temperatura de condensación/salida del condensador en condiciones nominales	21
3.12.	Dependencia de la producción de potencia frigorífica por unidad de volumen desplazado en el compresor con la temperatura de evaporación para el R-717, R-134a R-410A y R-744 para la temperatura de condensación/salida del condensador en condiciones nominales	22
4.1.	Ciclo utilizado para la refrigeración con $NH_3$ mediante el uso de un compresor de pistones abierto	24

4.2.	Ciclo utilizado para la refrigeración con $NH_3$ mediante el uso de un compresor de tornillo abierto	24
4.3.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en baja potencia	25
4.4.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en media potencia	25
4.5.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-717 en alta potencia	26
4.6.	Límites de aplicación del compresor de pistones abierto utilizando $NH_3$ como refrigerante	26
4.7.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en baja potencia	27
4.8.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en media potencia	28
4.9.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-134a en alta potencia	28
4.10.	Ciclo utilizado para la refrigeración con R-410A mediante el uso tanto de un compresor de pistones abierto como de un compresor tipo Scroll	30
4.11.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en baja potencia	30
4.12.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en media potencia	30
4.13.	Opciones de tipos de compresores para el uso de R-410A en alta potencia	31
4.14.	Límites de aplicación del compresor de pistones semihérmico utilizando $CO_2$ como refrigerante en fase transcrítica	32
4.15.	Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en baja potencia	33
4.16.	Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en media potencia	33
4.17.	Única opción de modelo de compresor para el uso de R-744 en alta potencia	33
5.1.	Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación, para baja potencia	38
5.2.	Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia	39
5.3.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para baja potencia	39
5.4.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia	40
5.5.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para baja potencia	40
5.6.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para baja potencia	41
5.7.	Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media	41
5.8.	Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media	42
5.9.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media	42
5.10.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media	43
5.11.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para potencia media	43
5.12.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de $5^\circ C$ , en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para potencia media	44
5.13.	Representación de la variación del COP para temperatura de condensación/temperatura de salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia	44

---

5.14.	Representación de la variación del COP para una temperatura de evaporación nominal de 5°C, en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia	45
5.15.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia	45
5.16.	Representación de la variación del rendimiento volumétrico para una temperatura de evaporación nominal de 5°C, en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia	46
5.17.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para temperatura de condensación/temperatura a la salida del condensador nominales, en un cierto rango de temperaturas de evaporación para alta potencia	46
5.18.	Representación de la variación del rendimiento isentrópico para una temperatura de evaporación nominal de 5°C, en un cierto rango de temperaturas de condensación/temperatura de salida del condensador para alta potencia	47
5.19.	Diagrama de barras representando el COP para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C)	48
5.20.	Diagrama de barras del rendimiento volumétrico para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C)	49
5.21.	Diagrama de barras del rendimiento isentrópico para todos los refrigerantes y modelos de compresores estudiados en condiciones nominales (temperatura de evaporación de 5°C y temperatura de condensación de 50°C/temperatura de salida del condensador de 40°C)	50
6.1.	Esquema de una instalación real de una bomba de calor de Sanyo Ecocute	54



## Bibliografía

---