



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Programa Único de Especializaciones de Ingeniería

ESPECIALIZACIÓN: AHORRO Y USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA

ANÁLISIS TERMODINÁMICO COMPARATIVO DE REFRIGERANTES CONVENCIONALES  
Y NATURALES CON APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL

**TESINA**

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE ESPECIALISTA  
EN AHORRO Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

PRESENTA:

JUAN JOSÉ DORANTES CORTÉS

DIRECTORA DE TESINA:

M.I. VERÓNICA FLORES GARCÍA



Programa Único de  
Especializaciones de Ingeniería

CIUDAD UNIVERSITARIA, CDMX, FEBRERO DE 2022



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*...a Sandy, con todo mi cariño y admiración.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Gracias a la M.C. Verónica Flores García por creer en mí, gracias a la M.C. Judith Catalina Navarro Gómez por su confianza y el enorme apoyo brindado, gracias a todos docentes por quienes hoy soy mejor persona de lo que fui ayer, gracias a mi esposa que es el motor de mi vida y, sobre todo, gracias a la UNAM por la oportunidad que me dio de subir un escalón más en la vida, porque este logro genera un orgullo que, aunque no es palpable, sí se puede llevar consigo, incluso después de la muerte.

# Contenido

GLOSARIO .....	4
INTRODUCCIÓN .....	5
PROBLEMÁTICA.....	6
OBJETIVO .....	6
JUSTIFICACIÓN .....	7
ALCANCE .....	8
META.....	8
1. DESARROLLO DE LOS REFRIGERANTES Y SUS IMPLICACIONES .....	9
1.1 Revisión de conceptos básicos en torno a los refrigerantes .....	11
1.2 Clasificación y tipos de refrigerantes.....	13
1.3 Propiedades de los refrigerantes.....	14
1.4 Propiedades requeridas de un refrigerante ideal.....	14
1.5 Generaciones de refrigerantes .....	16
1.5.1 Primera generación .....	16
1.5.2 Segunda generación .....	18
1.5.3 Tercera generación .....	19
1.5.4 Cuarta generación .....	21
2. Opciones futuras de refrigerantes.....	22
2.1 Nueva generación de refrigerantes .....	23
2.2 Refrigerantes naturales .....	25
3. Ciclos de refrigeración y tecnologías .....	32
3.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor simple .....	33
3.2. Sistema de refrigeración por compresión de vapor múltiple.....	35
3.3 Compresión en dos etapas con enfriamiento intermedio por intercambiador .....	36
3.4 Ciclo de compresión en cascada .....	37
3.5 Sistemas directos e indirectos .....	39
4. Tecnologías .....	40
4. Cámaras Frigoríficas.....	41
4.1 Tipos de cámaras frigoríficas .....	43
4.2 Investigación y desarrollo de refrigerantes aplicados en cámaras frigoríficas.....	44
4.3 Compatibilidad de refrigerantes y materiales .....	47
5. Análisis termodinámico en cuartos fríos .....	54

5.1 Análisis de RESULTADOS.....	55
CONCLUSIONES.....	97
ANEXO.....	99
Referencias.....	106
Cyberografía.....	110

## GLOSARIO

- ACRS: Sistema de refrigeración por absorción, en cascada (absorption cascade refrigeration system).
- CACRS: Sistema de refrigeración en cascada, por compresión-absorción (compression-absorption cascade refrigeration system).
- CARS: Sistema de refrigeración por absorción en cascada, de dos etapas (cascade absorption refrigeration system (CARS))
- CCRS: Sistema de refrigeración en cascada por compresión de vapor, de dos etapas (vapor compression cascade refrigeration system).
- CFC: Clorofluorocarbonos.
- COP: Coeficiente de desempeño (coefficient of performance).
- CRS: Sistema de refrigeración en cascada (cascade refrigeration system).
- Dobson: (unidad) cantidad de moléculas de ozono que se requerirían para crear una capa de ozono puro de 0.01 milímetros de espesor a una temperatura de 0 grados Celsius y una presión de 1 atmósfera.
- GWP: Potencial de calentamiento global (global warming potential).
- HCFC: Hidroclorofluorocarbonos.
- HFC: Hidrofluorocarbonos.
- HFO: Hidrofluoro-olefinas.
- HTC: Ciclo/circuito de alta temperatura (high-temperature cycle).
- LTC: Ciclo/circuito de baja temperatura (low-temperature cycle).
- ODP: Potencial de agotamiento del ozono (ozone depletion potential).
- PCA: Potencial de calentamiento del ambiente.
- SAO: Sustancias que agotan la capa de ozono.
- TEWI: Calentamiento total equivalente (Total Equivalent Warming Impact).
- TCRS: Sistema de refrigeración tradicional (traditional single-stage compression refrigeration system).

## INTRODUCCIÓN

La *refrigeración*<sup>1</sup> es la acción de disipar calor de un espacio o material cerrado con el fin de reducir su temperatura (por lo que no se agrega frío al material). La refrigeración mantiene la temperatura de la fuente de calor por debajo de la de su entorno mientras transfiere el calor extraído y cualquier entrada de energía requerida a un disipador de calor, aire atmosférico o agua superficial.

En el contexto de la ingeniería hay diferentes ámbitos de análisis destacando los sistemas frigoríficos y el circuito de refrigeración. La diferencia entre un *sistema frigorífico* y un *circuito de refrigeración* es que este último es un arreglo destinado a disminuir la temperatura, el cual se define como "concepto", ya que su diseño (abierto, semi abierto o cerrado), fluido (aire, agua o gas refrigerante), flujo (frío o bomba de calor) varían conforme a la aplicación, desde el enfriamiento de motores de combustión interna por medio de agua hasta el "water cooling" utilizado en enfriamiento de equipos de cómputo. Los sistemas frigoríficos tienden a ser más complejos que un circuito de refrigeración, pero son ampliamente usados en todo el mundo; sus aplicaciones abarcan campos del comercio e industria.

En el presente trabajo se realizó una investigación sobre el desempeño de los refrigerantes naturales utilizados en los modernos sistemas frigoríficos tales como las cámaras de refrigeración. Los refrigerantes naturales fueron los primeros en utilizarse en los sistemas de refrigeración antiguos, pero eventualmente fueron sustituidos por refrigerantes mezclas y sintéticos muy eficientes pero que presentan la desventaja de afectar la capa de ozono del planeta. Este tipo de sistemas son muy estudiados en la actualidad y se quiere minimizar el impacto ambiental ocasionado por fugas o desechos de refrigerantes al término de su vida útil en los equipos involucrados.

Uno de los principales aportes de esta investigación es que se realizó una simulación del desempeño de varios refrigerantes naturales en una cámara frigorífica utilizando el software *Coolpack*. Se observó que el comportamiento de tales refrigerantes es similar al de los refrigerantes artificiales, pero con la salvedad de que los refrigerantes naturales tienen cero impacto ambiental<sup>2</sup>, debido a su composición natural que es abundante en la naturaleza, a diferencia de los artificiales, que han causado estragos en la capa de ozono del planeta.

---

<sup>1</sup> Fundamentals of Refrigeration. 2<sup>nd</sup> ed. Donald L. Fenton. A Course Book for Self-Directed or Group Learning. SI. 2016 ASHRAE. 2-3.

<sup>2</sup> [11], [41], [47], [50]



Cabe mencionar que, otras investigaciones realizadas demuestran que el consumo energético es similar en los 2 grupos de refrigerantes: naturales y artificiales, por lo que los avances tecnológicos actuales no imposibilitan la factibilidad de adaptación de los refrigerantes naturales en los modernos sistemas frigoríficos ampliamente usados en el mundo.

## PROBLEMÁTICA

La problemática de la presente tesina se enmarca en la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor utilizados en las cámaras frigoríficas.

“Como indica la enmienda de Kigali<sup>3</sup>, actualmente la cuarta generación de refrigerantes tiene por objetivo el uso de refrigerantes con bajo Potencial de Calentamiento al Ambiente (PCA), es decir cero Potencial de agotamiento del ozono (ODP) y ultra bajo Potencial de Calentamiento Global (GWP)”.

“Entonces, dado que los modernos refrigerantes utilizados son artificiales, pero las fugas accidentales por manejo o recarga causan el deterioro de la capa de ozono, existe la necesidad de probar la funcionalidad de los antiguos refrigerantes naturales en los modernos equipos de refrigeración debido a su cero impacto ambiental y abundancia, así como comparar las ventajas y desventajas de su uso, según sus propiedades”.

## OBJETIVO

Comparar el comportamiento termodinámico de los refrigerantes naturales y analizar los requisitos técnicos para sustituir a los refrigerantes convencionales, así como sus consecuencias energéticas en una cámara frigorífica.

---

<sup>3</sup> <https://wedocs.unep.org>

## JUSTIFICACIÓN

El creciente consumo de energía es más prominente en el sector industrial y está relacionado principalmente con la maquinaria inductiva pesada (motores, unidades de refrigeración y aire acondicionado, etc.). En estas unidades de refrigeración y aire acondicionado el consumo mayor de energía se da en el compresor. La refrigeración y el aire acondicionado (RAC) desempeñan un papel muy importante en la vida humana moderna pues cumplen los requisitos de refrigeración y calefacción. Cubren una amplia gama de aplicaciones, desde la conservación de alimentos hasta la mejora del nivel térmico y, por tanto, de la calidad de vida de las personas.

El uso de estos equipos en hogares, edificios, vehículos e industrias proporciona comodidad térmica en el entorno de vida/trabajo y desempeña un papel muy importante en el aumento de la producción industrial mundial. La creciente demanda de energía mundial principalmente para aplicaciones de RAC y bombas de calor (26 a 30% aprox.<sup>4</sup>), degrada el medio ambiente, produce el calentamiento global y agota la capa de ozono. Por lo tanto, para superar estos aspectos existe una necesidad urgente de eficaces métodos del uso de energía involucrando no solo mejores equipos sino fluidos refrigerantes muy eficientes.

Además, se debe tener en cuenta que debido a las aplicaciones anteriores se tiene como efecto las emisiones de *halocarbonos*, gases de efecto invernadero que agotan la capa de ozono; un átomo de cloro puede destruir hasta 100,000 moléculas de ozono. Los halocarbonos, grupo de compuestos que son mayoritariamente gases artificiales, consisten de carbono y al menos un *halógeno* (flúor, cloro, yodo y bromo); por lo general, se producen artificialmente con fines industriales. Se sintetizan desde 1928 y se utilizan en latas de aerosol, fabricación de espumas, refrigeración, aire acondicionado, y como disolventes de limpieza<sup>5</sup>.

Los *clorofluorocarburos* (CFC) tienen más contenido de *cloro* que los *hidroclorofluorocarburos* (HCFC), por tanto, los CFC's tienen mayor potencial de agotamiento del ozono. La eficacia de la destrucción del ozono se mide mediante el *Potencial de agotamiento del ozono* (ODP), el cual se basa en el ODP del tricloro-fluoro-metano (CFC-11). Se estima que los CFC's contribuyen con casi el 70% de las sustancias químicas que agotan la capa de ozono en la atmósfera<sup>6</sup>.

---

<sup>4</sup> Alternative Refrigerants: A Review, S.K. Kalla\*, J.A. Usmani, International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, (Delhi), India, June 2014, 397-401.

<sup>5</sup> Bhatti MSA. Historical look at chlorofluorocarbon refrigerants. ASHRAE Transactions Part 1 1999: 1186–206.

<sup>6</sup> UNEP. United Nation environment program. Handbook for International treaties for protection of the ozone layers, 6 th ed. Nairobi, Kenya, 2003.

Mundialmente, se han logrado eliminar los CFC y la mayoría de los HCFC. No obstante, ha aumentado el consumo de HFC's, que no dañan la capa de ozono, pero sí contribuyen al cambio climático, debido a su alto *potencial de calentamiento global atmosférico* (GWP). Por ello, es necesario un nuevo reemplazo de alternativas con menor impacto climático, entre las que destacan las Hidrofluoroolefinas (HFO), así como otras alternativas naturales, que incluyen CO<sub>2</sub>, algunos hidrocarburos y amoníaco.

El calendario de reducción de HFC para México establece que deberá congelar su consumo en 2024, tomando como línea base el promedio de consumo de HFC en el periodo 2020-2022, añadiendo 65% de la línea base de HCFC; México tiene como metas cumplir: etapa 1 (en 2029, el 10% de reducción), etapa 2 (en 2035, el 30%), etapa 3 (en 2040, el 50%) y estabilización (en 2045, el 80%)<sup>7,8</sup>.

La decisión del reemplazo de refrigerantes convencionales por naturales involucra un amplio estudio y análisis de las nuevas alternativas para su correcta implementación en los equipos y minimización de riesgos por fuga o uso.

## ALCANCE

Se realiza una investigación teórica (no en campo) sobre la evaluación del desempeño de los refrigerantes naturales utilizados en las cámaras frigoríficas, el estudio de casos se realiza con datos de consumo y haciendo un análisis del impacto de los refrigerantes idóneos ambientalmente sobre los dispositivos que conforman los equipos HVAC&R.

## META

Estimar el ahorro y desempeño energético derivado de la sustitución de refrigerantes convencionales por refrigerantes naturales en una cámara de refrigeración.

---

<sup>7</sup> Hoja de ruta para implementar la enmienda de Kigali en México-SEMARNAT, mayo 2019, 13.

<sup>8</sup> DECRETO Promulgatorio de la Enmienda del Protocolo de Montreal relativo a las Sustancias que Agotan la Capa de Ozono, aprobada en Kigali, el 15 de octubre de 2016. DOF: 30/11/2018.

## 1. DESARROLLO DE LOS REFRIGERANTES Y SUS IMPLICACIONES

Desde tiempos remotos, los refrigerantes con propiedades adecuadas para aplicaciones de calefacción y refrigeración específicas<sup>9</sup>. La historia temprana de la refrigeración indica registros de que, aproximadamente en el año 1600, se encontró que una mezcla de nieve y sal bajaba la temperatura del agua lo suficiente para congelarla.

Las personas usaban tecnología de refrigeración, incluso antes de la invención de la electricidad en 1880. Oliver Evans (1805) fue pionero de la idea de refrigeración mediante el uso de éter. Jacob Perkin implementó esta idea en su primera máquina de refrigeración construida en 1834; posteriormente, varios investigadores utilizaron gasolina (1860), NH<sub>3</sub> (1873), CO<sub>2</sub> (1886) y SO<sub>2</sub> (1890) como fluidos mediadores en sus sistemas de refrigeración. Desde 1830 hasta 1930, el éter, NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CCl<sub>4</sub>, HCOOCH<sub>3</sub>, HC, CHC fueron los refrigerantes más populares.

La mayoría de estos refrigerantes eran tóxicos, inflamables, altamente reactivos y propensos a accidentes<sup>10</sup>. Midgley y Henne<sup>11</sup> crearon las moléculas de diclorodifluorocarbono (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>) en 1929, que se produjeron comercialmente como refrigerantes de clorofluorocarbono (CFC-12) por Dupont de Nemours en 1932<sup>12</sup>. La adopción generalizada de refrigerantes CFC's eficientes en la década de 1930 redujo el uso del NH<sub>3</sub> y eliminó el CO<sub>2</sub> en la década de 1950.

Los CFC's se han utilizado durante años como refrigerantes, disolventes y agentes espumeantes industriales. El largo viaje de refrigerantes desde el CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> y HC a HCFC, HFC y HFO está terminando nuevamente en una mezcla de refrigerantes naturales y sintéticos (CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, HC, HFO, R-152a, R-1234yf). Desafortunadamente, todavía no hay un refrigerante que tenga todas las propiedades ideales deseadas<sup>13</sup>.

En la Figura 1 se muestra una breve historia de los refrigerantes naturales pasados, actuales y futuros probables. Así entonces, aproximadamente en 1800 se comenzó con el uso de refrigerantes naturales, que eventualmente fueron reemplazados por refrigerantes sintéticos a partir de 1929 con un rendimiento térmico, seguridad y durabilidad superiores.

---

<sup>9</sup> Riffat SB, Afonso CF, Oliveira AC, Reay DA. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Appl Therm Eng.*, 17, 33–42.

<sup>10</sup> Calm J. M. (2008). The next generation of refrigerants-Historical review, considerations, and outlook. *Int J Refrig.*, 31,1123–33.

<sup>11</sup> Halimic E, Ross D, Agnew B, Anderson A, Potts I. (2003). A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. *Appl Therm Eng.*, 23,1441–51.

<sup>12</sup> Benhadid-Dib S, Benzaoui A. (2012). Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. *Energy Proc.*, 18, 807–16.

<sup>13</sup> Ciconkov R. (2018). Refrigerants: there is still no vision for sustainable solutions. *Int J. Refrig.*, 86, 441–8.

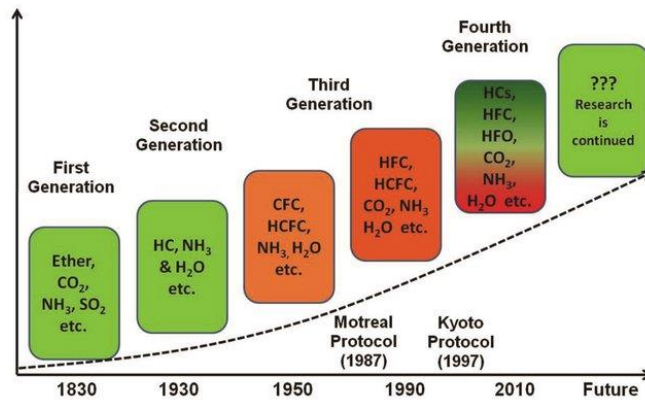


Figura 1. Historia de los refrigerantes<sup>14</sup>.

Posteriormente se observó que algunos refrigerantes sintéticos como los clorofluorocarbonos, CFC, causan el agotamiento del ozono estratosférico, por esto fueron prohibidos por el Protocolo de Montreal en 1987.

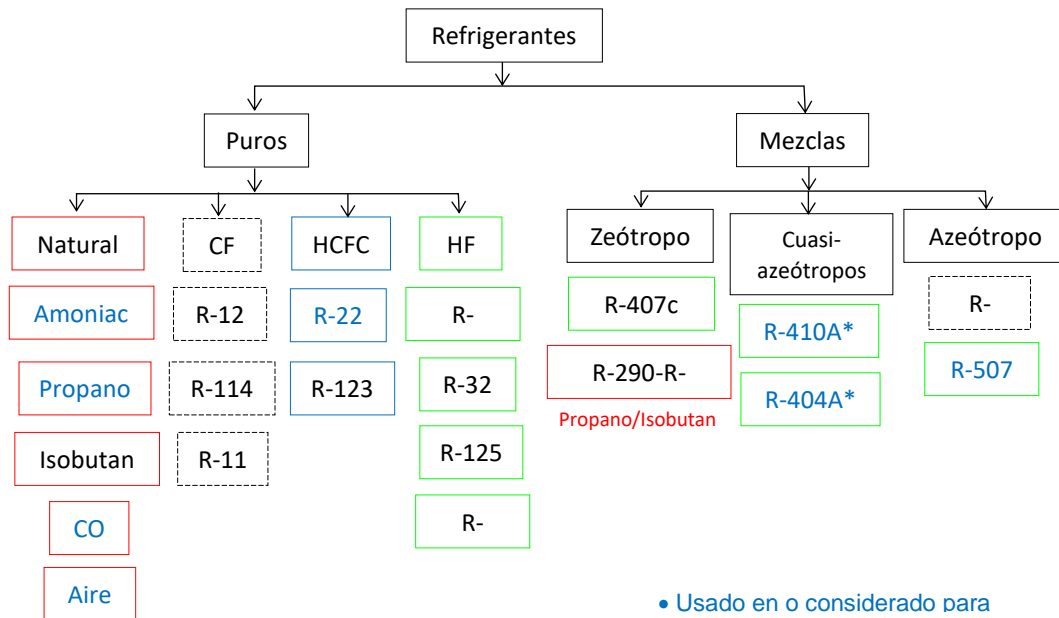


Figura 2. Clasificación de los refrigerantes<sup>15</sup>.

Como sustitutos, en los años 80 se propusieron los hidroclorofluorocarbonos, HCFC's, y los hidrofurocarbonos, HFC's. También se descubrió que los HCFC causan el agotamiento del ozono y tienen un elevado GWP. La Figura 2 muestra una clasificación general de los refrigerantes.

<sup>14</sup> Pinklesh A., Geetha S. & Tyagi A. K. (2018). Fourth-generation refrigerant: HFO 1234yf, Material Science Division, Shriram Institute for Industrial Research, Current Science, 115 (08), 1497-1503.

<sup>15</sup> Refrigerant types, issues, trends & future options, Selvaraji Muthu & Aseem Kumar Jaiswal, ACRECONF, INDIA, 2013, pp. 1-16.

El Protocolo de Kyoto, en 1997, programó la eliminación de los HCFC's para 2020-2030 y los HFC's para 2025-2040. El permiso a corto plazo para utilizar HFC es una solución provisional, no una justificación. Nos acercamos rápidamente a la fecha límite, pero muchos países son insolentes, reacios y desconocedores, carecen de recursos financieros o conocimientos técnicos<sup>16</sup>.

La atmósfera representa el aire circundante de la Tierra, excluyendo el aire interior o el aire en espacios subterráneos. Uno de los componentes menores de la atmósfera, el ozono, tiene una importancia especial en el mantenimiento del equilibrio ecológico. Se distribuye principalmente entre la estratosfera (85% a 90%) y la troposfera. Cualquier perturbación de la concentración de ozono atmosférico (varía entre 0 ppm y 10 ppm, en función de las regiones) tiene efecto directo e inmediato sobre la vida.

Los refrigerantes no fluorados (naturales), incluyen amoníaco (NH<sub>3</sub>), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), hidrocarburos (HC's), agua y aire. Algunos de ellos se han utilizado durante décadas con diversos grados de adopción. Aunque su GWP es muy bajo, los refrigerantes naturales no están exentos de otros problemas como corrosión, toxicidad, alta presión, alta inflamabilidad o menor eficiencia operativa<sup>17</sup>.

También existen otros componentes individuales y mezclas de diferentes refrigerantes de igual o diferente clase o grupo, que están disponibles como soluciones de transición o de largo plazo con diferentes características de inflamabilidad y GWP.

### 1.1 Revisión de conceptos básicos en torno a los refrigerantes

Un *refrigerante* es el fluido de trabajo principal que se utiliza para absorber y transferir calor en un sistema de refrigeración. Los refrigerantes absorben calor a baja temperatura y baja presión y liberan calor a una temperatura y presión más altas. La mayoría de los refrigerantes experimentan cambios de fase durante la absorción de calor (evaporación) y la liberación de calor (condensación).

Un medio de enfriamiento es el fluido de trabajo enfriado por el refrigerante para transportar el efecto de enfriamiento entre una planta central y unidades y terminales de enfriamiento remotas. En un sistema grande y centralizado, a menudo es más

---

<sup>16</sup> Naeem Abas, Ali Raza Kalair, Nasrullah Khan, Aun Haider, Zahid Saleem, Muhammad Shoaib Saleem. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (90), 557–569.

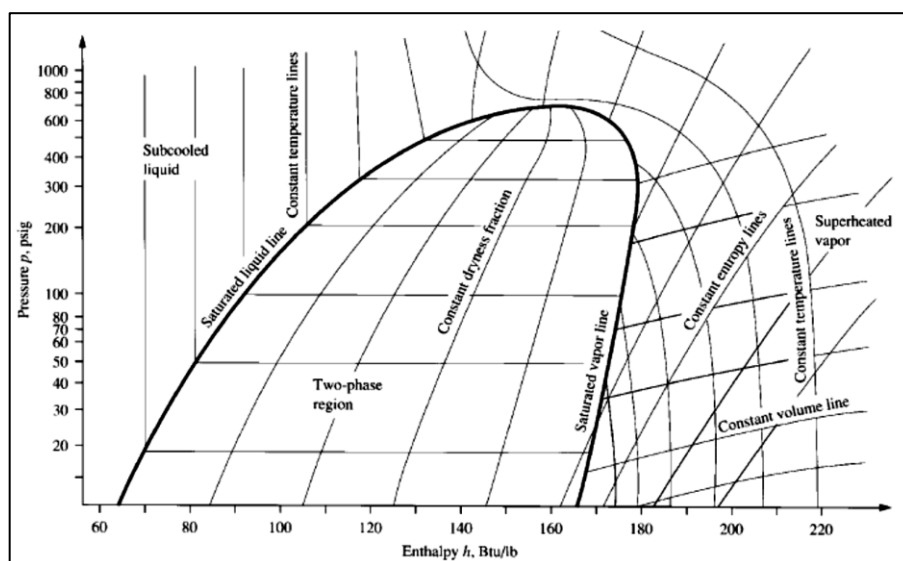
<sup>17</sup> ASHRAE Position Document on NATURAL REFRIGERANTS. 2011, pp. 4.

económico usar un medio refrigerante que se pueda bombear a lugares remotos donde se requiere enfriamiento. El agua helada, la salmuera y el glicol se utilizan como medios de enfriamiento en muchos sistemas de refrigeración. El medio de enfriamiento normalmente se denomina *refrigerante secundario*, porque evita la circulación extensa del *refrigerante primario*.

Una solución llamada “absorbente de líquidos” se usa en general para absorber el refrigerante vaporizado (vapor de agua) después de su evaporación en un sistema de refrigeración por absorción. Esta solución, que contiene el vapor absorbido, posteriormente se calienta a alta presión. El refrigerante se vaporiza y la solución se restaura a su concentración original para su reutilización.

El bromuro de litio y el amoníaco, ambos en solución acuosa, son los absorbentes de líquidos que se utilizan con mayor frecuencia en los *sistemas de refrigeración por absorción*.

Para conocer el comportamiento del efecto de un refrigerante dentro de un sistema es necesario recurrir a su diagrama Ph (o diagrama de Mollier) para presión y entalpía, tal como se muestra la Figura 3, que es la representación gráfica en una carta semilogarítmica en el plano Presión/Entalpía de los estados posibles de un compuesto químico y es en ella donde se trazan y estudian los distintos sistemas frigoríficos de refrigeración por compresión.



**Figura 3. Bosquejo del diagrama p-h (presión-entalpía) para HCFC-22<sup>18</sup>.**

<sup>18</sup> Handbook of Air Conditioning & Refrigeration. Shan K. Wang. McGraw Hill. 2nd ed. 2001. 9-18.

## 1.2 Clasificación y tipos de refrigerantes

Según ASHRAE, 2008, los diferentes tipos de refrigerantes se pueden agrupar como se indica en la Tabla 1.

**Tabla 1. Agrupación de refrigerantes<sup>19</sup>.**

Grupo del metano	Grupo del etano	Grupo del propano	Mezclas de Zeótropos	Mezclas de Azeótropos	Compuestos orgánicos	Compuestos inorgánicos	Series con carbono aislado
Series 10	Series 100	Series 200	Series 400	Series 500	Series 600	Series 700+mw	Series >1100
Según la lógica de numeración			La convención de numeración no funciona				Según la lógica de numeración
R-11	R-123		R-404a		Hidrocarburos 600	R-717 amoníaco (NH <sub>3</sub> )	R-1100's R-1200's
R-12	R-134a		R-407c	R-507c	Compuestos de oxígeno 610	R-718 agua	R-1234ze
R-22			R-410a		Compuestos de azufre 620	R-744 CO <sub>2</sub>	R-1234yf
Etc.	Etc.	Etc.	Etc.	Etc.	Compuestos de nitrógeno 630	R-729 Aire	R-1270 Etc.

En lo que respecta a la lógica de la numeración adoptada es<sup>20</sup>:

Refrigerantes: R( )134a

- Isómero
- # de átomos de flúor por molécula
- # de átomos de hidrógeno + 1 por molécula
- # de átomos de carbono - 1 por molécula (se deja cuando es 0)
- # de enlaces de carbono insaturados (se deja cuando es 0)

La metodología para decodificar la numeración de los refrigerantes es:

<sup>19</sup> Emerging Refrigerants & Retrofit Options for Air Conditioning & Refrigeration, Selvaraji Muthu et al, Presentation at ACR Trendz 18th & 19th Oct 2013 by ISHRAE Pune Chapter Le Meridian, Pune.

<sup>20</sup> *Ídem*



$R134+90 = ( ) 2 2 4$   
 $R1234+90 = (1) 3 2 4$

# de átomos de flúor por molécula  
 # de átomos de hidrógeno por molécula  
 # de átomos de carbono por molécula  
 # de enlaces de carbono insaturados (se ignora cuando es 0)  
 # de átomos de cloro por molécula (calculado a partir del balance de enlaces de carbono)

Dado que cada refrigerante tiene propiedades diferentes, existen *mezclas* desarrolladas para llegar al nivel requerido de múltiples propiedades para mejorar el rendimiento del sistema o coeficiente de operación (COP).

La clasificación de los refrigerantes de la tabla 1, a su vez, se subdivide en otras mezclas de refrigerantes<sup>21</sup> como, por ejemplo, el R-410a, que se subdivide en:

- a) ARM-70a: R-134a (10%) + R-32 (50%) + R-1234yf (40%)
- b) D2Y60: R-32 (40%) + R1234yf (60%)
- c) DR-5: R-32 (72.5%) + R-1234yf (27.5%)
- d) HPR1D: R-32 (60%) + R-744 (6%) + R1234ze (E) (34%)
- e) L41 (R-447A): R-125 (3.5%) + R-32 (68%) + R1234ze (E) (28.5%)

### 1.3 Propiedades de los refrigerantes

Independientemente del tamaño y eficiencia de las partes individuales en el circuito de compresión de vapor, un buen refrigerante garantiza la mayor efectividad del sistema. Las propiedades individuales de los diferentes tipos de refrigerantes radican en su estructura y composición química; así mismo, existen mezclas de dos o más refrigerantes individuales con nuevas características y propiedades cuyas ventajas y desventajas son susceptibles de evaluación para determinar su grado de aceptabilidad en los equipos de refrigeración y aire acondicionado.

### 1.4 Propiedades requeridas de un refrigerante ideal

Según ASHRAE<sup>22</sup>, las siguientes son las propiedades requeridas de un refrigerante ideal:

<sup>21</sup> Mingzhang Pan, Huan Zhao, Dongwu Liang, Yan Zhu, Youcai Liang, Guangrui Bao. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. *Energies*. MDPI Journal. 13, 2254, 6.

<sup>22</sup> ASHRAE Position Document on Refrigerants and Their Responsible Use. June 27, 2018. 8-13.

- 1) Bajo punto de ebullición y bajo punto de congelación.
- 2) Bajo calor específico y alto calor latente.
- 3) Alta presión y temperatura críticas.
- 4) Bajo volumen específico para reducir el tamaño del compresor.
- 5) Alta conductividad térmica para compactar el evaporador y el condensador.
- 6) No inflamable, no explosivo, no tóxico y no corrosivo.
- 7) Alta miscibilidad con aceite lubricante.
- 8) COP alto en el rango de temperatura de trabajo.
- 9) Compatible con los requisitos legales.
- 10) Disponibilidad y costo.

De igual forma la ASHRAE indica que un refrigerante ideal debe reunir las siguientes propiedades:

a) Propiedades Termodinámicas:

- Presión: Debe operar con presiones positivas.
- Temperatura: Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación, una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador y una temperatura de ebullición baja.
- Volumen: Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida.
- Entalpía: Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización.
- Densidad.
- Entropía.

b) Propiedades Físicas y Químicas:

- No debe ser tóxico ni venenoso.
- No debe ser explosivo ni inflamable.
- No debe tener efecto sobre otros materiales.
- Fácil de detectar cuando se fuga.
- Debe ser miscible con el aceite.
- No debe reaccionar con la humedad.
- Debe ser un compuesto estable

Como se puede apreciar en la Figura 4, el GWP y COP de los refrigerantes dependen de sus características individuales debido a sus propiedades y éstas, a su vez, de su composición química; por ejemplo, se puede ver que el refrigerante natural CO<sub>2</sub> tiene bajo GWP, pero bajo COP también.

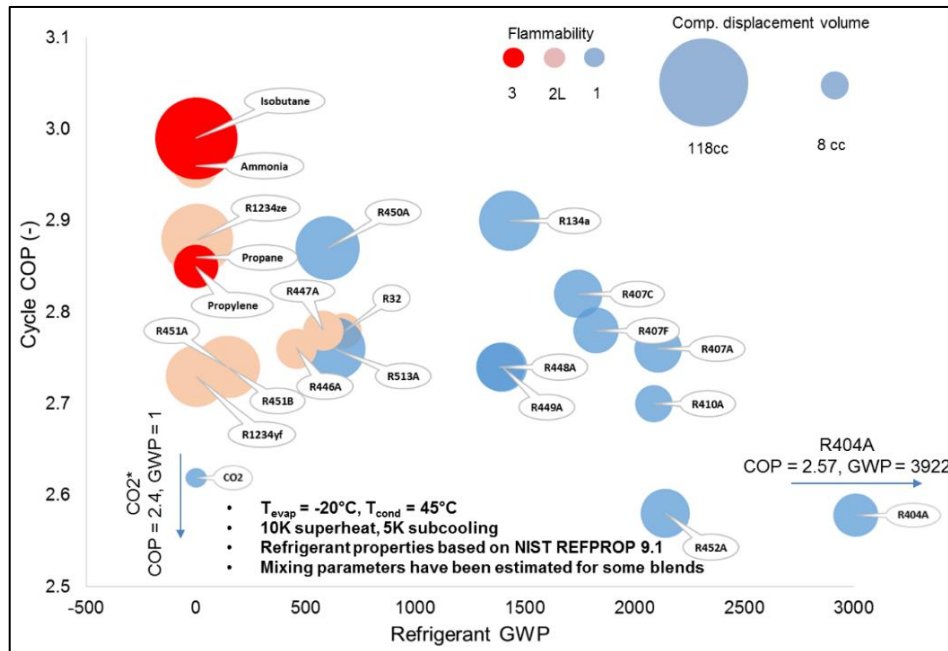


Figura 4. Propiedades del refrigerante<sup>23</sup>.

## 1.5 Generaciones de refrigerantes

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, por absorción de vapor, por adsorción, por eyección, por ciclo de aire y sistema vortex necesitan un fluido refrigerante. De todos estos sistemas el que más se emplea a nivel mundial es el sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Los refrigerantes que se emplean para realizar los diferentes procesos que conforman el ciclo termodinámico que se cumple en un equipo frigorífico han ido cambiando y evolucionando a través del tiempo, éstos pueden clasificarse en generaciones mismas que se describen a continuación.

### 1.5.1 Primera generación

Los refrigerantes más comunes durante los primeros 100 años fueron los solventes y otros fluidos volátiles; constituyeron la primera generación de refrigerantes, incluyendo todo lo que efectivamente funcionaba y estaba disponible. La Figura 5 muestra que casi todos estos primeros refrigerantes eran inflamables y/o tóxicos, incluso algunos también eran muy reactivos; los accidentes eran comunes. En perspectiva, varias

<sup>23</sup> An Evaluation of R32 for the US HVAC&R Market, May 2016, Optimized Thermal Systems, Inc., 3.

empresas comercializaron el propano (R-290) como "refrigerante de seguridad inodoro" al promoverlo sobre el amoníaco (R-717), (Car Lighting and Power Company, 1922). La preferencia hasta hoy, del amoníaco sobre los hidrocarburos en aplicaciones industriales sugiere que la alta inflamabilidad es una preocupación en los sistemas grandes.

La primera búsqueda sistemática y documentada de un refrigerante que ofreciera un diseño práctico con rendimiento mejorado fue en la década de 1920, con el examen de refrigerantes para enfriadoras. Willis H. Carrier, conocido por sus avances en psicrometría y aire acondicionado, y R. W. Waterfill en 1924 investigaron una gama de refrigerantes candidatos para su idoneidad en máquinas de compresión centrífuga (turbo radial) y de desplazamiento positivo, centrándose en el desarrollo de estas últimas. Concluyeron (sin análisis de ciclos transcíticos) que el rendimiento del dióxido de carbono (R-744) dependería del ciclo y la cantidad de subenfriamiento del líquido, pero que arrojó el rendimiento previsto más bajo de los fluidos analizados.

También señalaron que el amoníaco y el agua (R-718) requerirían etapas excesivas para los compresores centrífugos para las condiciones buscadas, y que el agua "da una baja eficiencia de rendimiento". Rechazaron el dióxido de azufre (R-764) por razones de seguridad y el tetracloruro de carbono (R-10) por incompatibilidad con metales, especialmente en presencia de agua. Finalmente seleccionaron el dieleno (1,2-dicloroetano, R-1130) para la primera máquina centrífuga, aunque esta selección requirió una búsqueda internacional para encontrar una fuente.

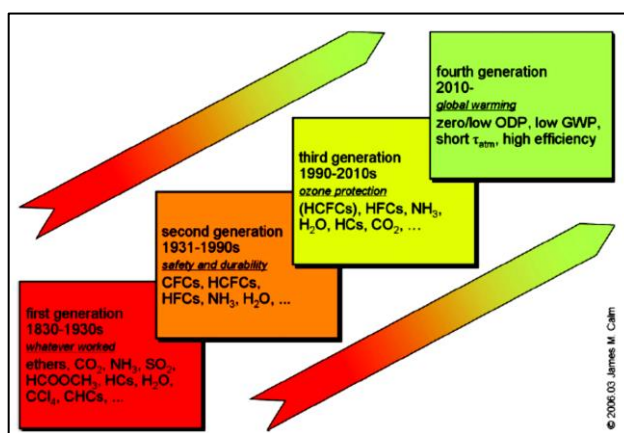


Figura 5. Progreso de los refrigerantes<sup>24</sup>.

<sup>24</sup> James M. Calm. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and Outlook. international journal of refrigeration 31, 1124.

### 1.5.2 Segunda generación

Los refrigerantes clorofluorocarbonos, CFC's (1930's) y los hidroc fluorocarbonos, HCFC's posteriores (1940's) fueron inventados por Thomas Midgley Jr. (con ayuda de Charles Franklin Kettering). Según la patente no. 2104882 (1931) de Thomas Midgley Jr., estos derivados halógenos de monofluoruros alifáticos se representan por la fórmula:



en donde:

C: carbono.

n: número de átomos de carbono en la molécula, que siempre es igual a 1 o más.

H: hidrógeno.

m: número de átomos, que puede ser igual a cero y cumplir los requisitos de invención.

F: Flúor.

p: número de átomos; siempre es igual a 1 o más.

X: Cloro, bromo, yodo o sus combinaciones.

r: número total de átomos; puede ser cero cuando  $p > 1$ .

Esta generación sobresalió por un cambio a los fluoroquímicos para mayor seguridad y durabilidad. Las fugas repetidas, de formiato de metilo (R-611) y dióxido de azufre (R-764) prevalentes en ese momento, retrasaron los primeros esfuerzos para comercializar refrigeradores domésticos para reemplazar las cajas de hielo. Thomas Midgley, Jr., y sus asociados Albert L. Henne y Robert R. McNary, revisaron las tablas de propiedades para encontrar productos químicos con el punto de ebullición deseado. Restringieron la búsqueda a los estables, pero no tóxicos ni inflamables.

El punto de ebullición publicado para el tetrafluoruro de carbono (R-14) llamó la atención sobre los fluoruros orgánicos, pero sospecharon correctamente que la temperatura de ebullición real era mucho más baja que la publicada. Pasando a la tabla periódica de elementos, Midgley eliminó rápidamente aquellos que producían una volatilidad insuficiente. Luego eliminó los que daban lugar a compuestos inestables y tóxicos, así como los gases inertes, en función de su bajo punto de ebullición. Solo quedaron ocho elementos: carbono, nitrógeno, oxígeno, azufre, hidrógeno, flúor, cloro y bromo (Midgley, 1937). A los 3 días de comenzar, en 1928, Midgley y sus colegas hicieron observaciones críticas de la inflamabilidad y toxicidad de los compuestos que constan de estos elementos. También señalaron que todos los refrigerantes conocidos en ese momento combinaban siete de estos elementos excepto el flúor. Su primera publicación sobre refrigerantes fluoroquímicos muestra cómo la variación de cloro y flúor de los hidrocarburos influye en el punto de ebullición, inflamabilidad y toxicidad (Midgley y Henne, 1930).

La producción comercial del R-12 comenzó en 1931 seguida del R-11 en 1932 (Downing, 1966, 1984). A partir de 1950, los CFC's, en acondicionadores de aire y bombas de calor comerciales y residenciales, y los HCFC's, dominaron la segunda generación de refrigerantes. El amoníaco continuó hasta ahora como el refrigerante más popular en los grandes sistemas industriales, especialmente para procesamiento y almacenamiento de alimentos y bebidas.

### 1.5.3 Tercera generación

La vinculación de los CFC liberados, incluyendo los refrigerantes CFC, catalizó la tercera generación, con especial atención a la protección del ozono estratosférico. El Convenio de Viena y el Protocolo de Montreal resultante obligaron al abandono de las sustancias que agotan la capa de ozono.

Los refrigerantes fluoroquímicos mantuvieron el enfoque principal, con énfasis en los HCFC para uso provisional (transitorio) e hidrofluorocarbonos a largo plazo. Los cambios despertaron un interés renovado en los "*refrigerantes naturales*", particularmente: amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarburos y agua, junto con el uso ampliado de la absorción y otros enfoques no en especie (aquellos que no usan sistemas de compresión de vapor con refrigerantes fluoroquímicos). Los programas de investigación públicos y privados examinaron sistemáticamente tanto candidatos adicionales no fluoroquímicos como al hidrofluoroéter (HFE), pero arrojaron pocas opciones prometedoras.

Los fabricantes comercializaron los primeros ***refrigerantes alternativos*** (es decir, que se pueden utilizar directamente sin la necesidad de reemplazar o modificar ningún componente del sistema<sup>25</sup>) a fines de 1989 y, en 10 años, introdujeron reemplazos para la mayoría de los que agotan la capa de ozono. Los países que no operan al amparo del Artículo 5 (la mayoría desarrollados), también llamados "Países del Artículo 2", eliminaron el uso de refrigerantes con el CFC en equipos nuevos para 1996, como lo requiere el Protocolo de Montreal (1987).

Los países que operan al amparo del artículo 5 lo harán en 2010 y algunos (como, China) lo harán antes. La distinción del Artículo 5 se relaciona con el nivel de uso previo de sustancias que agotan la capa de ozono, según se define en el Protocolo. Excepto en los casos en que lo restrinjan las reglamentaciones nacionales, se permite

---

<sup>25</sup> Alternative Refrigerants: A Review. S.K. Kalla\*, J.A. Usmani. International Journal of Engineering Sciences & Research Technology. 2014, 397-401.

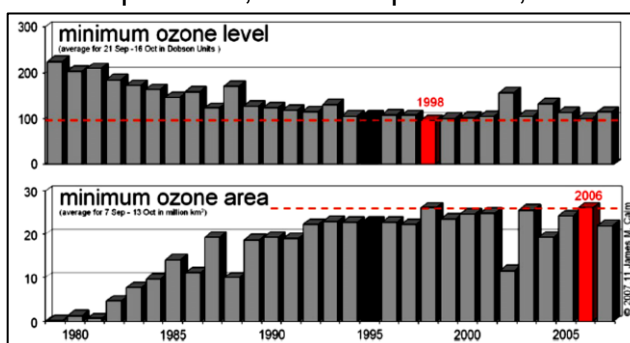
el uso y mantenimiento continuos de los equipos existentes que emplean refrigerantes con CFC hasta que se retiren.

La transición de los HCFC's también está en marcha. El Protocolo de Montreal limita el consumo (definido como la producción más las importaciones menos las exportaciones y la destrucción especificada) de HCFC en pasos en 1996 (congelación al límite calculado), 2004 (65% del límite), 2010 (25%), 2015 (10%), y 2020 (0.5%) con la eliminación total del consumo para 2030 en países que no operan al amparo del Artículo 5<sup>26</sup>.

La mayoría de los países occidentales y centroeuropeos aceleraron la eliminación de los HCFC, mientras que la mayoría del resto de países desarrollados establecieron límites eliminando progresivamente el uso de propulsores y agentes espumantes (especialmente el R-141b), lo que requirió la eliminación gradual del R-22 (el más utilizado) para 2010 en equipos nuevos y prohibición del uso de HCFC en equipos nuevos para 2020.

El calendario para países que operan al amparo del artículo 5 comienza con una congelación en 2013 (basada en niveles de producción y consumo, 2009-2010) con límites decrecientes a partir de 2015 (90%), 2020 (65%), 2025 (32.5%) y 2030 (2.5%) seguidos de la eliminación en 2040<sup>27</sup>. Una vez más, se permite el uso y servicio futuros continuos, incluso después de 2040, para equipos que emplean HCFC hasta que se retiren de otro modo, excepto según lo restrinjan las reglamentaciones nacionales<sup>28</sup>.

Los científicos interpretan que las tendencias de concentración mínima de ozono y área mínima de ozono que se muestran en la Figura 6 indican la estabilización en años recientes y el inicio de la recuperación, desde el peor año, 1998.



**Figura 6. Severidad del agujero de ozono según datos de la NASA<sup>29</sup>.**

<sup>26</sup> PNUMA, 2007a.

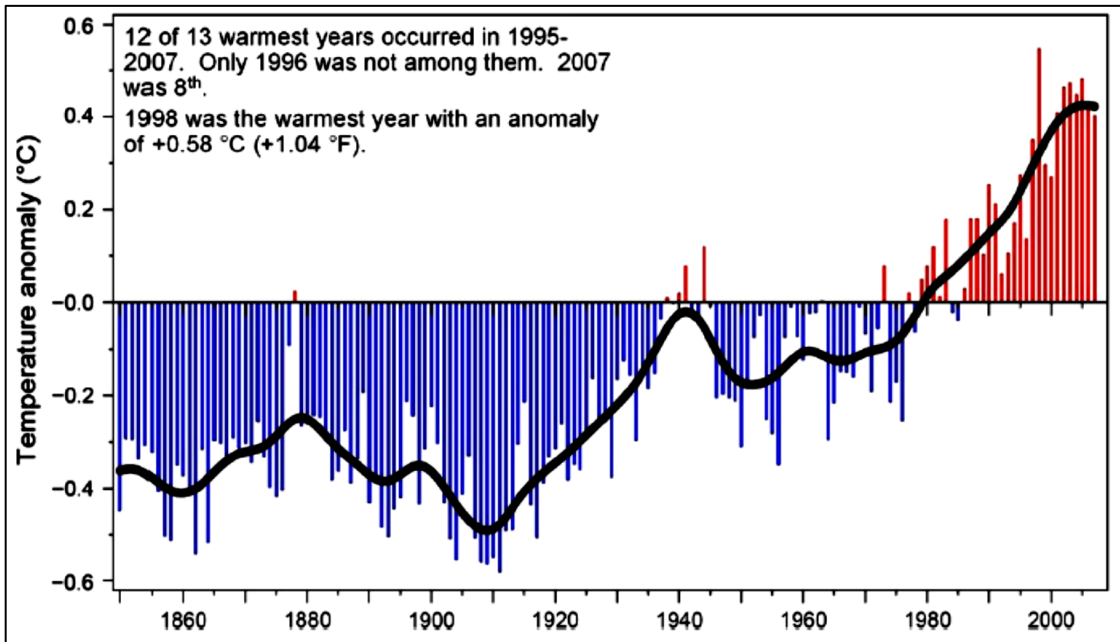
<sup>27</sup> *Ídem*

<sup>28</sup> Protocolo de Montreal, 1987.

<sup>29</sup> James M. Calm (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and Outlook, International Journal of Refrigeration Volume 31, Issue 7, November, 1126.

#### 1.5.4 Cuarta generación

La respuesta exitosa al agotamiento del ozono contrasta con la situación de deterioro con el cambio climático, como se muestra en la Figura 7. Los nuevos hallazgos y el debate político sobre el calentamiento global se han convertido en eventos importantes. El Cuarto Informe de Evaluación (AR4) del Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC) refleja el último consenso científico.



**Figura 7. Aumento de la temperatura global<sup>30</sup>.**

Las leyes y regulaciones nacionales para implementar el Protocolo de Kioto prohíben las liberaciones evitables de refrigerantes HFC y PFC, y controlan o gravan su uso. Las recientes medidas a nivel regional, nacional, estatal y municipal forzan a una cuarta generación de refrigerantes definidos por el enfoque en el calentamiento global.

Los refrigerantes HFO (hidro-fluoro-olefina) son la 4<sup>a</sup> generación de refrigerantes a base de flúor. Estos refrigerantes están compuestos por átomos de hidrógeno, flúor y carbono conectados por enlaces simples entre los átomos, pero contienen al menos un doble enlace entre los átomos de carbono.

Los HFO's, que actualmente desarrolla DuPont y Honeywell, son HFO 1234ze y HFO 1234yf, con un GWP de 6 y 3 respectivamente, en reemplazo del R134a. La Figura 8

<sup>30</sup> Intergovernmental Panel on Climate Change. (2021). Climate change 2021. The Physical science basis. 1<sup>a</sup> ed. ONU.



muestra las características y propiedades de los HFO, aquí destacan su cero ODP, bajo GWP y bajo tiempo de vida atmosférica.

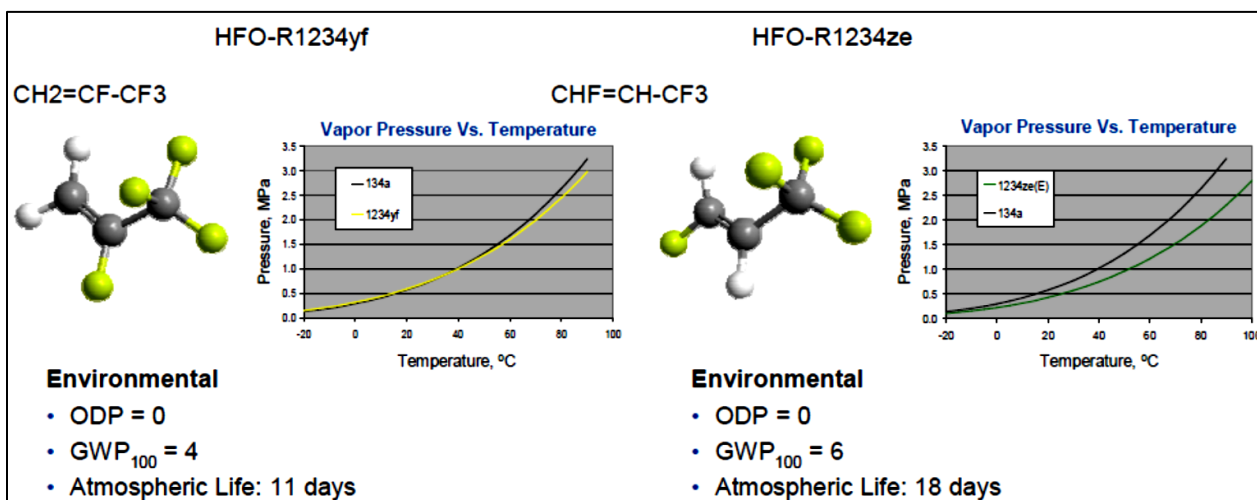


Figura 8. Propiedades de los refrigerantes HFO<sup>31</sup>.

## 2. Opciones futuras de refrigerantes

Cabe destacar que las transiciones entre generaciones sucesivas requirieron una larga investigación, desarrollo, construcción de plantas, evaluación, rediseño de productos, pruebas, capacitación e inversiones adicionales, pero también crearon importantes oportunidades comerciales; un ejemplo lo muestra la Figura 9.

**The Example of Room A/C**

Component which increases cost

	Propane (R290)	R32	HFO1234yf	CO2(R744)
<b>Refrigerant price</b>	<b>Cheap</b>	<b>Cheap</b>	<b>Expensive</b>	<b>Cheap</b>
<b>Cost for performance</b> Compressor, EX, etc.	<b>Modification required Same as R22</b>	<b>Near as R410A Same as R410A</b>	<b>Larger comp. Larger pipe etc.</b>	<b>Two-stage comp. High-pressure etc.</b>
<b>Cost for safety</b> Charge reduction Joint Electronic parts Leak detector Ventilation	<b>Important (ex.230g) Special joint Sealing etc. Necessary Necessary</b>	<b>Necessary Special joint</b>	<b>Necessary Special joint</b>	<b>Necessary</b> - - -
<b>Cost for handling</b> Manufacture Supply chain Installation Service Disposal	<b>Special facility Qualification Qualified person Qualified person Qualification</b>	<b>Modified facility Modification Modification Modification</b>	<b>Modified facility Modification Modification Modification</b>	<b>Modified facility Qualification Qualified person Qualified person</b>

Figura 9. mapeo de varios refrigerantes y sus puntos de desafío<sup>32</sup>.

<sup>31</sup> Selvaraji M. & Jaiswal A. K. (2013). Refrigerant types, issues, trends & future options, ACRECONF, 12.

Si bien la transición real a la 4ª generación está iniciando, están surgiendo desafíos que dictan una transición posterior a una quinta generación en ausencia de refrigerantes ideales, tal como indica la Figura 10. Entre los factores impulsores potenciales se encuentran: la eficiencia, el impulso, los precios, los litigios y la responsabilidad, los problemas de idoneidad imprevistos, los impactos locales y los aspectos políticos.

1ª generación	2ª generación	3ª generación	4ª generación	5ª generación
1830-1930	1931-1990's	1990's-2010's	2012 en adelante	2020's?
Como sea funcionó	Seguridad y durabilidad	Protección a la capa de ozono	Calentamiento global	Eficiencia y compensaciones
CO <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub> , SO <sub>2</sub> , HC, H <sub>2</sub> O, etc.	CFC, HCFC, HFC, NH <sub>3</sub> , H <sub>2</sub> O, etc.	HFC, HC, CO <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub> , H <sub>2</sub> O, etc.	HFO, HCFO, HC, CO <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub> , H <sub>2</sub> O, etc.	CO <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub> , H <sub>2</sub> O, etc.

**Figura 10. Generaciones de refrigerantes<sup>33</sup>.**

## 2.1 Nueva generación de refrigerantes

Los fabricantes de refrigerantes respondieron a la directiva de gases fluorados con anuncios de nuevos refrigerantes. Al menos tres fabricantes multinacionales de refrigerantes informaron sobre el desarrollo patentado de refrigerantes innovadores para cumplir con el límite de GWP de 150. Considerando el valor de mercado de las ventas de refrigerantes para automóviles, se asume que la mayoría de las empresas de refrigerantes están buscando soluciones, especialmente cuando algunas empresas más grandes esperan cumplir con los mandatos de gases fluorados.

Un ejemplo de refrigerante moderno es el “Freón” (nombre comercial registrado por Dupont), que es un derivado del metano y etano, cuyos hidrógenos fueron sustituidos por átomos de cloro y flúor. Este tipo de refrigerantes, que pertenecen a la familia de los clorofluorocarbonos (HFC's), que pueden ser gases o líquidos y son casi insolubles en agua; no son tóxicos, corrosivos ni inflamables, son resistentes a la oxidación, tienen una baja reactividad y pueden permanecer estables por mucho tiempo.

<sup>32</sup> Emerging Refrigerants & Retrofit Options for Air Conditioning & Refrigeration, Selvaraji Muthu et al, Presentation at ACR Trendz 18th & 19th Oct 2013 by ISHRAE Pune Chapter Le Meridian, Pune.

<sup>33</sup> Refrigerant types, issues, trends & future options, Selvaraji Muthu & Aseem Kumar Jaiswal, ACRECONF, 2013, 6.

Las empresas publican datos ambientales de seguridad y rendimiento preliminares, pero restringen la divulgación completa de las composiciones refrigerantes por razones competitivas, porque las formulaciones finales aún se están perfeccionando y porque aún no existen datos completos. Algunas de las patentes subyacentes permiten conocer las sustancias consideradas, ya sea individualmente o como componentes de mezclas. La Tabla 2 amplía esta información con las percepciones sobre los componentes candidatos para los refrigerantes de próxima generación.

**Tabla 2. Candidatos y mezclas de componentes para refrigerantes de bajo GWP<sup>34</sup>.**

Candidatos	Consideraciones
Refrigerantes naturales (NH <sub>3</sub> , CO <sub>2</sub> , HC, H <sub>2</sub> O, aire)	Eficiencia, para NH <sub>3</sub> y HC, inflamabilidad
Bajo GWP de HFC (R-32, R-152a, R-161, etc.)	Inflamabilidad; la mayoría de los supresores tienen un elevado GWP
HFE	Todavía decepcionante
HC, HE (R-290, R-600, R-E170, etc.)	Inflamabilidad
Insaturados (olefinas) (R-123ryf, etc.)	Vida atmosférica corta y por lo tanto bajo GWP, inflamabilidad, toxicidad y compatibilidad
HFIC, FIC (R-3111 (CH <sub>2</sub> FI), R-1311 (CF <sub>3</sub> I), etc.)	Caro, ODP>0 pero no en MP, algunos son tóxicos; compatibilidad
Alcoholes fluorados (-OH), cetonas fluoradas -(C=O)-	Eficiencia, inflamabilidad, toxicidad y compatibilidad
Otros	Refrigerantes no ideales

Las patentes sugieren que algunos candidatos y usos pueden requerir compatibilizadores (como aditivos antiespuma o desactivadores de superficies metálicas), estabilizadores (como inhibidores de oxidación), solubilizantes lubricantes u otros aditivos. Los fabricantes anticipan que las soluciones o sus variantes identificadas para satisfacer los requisitos de gases fluorados tendrán un potencial de aplicación más amplio. Se identifican oportunidades de aplicación más amplias, tanto para refrigerantes en sistemas de aire acondicionado y refrigeración estacionarios como para aplicaciones de agentes espumantes y extintores de incendios<sup>35</sup>.

Las respuestas rápidas y optimistas al límite de GWP de gases fluorados para refrigerantes automotrices y el comienzo de la próxima generación, indican que existen opciones de refrigerantes para cumplir los objetivos ambientales más sostenibles que los incorporados en los Protocolos de Montreal y Kyoto. En este punto, las consideraciones más importantes son:

<sup>34</sup> James M. Calm (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and Outlook, International Journal of Refrigeration Volume 31, Issue 7, November, 1127.

<sup>35</sup> DuPont (2006), Singh et al. (2005) y Minor et al. (2006)

- 1 Los fabricantes examinaron y realizaron pruebas limitadas de refrigerantes de reemplazo clave. Los registros documentan las pruebas de refrigerantes sin SAO para reemplazar los CFC, por ejemplo: el uso de R-134a en el desarrollo de refrigeradores domésticos, más de 10 años antes del Protocolo de Montreal. Excepto como componentes de mezcla (R-152a en R-500 y R-23 en R-503), la industria evitó los refrigerantes HFC basándose en consideraciones de lubricantes antes de la eliminación de SAO, pero reconocidos como candidatos desde 1928.
- 2 Una mejor optimización con los refrigerantes antiguos habría producido una eficiencia mayor en la mayoría de los casos, y los refrigerantes alternativos reducen los márgenes para una mayor mejora de la eficiencia del producto.
- 3 Ninguno de los refrigerantes actuales o candidatos es ideal, y el descubrimiento futuro de refrigerantes ideales es extremadamente improbable. Las restricciones cada vez mayores obligan a nuevos compromisos entre diferentes objetivos ambientales, de seguridad, de rendimiento, de costos y otros; no amplían las opciones finitas disponibles.
- 4 La atención secuencial a los problemas ambientales individuales corre el riesgo de eliminar opciones importantes o críticas, para soluciones generales equilibradas, basadas en un impacto menor o insignificante en problemas individuales.

## 2.2 Refrigerantes naturales

Los refrigerantes naturales se definen como “aquellos que ocurren en los ciclos biológicos y químicos de la naturaleza sin intervención humana”<sup>36</sup>. Actualmente se promueve el uso de refrigerantes más eficientes y ecológicos; varios fabricantes elaboran compresores compatibles con hidrocarburos, específicamente refrigerantes con mezclas de HC y R600a ya que tienen una mayor eficiencia del ciclo de Carnot, comparado con el R134a. Dado la peligrosidad de este tipo de refrigerantes por ser inflamables, se realizan estudios para superar estos inconvenientes y reducir los riesgos para su aplicación.

Wang, Eisele, Hwang y Radermacher en 2010 propusieron el uso de sistemas de circuito secundario, intercambiadores de calor, instalación de sensores de refrigerantes inflamables y extractores de aire para minimizar los riesgos. En Europa comúnmente se usan los sistemas de refrigeración de dos fases con refrigerante secundario, debido a los beneficios ambientales y características de ahorro de energía, pero no se implementa en todo el mundo debido a sus elevados costos; la inversión es mayor, pero es una iniciativa importante.

---

<sup>36</sup> ASHRAE Position Document on NATURAL REFRIGERANTS. 2011, 4.

Los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor utilizan fluidos de trabajo como medio para transferir calor entre fuentes y disipadores de calor. Estos fluidos deben tener propiedades adecuadas para el funcionamiento de estos sistemas. En el caso de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, los fluidos de trabajo generalmente deben absorber el calor a bajas temperaturas ( $< 0^{\circ}\text{C}$ ) sin congelarse y rechazar el calor a temperaturas y presiones muy altas.

Aproximadamente 193 sustancias diferentes se han usado en los últimos 160 años en la historia de la refrigeración<sup>37</sup>, la mayoría descartados por ser inadecuados por diversas razones. Entre los diversos refrigerantes naturales se encuentran: amoníaco, hidrocarburos, dióxido de carbono, agua y aire. Los refrigerantes naturales proporcionan alternativas a refrigerantes como los clorofluorocarbonos (CFC's), hidroclorofluorocarbonos (HCFC's) e hidrofluorocarbonos (HFC's); la Figura 11 muestra la producción anual de fluorocarbonos. Además de su cero ODP y su bajo o nulo GWP, son compatibles con los elastómeros<sup>38</sup> de sistemas de refrigeración y solubles en aceites minerales. Dado que los refrigerantes naturales no contienen átomos de cloro o flúor, no pueden reaccionar con el agua y, por tanto, no forman ácidos fuertes que puedan provocar fallas en el sistema.

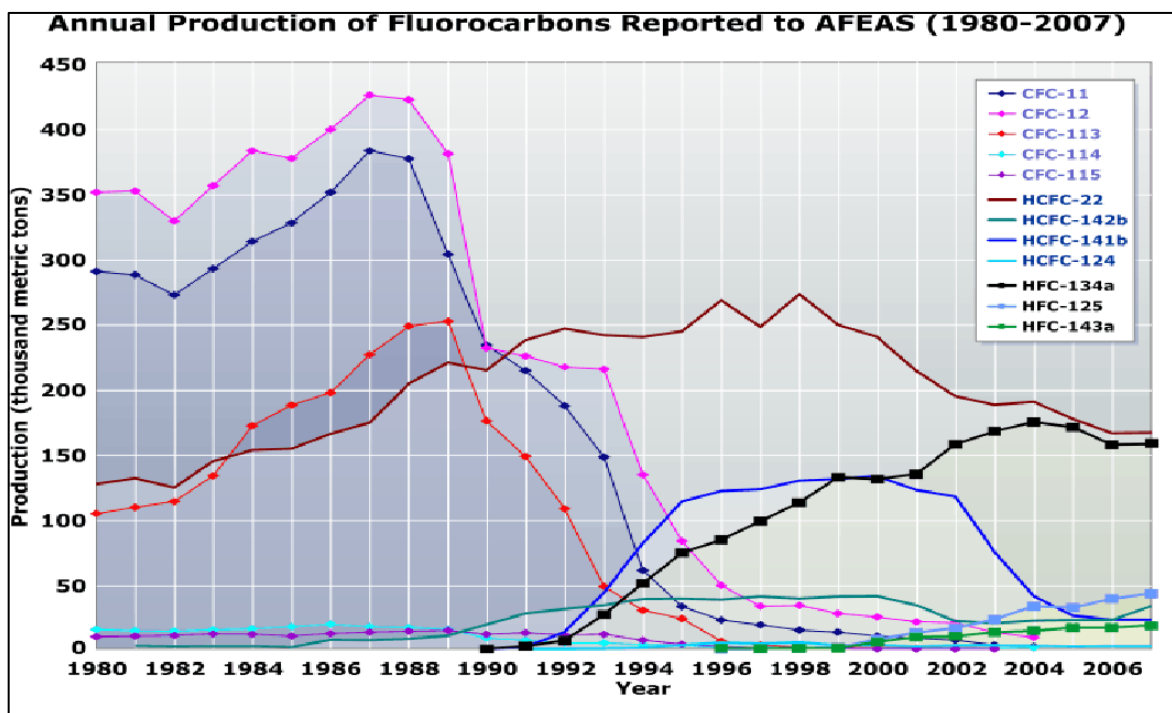


Figura 11. Producción anual de fluorocarbonos<sup>39</sup>.

<sup>37</sup> [www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations](http://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations).

<sup>38</sup> Polímero que se obtiene mediante condensación de bases hidroxílicas combinadas con isocianatos, haciendo de éste un termoplástico ideal para líneas de agua helada o para paneles en cámaras frigoríficas.

<sup>39</sup> F. atmospheric training course 2014, eesa, Michel Van Roozendaal, BIRA-IASB, 27-31 October, Germany.

La investigación se ha centrado recientemente en el desarrollo de nuevos refrigerantes para reemplazar los CFC's y los HCFC's. Estos nuevos fluidos de trabajo son compuestos sintéticos, a saber, hidrofluorocarbonos (HFC's). Aunque el ODP de algunos HFC's es cero, su GWP, relacionado con el efecto invernadero, puede ser grande. Una alternativa a los HFC's es el uso de sustancias refrigerantes naturales, como:

- Amoníaco (NH<sub>3</sub>)
- Hidrocarburos (HC's)
- Dióxido de carbón (CO<sub>2</sub>)
- Agua (H<sub>2</sub>O).
- Aire (N<sub>2</sub>).

Los refrigerantes naturales tienen cero ODP y la mayoría también tienen cero GWP. Sin embargo, algunos de ellos pueden ser inflamables y/o tóxicos. La Tabla 3 muestra una comparación de algunas características de los refrigerantes sintéticos y naturales más comunes.

**Tabla 3. Características de algunos refrigerantes sintéticos y naturales<sup>40</sup>.**

Refrigerante	R-12 CFC	R-22 HCFC	R-134a HFC	R-717 NH <sub>3</sub>	R-744 CO <sub>2</sub>	R-290 PROPANO	R-600 BUTANO	R-718 H <sub>2</sub> O	R-728 AIRE
<b>Sustancia natural</b>	NO	NO	NO	SI	SI	SI	SI	SI	SI
<b>ODP</b>	0.9	0.05	0	0	0	0	0	0	0
<b>GWP</b>	3	0.34	0.29	0	0	<0.03	<0.03	0	0
<b>Toxicidad TLV</b>	1,000	500	1,000	25	5,000	1,000	1,000	NO	NO
<b>Flamabilidad</b>	NO	NO	NO	SI	NO	SI	SI	NO	NO
<b>Temperatura de punto crítico (°C)</b>	115.5	96.2	100.6	133	31.1	96.8	152.1	374.2	-140
<b>Presión de punto crítico (Bar)</b>	40.1	49.9	40.7	114.2	73.7	42.6	38	221.2	37.2
<b>Punto de ebullición normal (°C)</b>	-30	-40.8	-26	-33.3	-78.4	-42.1	-0.4	100	NO
<b>Capacidad de refrigeración máxima a 0°C (kJ/m<sup>3</sup>)</b>	2,733	4,344	2,864	4,360	22,600	3,888	1,040	1349	-----

Se han realizado estudios que analizan el comportamiento del agua como refrigerante en sistemas simples de compresión de vapor y se ha descubierto que este refrigerante

<sup>40</sup> A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants Ali Kilicarslan and Norbert Müller. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH. Int. J. Energy Res. 2005; 29:947–959.

natural posee excelentes propiedades; en teoría, está demostrado que el agua produce mejores COP que los otros refrigerantes convencionales.

### a) R-717: Refrigerante Amoníaco (NH<sub>3</sub>)

Es un refrigerante usado a gran escala por más de 120 años, tiene excelentes propiedades termodinámicas y de transporte, superiores a las de los CFC, HCFC y HFC. Algunas ventajas del amoníaco<sup>41</sup> son que la eficiencia es mejor en equipos económicos, es tolerante a aceites minerales comunes, tiene baja sensibilidad a pequeñas cantidades de agua en el sistema, fácil detección de fugas, disponibilidad ilimitada y bajo precio. Para sistemas grandes, la desventaja es la seguridad y, en sistemas pequeños, los costos adicionales; la toxicidad del amoníaco no se considera preocupante debido a la percepción del olor en concentraciones incluso como 5 ppm, donde el valor límite umbral para la exposición diaria es de 50 ppm; es insoportable para el hombre a 500 ppm; su toxicidad aguda comienza en 2500 ppm y es inflamable al 15% en volumen. Por lo tanto, se considera muy seguro en relación con los peligros directos.

Las reglas de seguridad para equipos de amoníaco indican que ninguna parte del equipo debe tener contacto directo con el público y la instalación no debe retener cantidades significativas de amoníaco, en caso de una ruptura importante. Por tales motivos se emplean sistemas indirectos y carcasas alrededor de los sistemas, ocasionalmente combinados con un tanque de agua.

### b) R-290, R-600 y R-600a: Refrigerantes hidrocarburos (HC's)

Son sustancias naturales que incluyen propano, pentano y butano; son excelentes refrigerantes debido a su eficiencia energética, punto crítico, solubilidad, transporte y propiedades de transferencia de calor. Los CFC, HCFC y HFC son respetuosos con el ambiente.

**Tabla 4. Efectos ambientales de algunos refrigerantes hidrocarburos (\*en 100 años, \*\*a 25°C, \*\*\*%vol)<sup>42</sup>.**

Descripción	Propano (R290)	N-butano (R600)	Iso-butano (R600a)
ODP	0.0	0.0	0.0
GWP*	3.0	3.0	3.0

<sup>41</sup> GTZ. Natural Refrigerants. Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) Yearbook, Germany, 1995.

<sup>42</sup> Wang RZ, Li Y. Perspectives for natural working fluids in China. International Journal of Refrigeration 2007; 30: 568–81.



Densidad**	492.7 kg/m <sup>3</sup>	532.5 kg/m <sup>3</sup>	550.7 kg/m <sup>3</sup>
Límite de inflamabilidad***	2.1-11.4	1.7-10.3	1.9-10.0
Masa molecular	44.1 kg/kmol	58.1 kg/kmol	58.1 kg/kmol

Los HC y sus mezclas tienen cero ODP y muy bajo GWP tal como se indica en Tabla 4. La preocupación importante respecto a la adopción de HC's como refrigerantes es su inflamabilidad. Millones de toneladas de hidrocarburos se utilizan de manera segura cada año en todo el mundo para cocinar, calentar, transporte y aerosoles, por lo que es fundamental que la industria de la refrigeración garantice su uso seguro como refrigerantes. Para que los HC's se combinen en contacto con el aire, se debe cumplir que:

- i) Debe haber arrendamiento de hidrocarburos.
- ii) El hidrocarburo debe mezclarse con la proporción correcta de aire, siendo el rango de inflamabilidad aproximadamente entre 1% y 10%, fuera de estos límites no puede ocurrir combustión.
- iii) Debe estar presente una fuente de ignición de energía superior a  $2.5 \times 10^{-4}$  kJ o una superficie con una temperatura superior a 440°C.

Se deben tomar las siguientes medidas para evitar probables incendios o explosiones:

- i) Contener el hidrocarburo en un sistema sellado y/o reducir el número de conexiones.
- ii) Restringir la carga máxima de hidrocarburos.
- iii) Instalar ventilación para que la concentración final de hidrocarburos en el aire esté por debajo del límite inferior de inflamabilidad.
- iv) Eliminar la fuente de ignición asociada con el sistema.

### **c) R-718: Refrigerante Vapor de Agua (H<sub>2</sub>O)**

El agua ha sido considerada como uno de los mejores refrigerantes naturales debido a su no toxicidad, no inflamabilidad, cero ODP, cero GWP y bajo costo; se puede utilizar como refrigerante en forma de: deshumidificación por desecante/enfriamiento por evaporación, enfriador de absorción, enfriador de adsorción y enfriador de compresión. Las propiedades termofísicas del agua son consistentes con un sistema de enfriamiento por compresión de vapor con el potencial de lograr un COP alto.

Los sistemas de R-718 de ciclo abierto se utilizan ocasionalmente para enfriamiento por evaporación directa con tiempo de operación bajo, cuando el alto consumo de



energía es menos importante comparado con los costos de inversión y mano de obra<sup>43</sup>. El volumen de vapor a comprimir es alto y del mismo orden de magnitud que para un ciclo de aire frío abierto de capacidad similar; normalmente se aplican eyectores de vapor.

Así mismo, se ha propuesto el agua como refrigerante en sistemas regulares que utilizan turbocompresores o compresores rotativos<sup>44</sup>. Las dimensiones físicas de tales máquinas son grandes y caras. En el área de la bomba de calor de alta temperatura, el agua es un medio de trabajo ideal. Se ha utilizado durante muchos años en sistemas abiertos para la concentración de líquidos por evaporación. Dado que el aumento de temperatura se limita a lo que se requiere para la transferencia de calor, el COP se eleva a más de 20. La baja elevación también permite el uso de turbocompresores de una etapa simples y económicos. Para bombas de calor de ciclo abierto o cerrado, en múltiples aplicaciones industriales, dentro del rango de 80°C a 100°C, el agua es la mejor opción.

#### **d) R-744: Refrigerante Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>)**

El CO<sub>2</sub> no es inflamable ni tóxico, es económico, es abundante y no afecta el ambiente. Tiene un GWP = 1, pero como gas técnico es 0, ya que es producto de desecho industrial. El R-744 se utiliza en sistemas de refrigeración y aire acondicionado automotrices, domésticos, comerciales e industriales; falta mejorar su eficiencia energética y reducir el costo de sistemas.

Inicialmente, el R-744 se utilizó como refrigerante entre 1930 y 1940 en refrigeradores marítimos y otros sistemas estacionarios. Sin embargo, las regiones tropicales marítimas reducen su capacidad. Finalmente se abandonó como refrigerante debido a esto y a la introducción de clorofluorocarbonos (CFC) e hidroc fluorocarbonos (HCFC)<sup>45</sup>.

No es necesario capturar R-744 durante el llenado, mantenimiento o reparación de sistemas de aire acondicionado, lo cual simplifica su manejo y genera ahorros. El interés por su uso reapareció a fines de los 80's debido a la mayor conciencia por los daños ambientales de los fluorocarbonos.

---

<sup>43</sup> Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC replacement. International Journal of Refrigeration 1995; 18: 190–7.

<sup>44</sup> Mads H., Minds G., Energy saving in process cooling by use of water as a refrigerant. International Journal of Refrigeration 1993; 16: 75–85.

<sup>45</sup> Lorentzen G, Pettersen J., A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. International Journal of Refrigeration 1993; 16: 4–12.

La propiedad que define el comportamiento del R-744 en un ciclo de refrigeración es su baja temperatura crítica (31.1°C)<sup>46</sup>; el ciclo de compresión de vapor con R-744 a temperatura ambiente suele funcionar parcialmente sobre el punto crítico y a presiones muy elevadas, que la mayoría de los halocarbonos. Consecuentemente, en el proceso de rechazo de calor ya no predomina la condensación, sino en el enfriamiento de vapor transcrítico con disminución de la temperatura del refrigerante gaseoso dentro del intercambiador de calor.

Para mejorar el rendimiento de enfriamiento y el COP del sistema, el refrigerante debe enfriarse en el enfriador del gas, ocasionando que la temperatura de salida se acerque lo máximo a la temperatura ambiente. Con el fin de lograr un intercambio de calor más eficiente en el enfriador, se utiliza tecnología de aletas de tubo multipuerto<sup>47</sup>. En general, los intercambiadores de calor de R-744 tienen mayor capacidad que cualquier refrigerante de halocarbonos y poseen mayor capacidad en términos de transferencia de calor, llegando a ser más amigables con el enfriador y gestión de retención/drenaje de vapor de agua condensado.

Una desventaja es que la presión de funcionamiento del sistema de refrigeración transcrítica que usa R-744 es muy alta, pero se puede elegir un sistema de refrigeración en cascada, donde el sistema de refrigeración del R-744 es preenfriado por otro sistema de refrigeración<sup>48</sup>.

#### **e) R-718: Refrigerante Aire (79% N<sub>2</sub>+21% O<sub>2</sub>)**

El aire es el refrigerante más seguro y económico conocido. Es inofensivo para el medio ambiente, los seres humanos y la comida, y además es gratis. Se usó en el pasado, pero hoy en día se usa principalmente en aire acondicionado de aviones.

Un ciclo operativo utilizado con el aire como fluido de trabajo es el ciclo inverso de Joule-Brayton, en el que solo se intercambia calor sensible (o sistema desecante), el cual se muestra en la Figura 12. Como es un ciclo abierto, no hay problemas con respecto a fugas y cargas. Su COP depende en gran medida de la eficiencia del intercambiador de calor, compresor y expansor. Los valores más bajos obtenidos con los antiguos equipos alternativos llevaron al uso de compresores rotativos y

---

<sup>46</sup> ASHRAE. Thermophysical properties of refrigerants. Atlanta (GA): ASHRAE Fundamental, Inc.; 2001 Chapter 20, p. 1–67.

<sup>47</sup> Antonijevic D. Technical and environmental aspects of synthetic refrigerants replacement by carbon dioxide in mobile air conditioning. *Journal of Automobile Engineering* 2004; 218: 1111–7.

<sup>48</sup> Robinson D, Groll E. Using carbon dioxide in a transcritical vapour compression refrigeration cycle. In: *Proceedings of the sixth international refrigeration conference*, Purdue university, July 1996, p. 25–28.

expansores, con una eficiencia isentrópica mucho mejor. En este ciclo, la disminución del COP debido a la disminución en la temperatura más baja del ciclo es mucho menor que en los ciclos de compresión de vapor. De esta manera, el ciclo es más atractivo a temperaturas bajas. Existen diferentes configuraciones del ciclo inverso Joule-Brayton, que logran condiciones de trabajo óptimas.

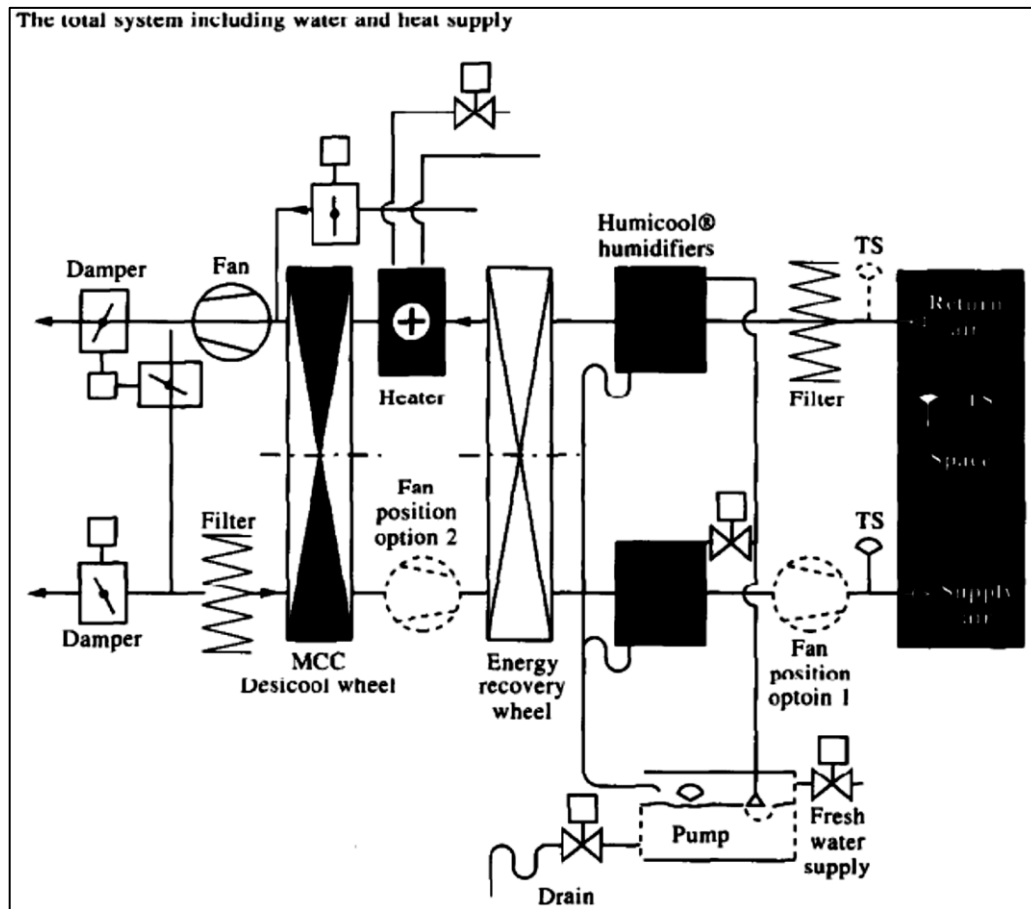


Figura 12. Esquema de un sistema desecante<sup>49</sup>.

### 3. Ciclos de refrigeración y tecnologías

En la presente sección se analiza las características de los ciclos de refrigeración y algunas tecnologías que aplican dichos ciclos. Cabe señalar que, durante el desarrollo de las máquinas frigoríficas se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que sobresalieron el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de azufre, cloruro de metilo y en cierta medida, algunos hidrocarburos. En las décadas siguientes, la atención fue orientada hacia el mejoramiento del diseño mecánico y a la operación de los equipos.

<sup>49</sup> M. Kauffeld, H. Kocning and H. Kruse. 1991. Theoretical and experimental evaluation of air cycle refrigeration and air conditioning. Proc. 18th Int. Congress on Refrigeration. Montreal,3, 1124-1 129.

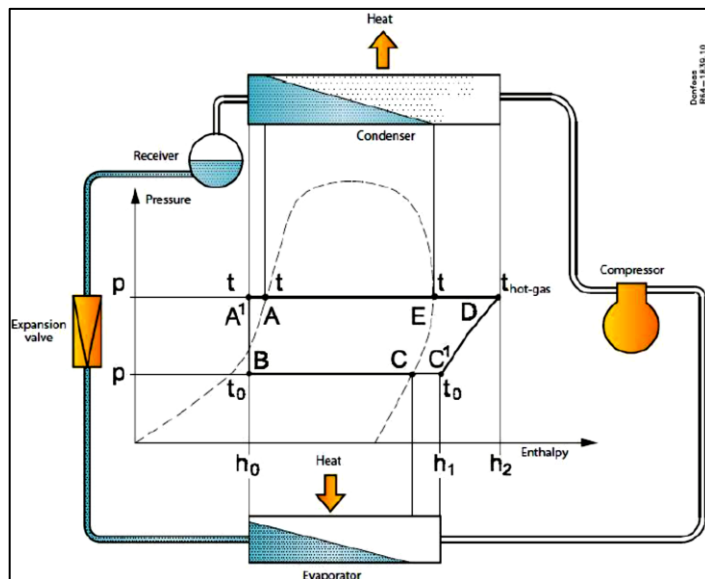
Existen muchos tipos de sistemas de enfriamiento, que incluyen absorción, evaporación, termoeléctrica y compresión mecánica. Los diferentes tipos de sistemas de refrigeración difieren en cómo realizan esta tarea, pero todos implican el uso de energía para mover el calor. El ciclo mecánico de compresión-refrigeración es el más común.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica se aplica en aire acondicionado, refrigeración comercial y refrigeración de procesos industriales. Los sistemas de aire acondicionado refrescan a las personas. Utilizan refrigeración para proporcionar refrigeración y deshumidificación cómodas en edificios residenciales y comerciales. Los sistemas de refrigeración comercial se ocupan principalmente de los productos de refrigeración. Los sistemas de refrigeración comercial se pueden encontrar en supermercados, restaurantes, almacenes refrigerados y laboratorios de ciencias. La refrigeración de procesos industriales se utiliza para enfriar equipos y maquinaria en grandes plantas de fabricación industrial.

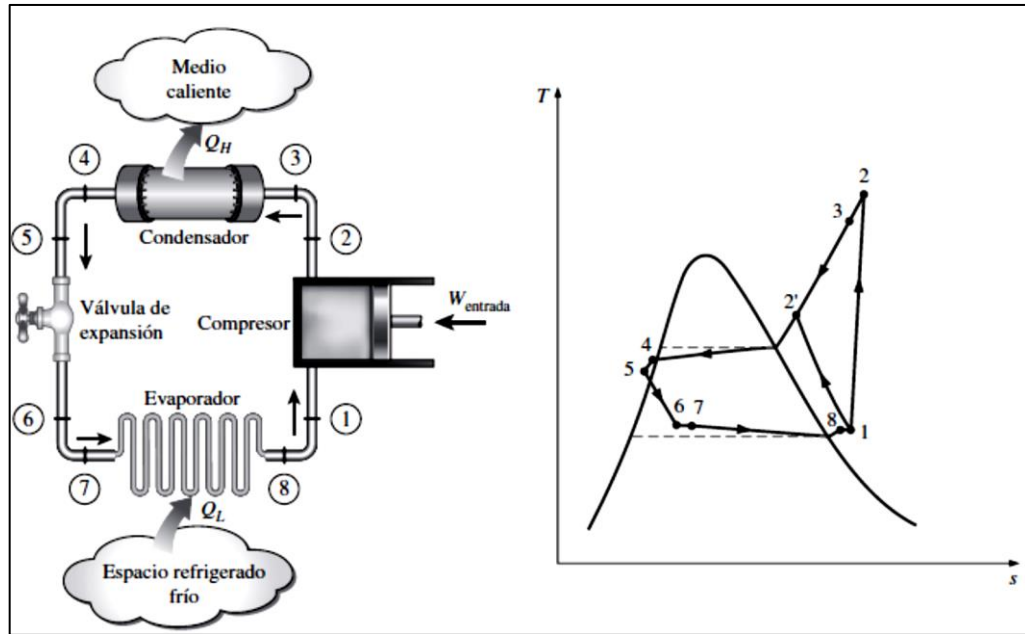
### 3.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor simple

Cualquier equipo de compresión mecánica se compone de cuatro elementos principales unidos entre sí por medio de líneas frigoríficas como se muestra en las Figuras 13a y 13b:

- i) Compresor.
- ii) Condensador.
- iii) Válvula de expansión.
- iv) Evaporador.



(a)



(b)

Figura 13. Circuito simple de refrigeración por compresión de vapor (a)<sup>50</sup> y (b)<sup>51</sup>.

El cambio de estado y sus procesos, en la figura (a), se establecen como:

- C<sup>1</sup> a D: **Compresión (politrópico)** } **Compresor**
- D a E: **Sobrecalentamiento (isobárico)**
- E a A: **Condensación (isobárico, isotérmico)** } **Condensador**
- A a A<sup>1</sup>: **Subenfriamiento (isobárico)**
- A<sup>1</sup> a B: **Expansión (estrangulamiento, Isoentálpico)** } **Válvula TXV**
- B a C: **Evaporación (isobárica, isotérmica)** } **Evaporador**
- C a C<sup>1</sup>: **Sobrecalentamiento (isobárico)**

Donde: p=presión, h=entalpía, t=temperatura.

La figura (b) muestra los 8 estados del proceso termodinámico de un ciclo frigorífico simple (izquierda) y su representación en un diagrama temperatura-entropía (derecha).

Dentro de un sistema de refrigeración por compresión de vapor se considera al compresor como el elemento más importante, porque es el “corazón” del equipo y, por ende, es también el más afectado termodinámicamente (ver Figura 14). La función del compresor es:

- Aspirar el refrigerante de baja presión en forma de vapor del evaporador.

<sup>50</sup> Selvaraji Muthu & Aseem Kumar Jaiswal. Refrigerant types, issues, trends & future options. 2013. 1-16.

<sup>51</sup> Termodinámica, Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, 8a ed, México, 2014.

- Comprimir el refrigerante a una presión más alta con vapor sobrecalentado.
- Bombear este vapor sobrecalentado a alta temperatura y presión al condensador.

### 3.2. Sistema de refrigeración por compresión de vapor múltiple

En el ciclo de compresión simple, la compresión y expansión se producen en un solo salto (máquinas domésticas y equipos industriales); en estas máquinas, las presiones y temperaturas (de condensación y evaporación) no difieren excesivamente. Cuando la diferencia de presiones entre la aspiración y escape (salida) del compresor es muy grande, se producen los siguientes fenómenos:

- Un aumento importante en la temperatura de escape del compresor puede originar la posible descomposición del aceite lubricante con el consiguiente acortamiento de la vida media de la máquina.
- Un aumento de la relación de compresión implica que el rendimiento volumétrico propio del compresor simple disminuye, lo que da origen a una disminución de la capacidad frigorífica al bombear menor cantidad de fluido frigorífico.
- A medida que nos adentramos en la zona de vapor recalentado se produce una inclinación cada vez mayor de las líneas de entropía constante; hecho que se origina al aumentar la relación de compresión, lo que implica un incremento de la potencia requerida por el compresor.

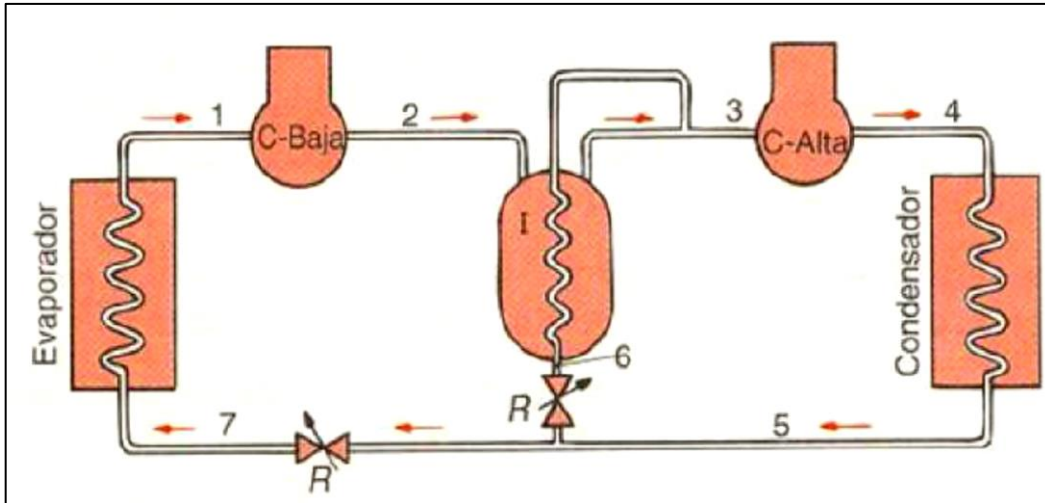
Así entonces, a partir de ciertos límites puede resultar más económico utilizar un ciclo de compresión múltiple, el cual se divide en: *compresión múltiple directa* y *compresión múltiple indirecta o en cascada*.

En las instalaciones de compresión múltiple directa, el fluido frigorífico se comprime dos o más veces, sucesivamente, existiendo un enfriamiento del vapor recalentado después de cada compresión. Comúnmente se utiliza la compresión doble directa, los sistemas de compresión de más etapas son posibles, pero menos frecuentes en la industria.

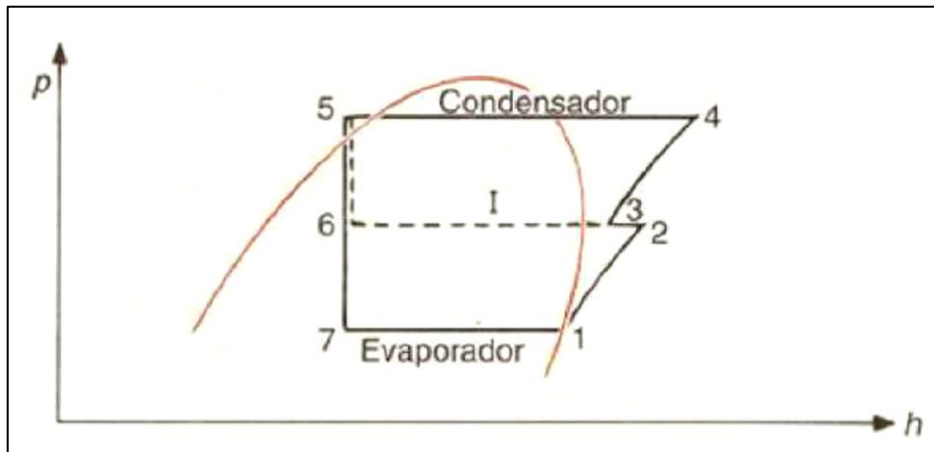
Los ciclos de compresión múltiple se utilizan cuando las temperaturas de enfriamiento son muy bajas, esto hace necesario un salto de presiones muy elevado para hacer la compresión en una etapa, lo cual implicaría un elevado sobrecalentamiento del refrigerante y mucha potencia gastada por el compresor.

### 3.3 Compresión en dos etapas con enfriamiento intermedio por intercambiador

En este caso, el enfriador 1 puede operar con agua fría o con el propio refrigerante sin mezclarse, como se muestra en las Figuras 14 (a) y (b).



(a)



(b)

**Figura 14. Compresión en 2 etapas con enfriamiento con intercambiador<sup>52</sup>.**

*Compresor en dos etapas con enfriador separador abierto con inyección total (booster open flash).*

En este caso, en el recipiente 1 se mezcla la totalidad del líquido refrigerante que alimenta el evaporador (Figura 15). En este recipiente se enfría el vapor entre compresor de baja y de alta, y también se enfría el fluido que es enviado al evaporador.

<sup>52</sup> Ashrae, Fundamentals 2017 (SI Edition), 784-873.

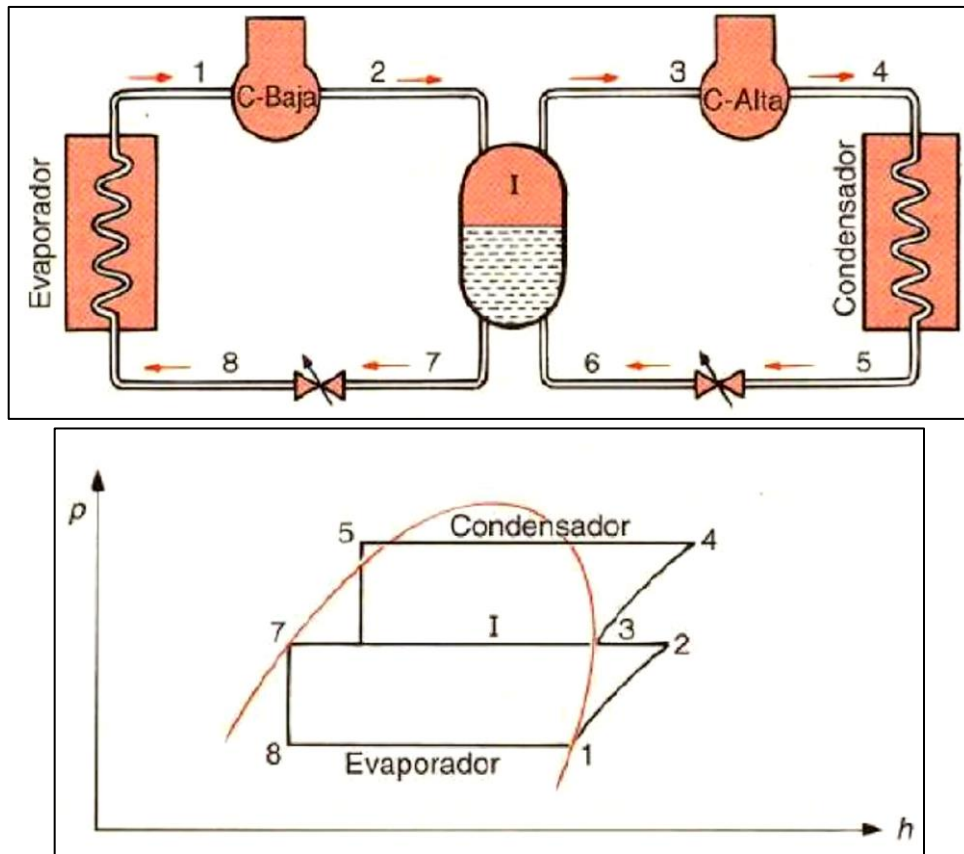


Figura 15. Compresión en 2 etapas con enfriamiento “booster open flash”<sup>53</sup>.

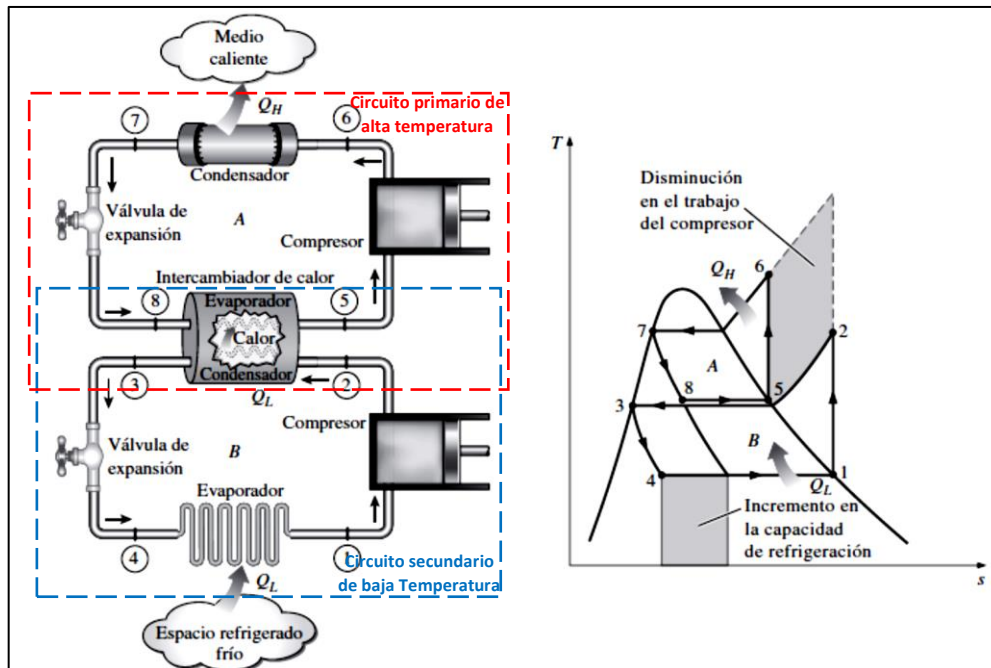
### 3.4 Ciclo de compresión en cascada

Las configuraciones de ciclo combinado para refrigeración se llaman *ciclos en cascada*<sup>54</sup>, CRS; es un arreglo en el cual se usan en serie, dos o más sistemas de refrigeración. El evaporador de un sistema se utiliza para enfriar el condensador del otro. Con los sistemas en cascada, se pueden lograr temperaturas bajas a ultra bajas.

<sup>53</sup> *idem*

<sup>54</sup> Fundamentos de Termodinámica Técnica. Moran Shapiro, 2a ed. Reverté. México. 2004. P. 529.





**Figura 16. Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas<sup>55</sup>.**

Los dos circuitos, primario y secundario, están conectados entre sí a través de un intercambiador de calor, que se utiliza simultáneamente como condensador del circuito de alta temperatura (HTC) y evaporador del circuito de baja temperatura (LTC), como se muestra en la Figura 16.

La configuración de diseño del sistema de refrigeración en cascada de dos etapas ofrece mejores capacidades de enfriamiento y un COP más alto que el del sistema de refrigeración por compresión de 1 etapa. Sin embargo, el mayor consumo de electricidad es una desventaja del CRS de dos etapas; por lo tanto, se ha propuesto un sistema de refrigeración en cascada de compresión-absorción impulsado por calor y energía para reducir el consumo de electricidad.

Este sistema de refrigeración está en cascada con un sistema de compresión en el LTC y un sistema de absorción en el HTC. Los dos subsistemas funcionan con diferentes refrigerantes y la temperatura de evaporación puede alcanzar hasta  $-170^{\circ}\text{C}$ <sup>56</sup>.

<sup>55</sup> Termodinámica, Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, 8a ed, México, 2014.

<sup>56</sup>Pan M., Zhao H., Liang D., Zhu Y., Liang Y., Bao G. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. Energies, MDPI Journal, 1-26.

### 3.5 Sistemas directos e indirectos

En la instalación directa el evaporador está en el interior del recinto a refrigerar, mientras que en la instalación indirecta se utiliza un fluido secundario para efectuar la refrigeración en dicho recinto, este fluido suele ser una mezcla anticongelante como por ejemplo glicol o salmueras. La Figura 17 muestra un esquema de los sistemas directo e indirecto.

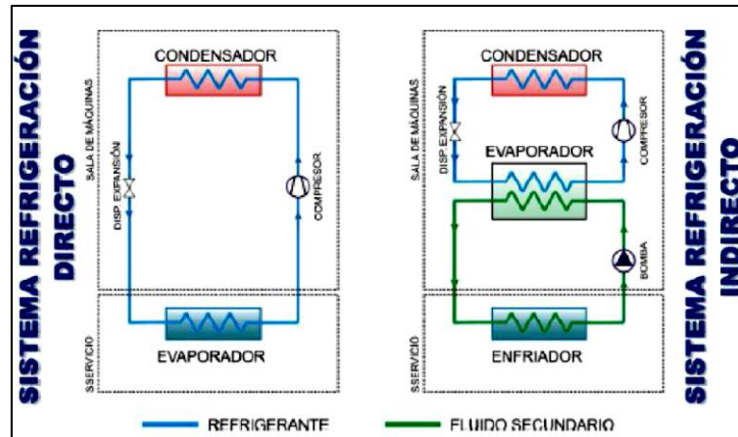


Figura 17. Sistemas directo e indirecto<sup>57</sup>.

El sistema de refrigeración indirecto consta de dos circuitos de fluidos distintos, que consisten en:

1. Circuito Primario: Circula refrigerante y es donde se produce el frío.
2. Circuito Secundario: Circula un fluido portador del frío.

A su vez, los sistemas indirectos se clasifican en:

- a) *Sistema indirecto cerrado*: Sistema de refrigeración con un sólo circuito auxiliar, cuya materia circulada no entra en contacto con el medio a enfriar o a acondicionar.
- b) *Sistema indirecto abierto*: Sistema de refrigeración con un sólo circuito auxiliar, cuya materia circulada entra en contacto con el medio a enfriar o a acondicionar.
- c) *Sistema doble indirecto cerrado*: Sistema de refrigeración con dos circuitos auxiliares en serie, tal que la materia circulada en el circuito final no entra en contacto con el medio a enfriar o a acondicionar.

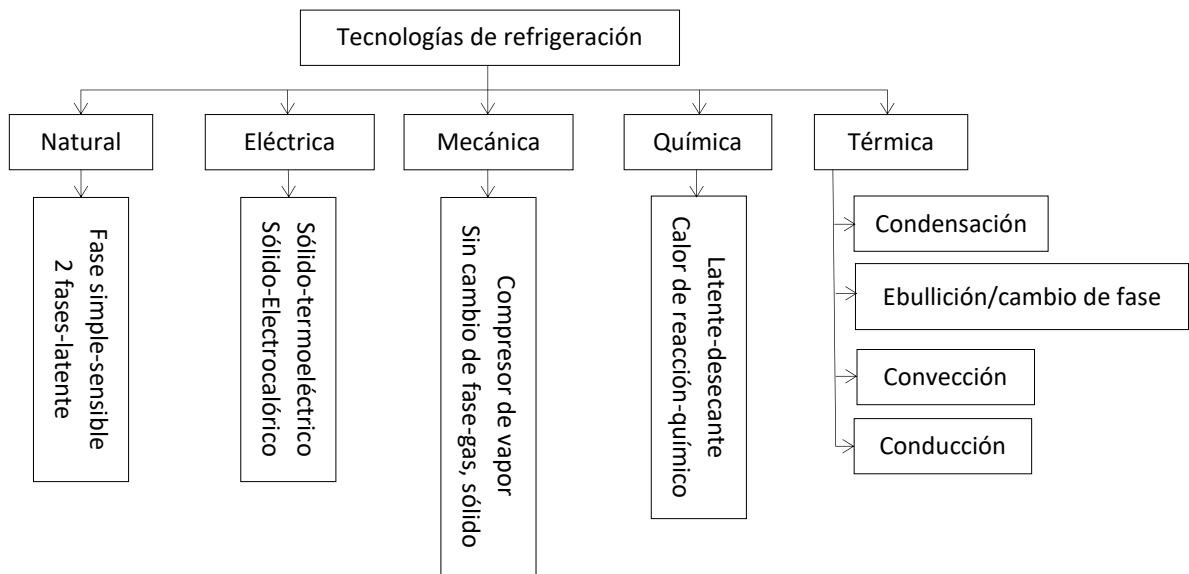
---

<sup>57</sup> Ídem.

- d) *Sistema doble indirecto abierto*: Sistema de refrigeración con dos circuitos auxiliares en serie, tal que la materia circulada en el circuito final entra en contacto con el medio a enfriar o a acondicionar.
- e) *Sistema indirecto cerrado ventilado*: Análogo al indirecto cerrado, pero el tanque del circuito principal está a la presión atmosférica.
- f) *Sistema indirecto abierto ventilado*: Similar al indirecto abierto, pero el evaporador está situado en un tanque abierto o comunicado con la atmósfera.

#### 4. Tecnologías

En lo que respecta a las tecnologías se debe tener en consideración que éstas requieren ciertas mezclas y estados de agregación para su correcta operación los anterior teniendo en cuenta la correlación entre la entrada de energía requerida como se muestra en la Figura 18, donde se presenta un esquema que clasifica las principales tecnologías de enfriamiento y sus subclases. Cabe señalar que las tecnologías de refrigeración también pueden clasificarse en función de otros factores, como refrigerantes, dispositivos o sistemas, y refrigeración directa o indirecta.

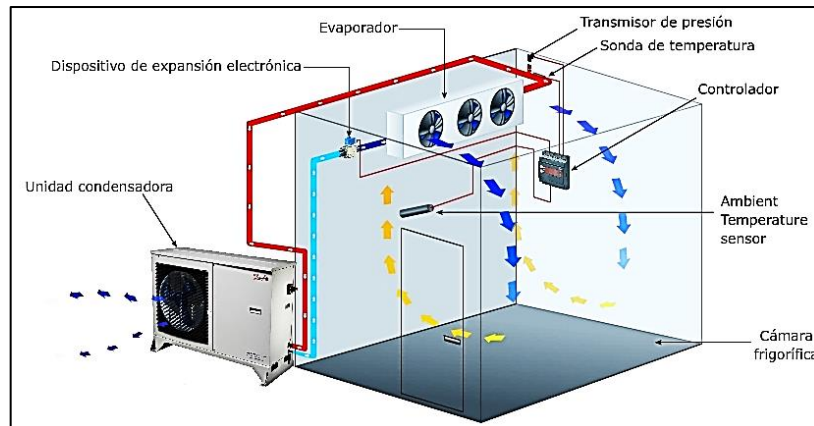


**Figura 18. Clasificación esquemática de las tecnologías de refrigeración en función del aporte energético<sup>58</sup>.**

<sup>58</sup> Murshed SMS, Nieto de Castro CA. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017; 78:821-833.

## 4. Cámaras Frigoríficas

En la Figura 19 se muestra el cuarto frío o cámara frigorífica que consiste en un recinto destinado a ser refrigerado o acondicionado a una temperatura menor a la del ambiente; está hecha para propiciar espacios controlados según la necesidad que se tenga.



**Figura 19. Cámara frigorífica: vista general<sup>59</sup>.**

La producción de frío, para la conservación de productos, es empleada para:

- Alimentos.
- Fármacos.
- Químicos
- Transporte.

Las instalaciones frigoríficas son esenciales para el mantenimiento de las condiciones de temperatura, humedad y composición gaseosa. Los materiales aislantes empleados en el sector frigorífico deben:

- Tener baja conductividad térmica.
- Ser muy poco higroscópicos.
- Inatacables por los roedores.
- Inodoros y ausencia de fijación de olores.
- Incombustibles.
- Neutro químicamente, etc.

Las cámaras frigoríficas se dividen en:

---

<sup>59</sup> Danfoss.com

1. Refrigeración ( $T > 0^{\circ}\text{C}$ )
2. Congelación ( $T < 0^{\circ}\text{C}$ ):
  - a)  $T < -4^{\circ}\text{C}$
  - b)  $T < -10^{\circ}\text{C}$
  - c)  $T < -18^{\circ}\text{C}$
  - d)  $T < -70^{\circ}\text{C}$

A su vez, se clasifican en:

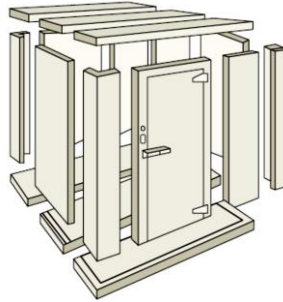
- Cámaras de almacenamiento frigorífico.
- Cámaras frigoríficas.
- Cámaras frigoríficas para productos congelados.
- Cámaras frigoríficas para productos refrigerados.
- Cámaras frigoríficas bitéperas.
- Cámaras frigoríficas mixta.
- Túneles de congelación.

Los elementos básicos y auxiliares de las cámaras frigoríficas son:

- Aislamiento.
- Barrera antivapor.
- Revestimientos
- Válvulas de equilibrado de presiones.
- Puertas.
- Prevención de congelación del suelo.
- Desagües.
- Ventanas para renovación de aire.
- Equipos de inyección de gases, equipos de humidificación, iluminación, etc.

Las cámaras frigoríficas y congeladores son una de las aplicaciones más comunes para la refrigeración comercial. La Figura 20 muestra los gabinetes fabricados normalmente con paneles modulares con aislamiento metálico, generalmente de 1 a 4 pulgadas de espesor, según el requisito de temperatura dentro del gabinete.

El uso de secciones de esquina y paneles de techo y pared estándar puede hacer cajas de varios tamaños. Los paneles se pueden ensamblar en el trabajo utilizando sujetadores de leva excéntrica especiales. Se utilizan paneles aislantes para los suelos. Las superficies interiores de los paneles de paredes y techos suelen estar revestidas con aluminio y los suelos con hierro galvanizado. El acero inoxidable también se usa comúnmente tanto dentro como fuera del gabinete.



**Figura 20. Cámara frigorífica/congelador modular<sup>60</sup>.**

#### 4.1 Tipos de cámaras frigoríficas

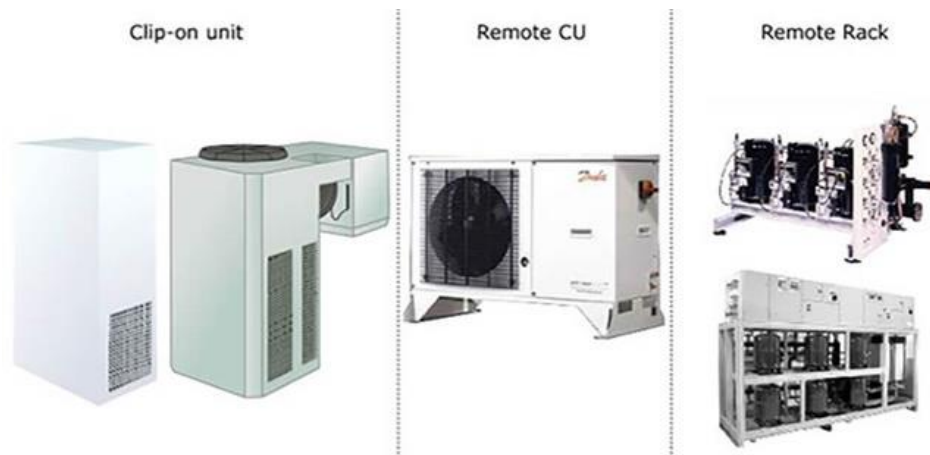
Los sistemas de refrigeración para cámaras frigoríficas están disponibles, por ejemplo, como dispositivos de “clip” <sup>61</sup>. Tal dispositivo combina el compresor y los registros (evaporador y condensador) en una sola carcasa. Se utiliza principalmente para cámaras frigoríficas con un volumen inferior a 30 m<sup>3</sup> y una única zona de temperatura. El clip en la unidad se puede instalar sobre o al lado de la cámara frigorífica. Las unidades con clip constan de 1 compresor, 1 condensador y 1 evaporador cada una.

Otra opción disponible para cámaras frigoríficas es la “unidad de condensación remota”. Este diseño consta de una unidad de condensación que está conectada al evaporador por tuberías. El evaporador normalmente se instala en el techo de la cámara frigorífica y está equipado con uno o más ventiladores que permiten que el aire circule en la cámara frigorífica. Este tipo de cámara frigorífica es adecuada para su uso tanto en edificios como en exteriores. Las cámaras frigoríficas con unidad de condensación remota constan de 1 compresor, 1 condensador y 1 evaporador cada una.

Los grandes usuarios, como supermercados o almacenes centrales, utilizan sistemas de refrigeración centralizados con varios compresores, que se instalan como una red de compresores. Estas plantas se pueden instalar por separado de las cámaras frigoríficas reales y se conectan a las cámaras frigoríficas individuales mediante tuberías. Los reguladores de refrigeración se pueden implementar para el control de la válvula solenoide con el fin de regular cada evaporador individualmente. La Figura 21 muestra un conjunto de compresores consta de varios compresores, 1 condensador, varias cámaras frigoríficas y, por lo general, varios gabinetes frigoríficos o vitrinas.

<sup>60</sup> Fundamentals of HVACR - Carter Stanfield & David Skaves, AHRI, 2nd ed. 2012. P. 1314.

<sup>61</sup> <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/case-stories/dcs/cold-storage-room-what-you-need-to-know-about-refrigeration-part-2/>



**Figura 21. Tipos de cámaras frigoríficas<sup>62</sup>.**

#### 4.2 Investigación y desarrollo de refrigerantes aplicados en cámaras frigoríficas

A pesar de que ya se han realizado investigaciones previas sobre el comportamiento de refrigerantes naturales en cámaras frigoríficas, estos sólo han considerado R744, R717 y R290, por lo que el presente estudio amplía la cantidad de refrigerantes desde el mismo punto de vista teórico (simulación)<sup>63</sup>.

La Figura 22 muestra el desarrollo actual de un refrigerador de ciclo de *aire*, donde se espera una temperatura de  $-45^{\circ}\text{C}$ ; adicionalmente también se informó de un programa de desarrollo sobre el uso de compresores de tornillo y expansores en un ciclo de *aire*<sup>64</sup>.

En otro proyecto de investigación sobre el desarrollo de bombas de calor de ciclo de *aire*, sistemas de *aire* acondicionado y refrigeración está en curso, donde se esperan temperaturas tan bajas como  $-35^{\circ}\text{C}$ <sup>65</sup>.

Actualmente, se está probando una unidad enfriadora en el campo en una fábrica donde funcionará durante un año para verificar que el concepto puede funcionar automáticamente durante muchas horas en las condiciones reales de producción. Los resultados de las pruebas preliminares son prometedores. El concepto muestra que es

<sup>62</sup> Danfoss.com

<sup>63</sup> A. Ouadha, C. Haddad, M. En-nacer, O. Imine. (2007). Performance comparison of cascade and two-stage refrigeration cycles using natural refrigerants. Researchgate. International Congress of Refrigeration, 1-8.

<sup>64</sup> Riffat S. B., Afonso C. F., Oliveira A. C., Reay D. A. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. Appl Therm Eng., (17), 33-42.

<sup>65</sup> *Ídem*.

posible lograr la misma eficiencia que una enfriadora R134a en las mismas condiciones<sup>66</sup>.

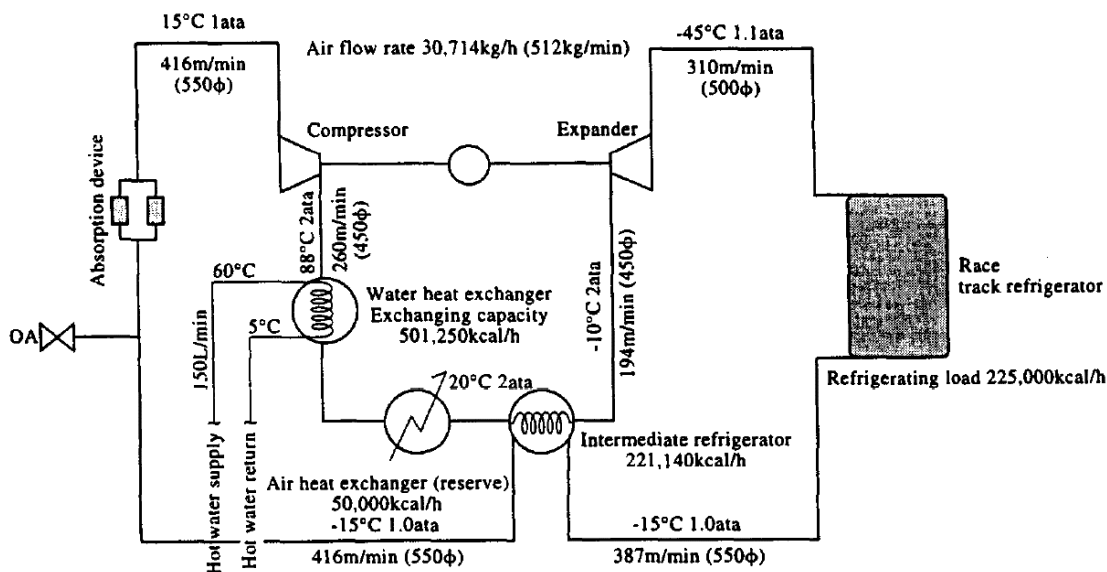


Figura 22. Sistema refrigerante de ciclo de aire<sup>67</sup>.

Tanto en la industria química como de refrigeración, se reconoce que hay dos soluciones alternativas y de reducción de contaminantes ambientales derivados de emisiones por refrigerantes: una es seguir desarrollando refrigerantes sintéticos de bajo GWP y cero ODP, como el R32, R1234yf y R1234ze, y la otra es utilizar refrigerantes naturales, como el R717, R744 y R290. La Tabla 5 muestra los fluidos asociados y los rangos de temperatura para los distintos CRS.

Tabla 5. Fluidos asociados y rangos de temperatura para los distintos CRS en las investigaciones revisadas en este trabajo<sup>68</sup>.

Tipo de ciclo	Principales fluidos de trabajo	Rango de temperaturas
CCRS	R744, R717	-60 a -80°C
TCRS	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , N <sub>2</sub> O, N <sub>2</sub>	-80 a -100°C
CARS	R717, LiBr-H <sub>2</sub> O	<-40°C
CACRS	R717, LiBr-H <sub>2</sub> O, R744	-40 a -50°C
ACRS	R23, R50-N <sub>2</sub> , R170, R290	<-60°C

<sup>66</sup> 47th International Congress & Exhibition on Heating, Refrigeration & Air Conditioning, 2016. WATER AS REFRIGERANT. Alexander Cohr PACHAI. 13-21.

<sup>67</sup> Riffat S. B., Afonso C. F., Oliveira A. C., Reay D. A. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. Appl Therm Eng., (17), 40.

<sup>68</sup> Mingzhang Pan, Huan Zhao, Dongwu Liang, Yan Zhu, Youcai Liang, Guangrui Bao. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. Energies. MDPI Journal. 13, 2254, 1-26.

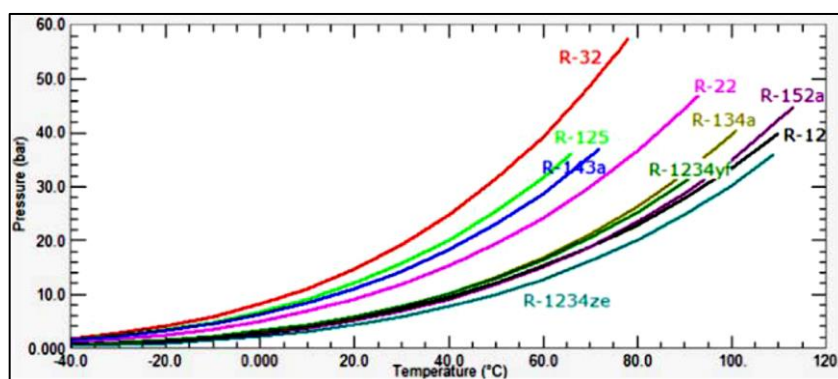


La Tabla 6 muestra los parámetros estándar de varios refrigerantes. En el pasado, los refrigerantes tradicionales con CFC y HCFC, como R11, R12, R22, R13, R500 y R520, se usaban ampliamente en CRS. Sin embargo, estos refrigerantes tienen un mayor ODP.

**Tabla 6. Parámetros estándar de varios refrigerantes revisados en CRS<sup>69</sup>.**

Refrigerante	ODP	GWP	T <sub>b</sub> [°C]	T <sub>crit</sub>	P <sub>crit</sub> [bar]	Flamabilidad
R744	0	1	-78.46	31.5	73.77	No flamable
R717	0	0	-33.33	132.4	113.33	Flamable
R600	0	20	-0.49	151.9	37.96	Flamable
R1270	0	20	-47.62	92.4	45.55	Flamable
R161	0	12	-37.5	102	51	Flamable
R170	0	20	-88.58	32.3	48.72	Flamable
R290	0	20	-42.11	96.9	42.512	Flamable
R404a	0	3850	-46.1	72.4	36.9	No flamable
R152a	0	124	-25	113.26	45.2	Flamable
R23	0	5.7	-84	25.7	48.4	No flamable
R41	0	107	-78.31	44.13	58.97	Flamable
R1234yf	0	4	-29.45	94.7	33.82	Flamable
R1234ze (E)	0	6	-18.95	109	36.32	No flamable
R1233zd (E)	0	7	18.26	166.5	36.24	No flamable

La Figura 23 muestra la curva de presión de vapor de refrigerantes seleccionados, como CFC, HCFC, HCF y HFO. Puede verse que la curva de presión de vapor del R-1234yf es similar a las del R-12 y R-134a; la selección del refrigerante facilita la conversión oportuna de CFC a HCFC, de HCFC a HFC o HFO y de HFC o HFO a refrigerantes naturales. La Tabla 7 muestra un estudio de trabajos previos sobre los CRS en investigaciones realizadas anteriormente y que no los incluye en el presente trabajo.



**Figura 23. Temperaturas y presiones críticas de refrigerantes sintéticos<sup>70</sup>.**

<sup>69</sup> Ídem.

**Tabla 7. Estudio comparativo de trabajos previos sobre los CRS<sup>71</sup>.**

Refrigerant couples		Parameters studies	Author
LTC	HTC		
R23	R152a, R290, R507A, R234a, R717, R404A R12, R22, R717 R134a, R290 R507A R404A	COP, Irreversibility COP COP, Exergetic efficiency COP COP, Exergy efficiency	Kilicarslan A, Hosoz M [22] Gupta and Parasad [23] Gami H M, A.M.A [24] Parekh and Tailor [25] Sun Zhili [15]
R744	R134, R290, R407C, R404A, R410A R717	COP, Operation parameters COP, Exergy destruction, Operation parameters Cooling capacity, COP, Exergy efficiency COP, Operation parameters COP, Cooling capacity Refrigeration capacity, COP Power requirements, COP, EEE and the PER COP, Heating, COP, Cooling, COP Optimum intermediate temperature, exergy Optimum intermediate level, Cooling capacity, COP T <sub>opt</sub> , COP <sub>max</sub> , Mass flow	P, K.M. [26]. Lee T, Liu C, Chen T [27] Chen Y, Han W, Jin H [28] HM Getu, PK Bansal [29] Bingming W, Huagen W, Jianfeng L [30] Dopazo J A, Fernández-Seara J [31] Fernández-Seara J, Sieres J, Vázquez M. [32]. Bhattacharyya S, Mukhopadhyay S Kumar A [33] Bhattacharyya S, Bose S, Sarkar J [34] Llopis R, Sánchez D, Sanz-Kock C [3] Dubey A, Kumar S, Agrawal G [35]
R744	R290 R404, R290, R1234ze, R152a R1270 R404A R152a, R134a R134a R134a, R404A R290, R717 R134a R717 R744 R134a	Electric energy consumption, Cost, Size COP, Operation parameters COP, Operation parameters COP, Operation parameters Exergetic efficiency, Cost COP, Cooling capacity COP, Exergy efficiency, Cost COP, Exergy efficiency COP, Cooling capacity	Da Silva A, Bandarra Filho E, Antunes A [36] Cabelo, R. et al. [37] Sánchez, D. et al. [38] Queiroz M V A, P.V.H.A [39] Eini, S. et al. [40] Llopis, R. et al. [41] Mosaffa, A.H. et al. [42] Megdouli, K. et al. [43] Sanz-Kock, C. et al. [44]
R170/R744 R290, R170/R744 N <sub>2</sub> O (R744a)	R290 R290 R744 R134a, R717, R744, N <sub>2</sub> O (R744a) R744	COP, Operation parameters, Cost COP, Operation parameters, Cost COP COP COP, Exergy efficiency	Eini S, S.H.D.N. [45]. Nasruddin, N. et al. [46] Bhattacharyya S, Garai A, Sarkar J [47] Kruse H, Rüssmann H [48] Megdouli, K. et al. [49]
R41 R508B, R170	R404A R134, R290, R407C, R404A, R410A	COP, Exergy efficiency COP, Exergy efficiency COP, Operation parameters	Sun Zhili [15] P, K.M. [26].

Algunas investigaciones recomiendan el uso de R41/R161 y R170/R161 en los CRS, el uso de R41/R161 en CRS es superior a otros refrigerantes para mejorar el COP y el rendimiento termodinámico cuando la temperatura de evaporación supera los -60°C; el componente de destrucción de exergía más grande está en el condensador, por lo que el trabajo de optimización futuro se puede realizar precisamente ahí, en el condensador<sup>72</sup>.

### 4.3 Compatibilidad de refrigerantes y materiales

#### a) Lubricantes

En los procesos de compresión de vapor, la presencia de aceite es intrínseca e inevitable ya que el aceite es necesario para lubricar las partes móviles internas para el correcto funcionamiento del compresor<sup>73</sup>. El lubricante proporciona un sello entre las

<sup>70</sup> Mingzhang Pan, Huan Zhao, Dongwu Liang, Yan Zhu, Youcai Liang, Guangrui Bao. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. *Energies*. MDPI Journal. 13, 2254, 5.

<sup>71</sup> Zhili Sun, Qifan Wang, Zhiyuan Xie, Shengchun Liu, Dandan Su, Qi Cui. (2019). Energy and exergy analysis of Low GWP Refrigerants in Cascade Refrigeration System. *Energy*, 170, 1171.

<sup>72</sup> *Ídem*.

<sup>73</sup> Filho EPB, Cheng L, Thome JR. (2009). Flow boiling characteristics and Flow pattern visualization of refrigerant/lubricant mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 32, 185–202.

partes móviles que permiten la compresión de vapor eficiente<sup>74</sup>. Los beneficios de introducir lubricantes de refrigeración más eficientes energéticamente pueden conducir a una reducción del consumo de energía de hasta el 15% y reducciones indirectas de las emisiones de CO<sub>2</sub> (GEI). Pequeñas cantidades de aceite lubricante pueden migrar desde el compresor a otras partes del sistema (evaporador, condensador, dispositivos de expansión, tuberías, etc.), alterando inevitablemente la transferencia de calor y fricción del refrigerante<sup>75</sup>.

Para minimizar los efectos negativos sobre la transferencia de calor y asegurar el retorno del aceite al compresor, el aceite debe ser suficientemente miscible con el refrigerante. Los refrigerantes HFC no son miscibles con los aceites minerales que se utilizan en los sistemas CFC. Por lo tanto, los aceites a base de ésteres sintéticos y los aceites a base de polialquilenglicol se utilizan con refrigerantes HFC, que son más caros que los aceites minerales y muy sensibles a la humedad. Además, los refrigerantes de aceite, agua y HFC pueden formar ácidos en el ciclo de refrigeración, lo que puede causar una lubricación insuficiente y, por tanto, dañar el compresor. Refrigerantes naturales como los hidrocarburos y sus mezclas, son miscibles con el aceite mineral usado en CFC y con los aceites poliolésteres usados en sistemas HFC.

Se ha descubierto que el uso de nanorefrigerantes o nanolubricantes es útil para reducir el consumo de energía y mejorar el rendimiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor<sup>76</sup>.

#### b) Metales y materiales de sellado

En los circuitos de refrigeración se utilizan diferentes materiales como acero, latón, cobre y materiales de sellado. Algunos metales con zinc, como aleaciones o soldaduras, muestran una mayor corrosión con aceites a base de éster y refrigerantes HFC; no se conocen problemas de este tipo por el uso de *hidrocarburos* como refrigerante. Los refrigerantes naturales, excepto el *amoníaco*, son totalmente compatibles con todos los materiales utilizados tradicionalmente en los sistemas de refrigeración.

---

<sup>74</sup> Wang C, Hafner A, Kuo C, Hsieh W. (2008). An overview of the effect of lubricant on the heat transfer performance on conventional refrigerants & natural refrigerant R-744. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. 5071–86.

<sup>75</sup> Wei W, Ding G, Hu H, Wang K. (2008). Models of thermodynamic and transport properties of POE VG68 and R410A/POE VG68 mixture. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*; 2(2), 227–34.

<sup>76</sup> Mercy Ogbonnaya, Oluseyi O. Ajayi, M. A Waheed, Sunday O. Oyedepo (2019). Review on The Energy and Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System Using Nanolubricant. *International Conference on Engineering for Sustainable World*, 1-16.

### c) Selección de refrigerantes naturales

Debido al Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA), que controla el consumo y producción de sustancias que agotan el ozono, surgió una nueva orientación sobre la utilización de fluidos de trabajo. Los refrigerantes CFC como el R-11 y R-12 fueron sustituidos por refrigerantes compuestos de R-123 (HCFC) y R-134 (HFC) con una acción reducida incluso cero sobre el agotamiento de la capa de ozono. Esta alternativa es atractiva porque los sustitutos tienen propiedades similares (temperatura, presión) con el reemplazado, y los cambios que se produjeron directamente en las instalaciones existentes se realizan con mínimas inversiones.

Para otros refrigerantes todavía no se encuentran fluidos compuestos, como el caso del R-502 que podría ser reemplazado con una mezcla de R-115 (CFC) y R-22 (HCFC), o el R-22; es decir, un fluido de reposición temporal, conforme a la legislación internacional.

Los compuestos puros son sustancias formadas por un solo tipo de moléculas o componente; las fugas de estos refrigerantes no alteran su composición. Al mezclar dos o tres *freones* puros obtenemos nuevas sustancias, mejor adaptables a la aplicación de enfriamiento deseada.

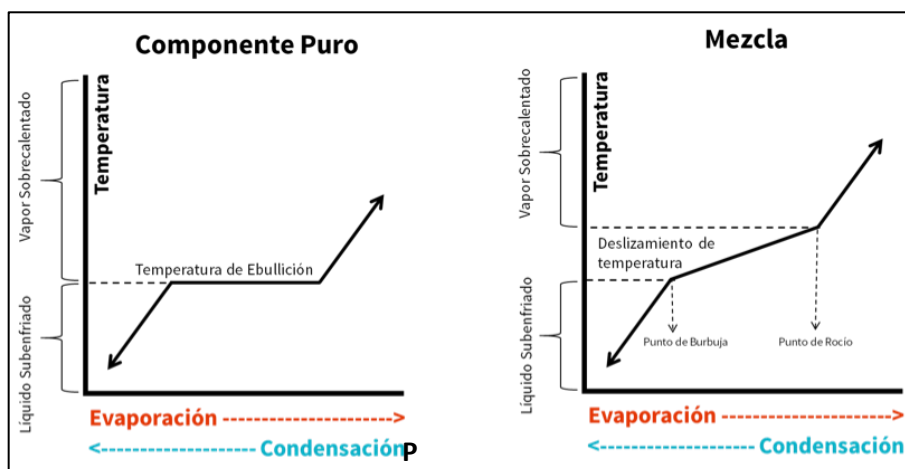


Figura 28. Evaporación y condensación de un compuesto puro y una mezcla<sup>77</sup>.

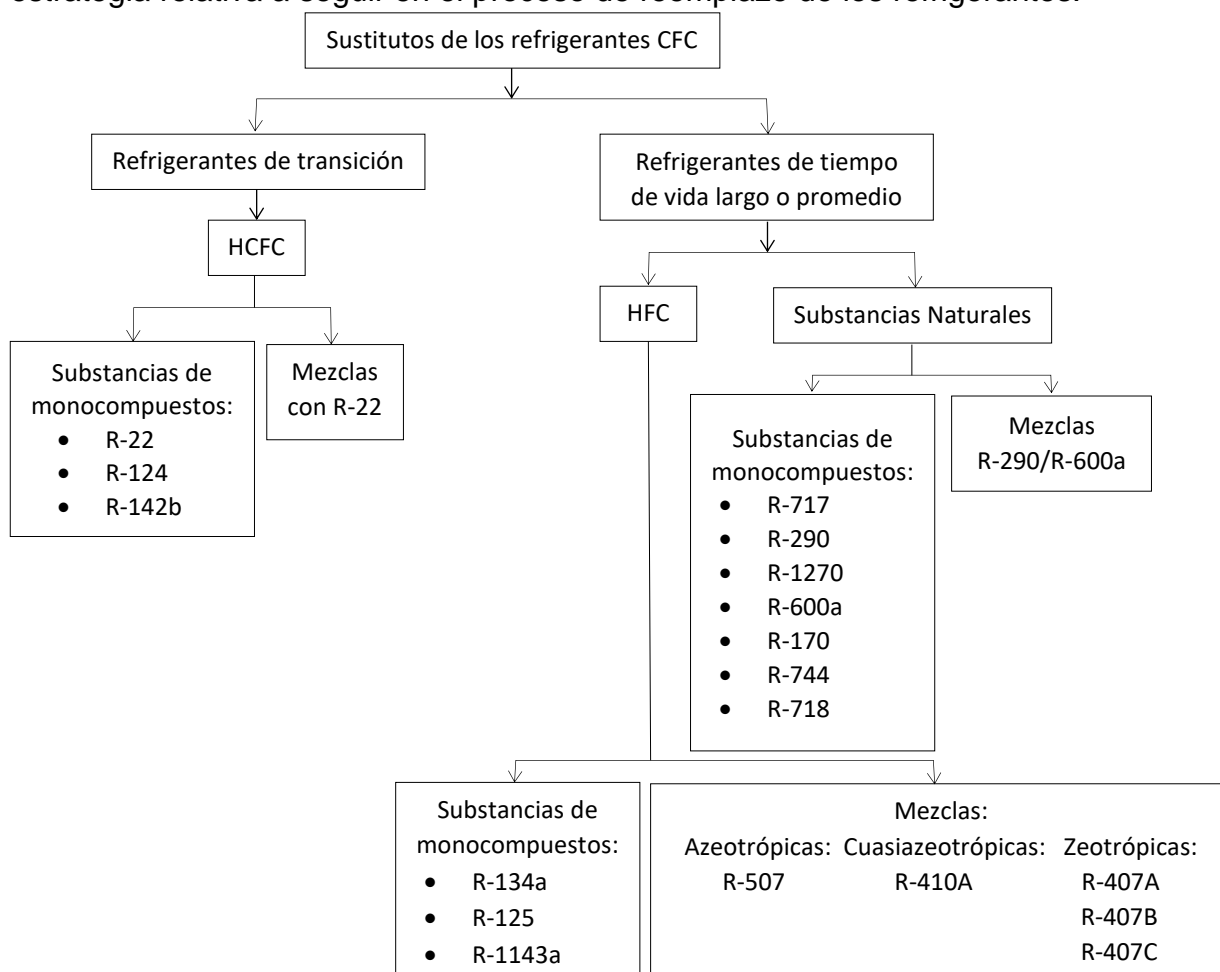
Las mezclas<sup>78</sup> azeotrópicas son refrigerantes formados por dos o más tipos de moléculas o componentes, y tienen la misma composición en la fase líquida o gaseosa; las fugas no alteran su composición química. Las mezclas zeotrópicas son refrigerantes

<sup>77</sup> Quimobásicos S.A de C.V.

<sup>78</sup> Ing. Gildardo Yañez, Especialista en Refrigeración.

formados por dos o más tipos de moléculas o componentes, y tienen diferente composición en la fase líquida que en la gaseosa; en este caso las fugas si alteran su composición química. Las mezclas cuasi-azeotrópicas son mezclas zeotrópicas con un deslizamiento de temperatura muy pequeño. El uso de mezclas podría generar aspectos no deseados, como fugas del fluido de trabajo, accidentales o durante recargas; la figura 28 muestra el deslizamiento de temperatura en los gases refrigerantes, también llamados “Glide”.

Los sustitutos del refrigerante R-22 podrían ser el R-134a, R-290, R-1270/R-744, las mezclas de HFC (R-407C, R-410A, R-417A, FX 90) y el *amoniaco* (R- 717). Ninguna de tales sustancias puede sustituir eficientemente al R-22, presentando una potencia frigorífica específica o presión de saturación diferente, aplicación restringida y exigencias especiales en el diseño de una instalación. La Figura 29 presenta la estrategia relativa a seguir en el proceso de reemplazo de los refrigerantes.



**Figura 29. Estrategia relativa a los refrigerantes<sup>79</sup>.**

<sup>79</sup> Sarbu I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. International Journal of Refrigeration, 34.

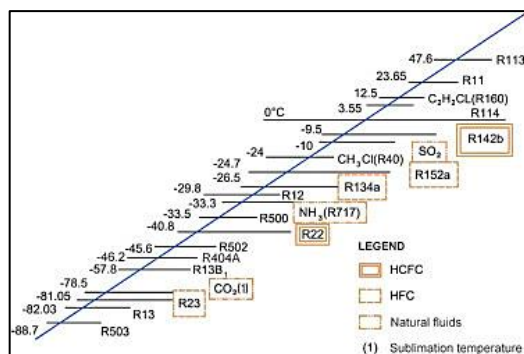
En instalaciones nuevas, para aplicaciones específicas, el R-143a es un buen sustituto, ya que tiene una presión y temperatura de entrega reducidas del compresor, pero también una potencia de refrigeración específica inferior siendo necesario un mayor cilindraje del compresor.

Las mezclas zeotrópicas de HFC se consideran sustitutos durante un período corto. Entre los fluidos naturales, el amoníaco es el mejor sustituto del R-22, ya que tiene propiedades termodinámicas favorables, alto coeficiente de transferencia de calor (3 a 4 veces superior al R-22) y un coeficiente de rendimiento igualmente bueno para muchas aplicaciones, especialmente la industrial, con grandes poderes refrigerantes; es barato y ecológico (ODP = 0, GWP = 0).

El dióxido de carbono (R-744) es un posible sustituto de todos los refrigerantes, siendo utilizado incluso a bajas y altas temperaturas (sistema en cascada, refrigeración comercial y aire acondicionado). Es accesible, tiene un bajo costo y no afecta el ozono, mientras que su potencial de calentamiento es insignificante. Su baja temperatura crítica implica el uso en ciclos supercríticos. La alta presión de saturación y coeficiente de compresión isotérmicos son sus inconvenientes.

Debido a que las propiedades termodinámicas y termofísicas de los refrigerantes influyen en los rendimientos energéticos de los sistemas de refrigeración y producen impacto sobre el medio ambiente, deben ser cuidadosamente analizados y tomados en cuenta en la concepción y planificación de instalaciones.

En la Figura 30 se indican las temperaturas normales de vaporización para los principales refrigerantes y en la Tabla 8 se presentan las principales propiedades termodinámicas de algunos refrigerantes naturales, las cuales determinan las ventajas y desventajas del uso de CO<sub>2</sub>.



**Figura 30. Temperatura normal de vaporización de algunos refrigerantes<sup>80</sup>.**

<sup>80</sup> Sarbu, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems, International Journal of Refrigeration. 33.

**Tabla 8. Propiedades termodinámicas de los principales refrigerantes naturales<sup>81</sup>.**

Propiedad	Dióxido de carbón R-744	Amoniaco R-717	Agua R-718	Propano R-290	Isobutano R-600a
Masa molecular [g/mol]	44	17	18	44.1	58.1
Temperatura crítica [°C]	30.98	132.4	374	96.8	135
Presión crítica [bar]	73.75	113.5	221	44.1	36.5
Punto de ebullición normal [°C]	-37	-33.5	100	-42.2	-11.7
Punto de congelamiento [°C]	-56.57	-77.9	0	-187.1	-159.6
Índice de compresión adiabática (C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub> )	1.7015	1.400	-----	1.140	1.110
Razón de compresión (-15/35 °C)	3.147	5.72	-----	4.21	-----
Capacidad volumétrica de refrigeración [kJ/m <sup>3</sup> ] (-15/35 °C)	4922	2156.4	-----	450	130

La investigación científica basada en sustancias monocompuestos o mezclas, conducirá a encontrar sustitutos adecuados para aplicaciones de refrigeración, que serán ecológicos (ODP = 0, bajo GWP), no inflamables y no venenosos, pero también con propiedades termodinámicas favorables.

Una posible solución es el uso de *refrigerantes inorgánicos* (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>) y refrigerantes de *hidrocarburos* (propano, isobuteno, etileno, propileno) para aplicaciones industriales, en aire acondicionado o refrigeración de alimentos y hogares. Debido a que los refrigerantes de hidrocarburos presentan un alto riesgo de inflamabilidad y explosión, estas sustancias no se utilizarán con frecuencia como refrigerantes en comparación con el CO<sub>2</sub> o el NH<sub>3</sub>.

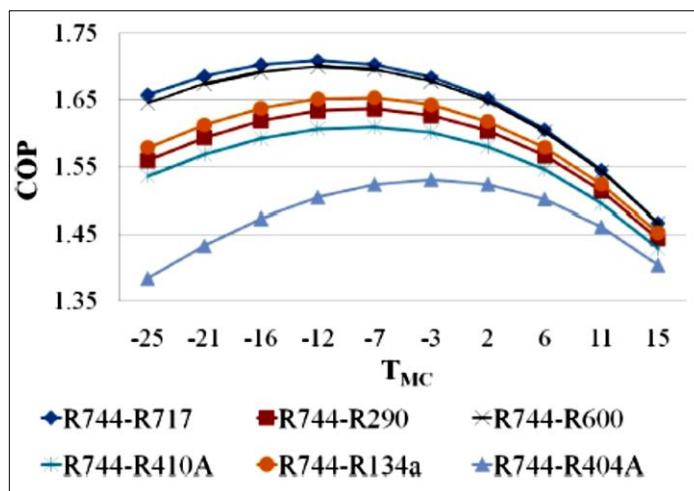
La Asociación Europea para la Energía y el Medio Ambiente considera a los refrigerantes HFC como la mejor alternativa para el refrigerante CFC y HCFC en la mayoría de las aplicaciones. Éstos HFC permiten el uso de aplicaciones energéticamente eficientes, ofreciendo importantes beneficios en comparación con otras alternativas existentes. En promedio, más del 80% de los GEI utilizados en los equipos de refrigeración tienen como fuentes las emisiones indirectas. La alta eficiencia energética resultante del uso de refrigerantes HFC puede equilibrar el GWP.

d) Comparación del desempeño de refrigerantes naturales.

Al analizar el comportamiento de refrigerantes termodinámicos, los resultados muestran que un compresor de R744 en el ciclo en cascada es muy inferior a los que usan R-717 y R-290 en la etapa baja, de los ciclos de dos etapas, esto se presenta en la Figura 31.

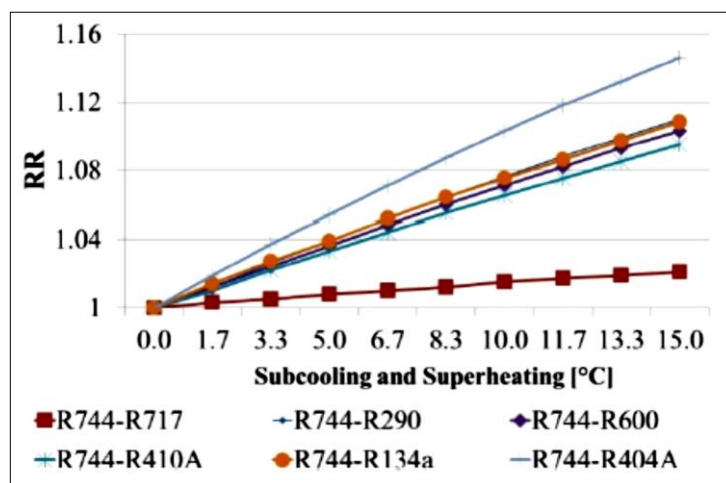
<sup>81</sup> Ídem.

Estos últimos consumen menos energía que un compresor de R-744. Sin embargo, la pérdida de exergía total en un compresor en cascada es demasiado grande en comparación con la de un ciclo de dos etapas. Las principales pérdidas de exergía tienen lugar en la etapa superior del ciclo en cascada. El resultado es una menor eficiencia exergética de los ciclos en cascada para las dos mezclas de refrigerantes consideradas.



**Figura 31. Efecto de la temperatura de condensación del condensador en el COP general de la refrigeración en cascada del sistema<sup>82</sup>.**

Así mismo, en la Figura 32 se muestran los resultados del efecto de subenfriamiento y sobrecalentamiento producidos en el COP en general para varios refrigerantes.



**Figura 32. Efecto del subenfriamiento y el sobrecalentamiento en el COP general para diferentes refrigerantes<sup>83</sup>.**

<sup>82</sup> Antonio Messineo, Domenico Panno. (2012). Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 20, (3) 12500-1.



También se ha observado que, al alterar la carga en los evaporadores, el rendimiento térmico afecta significativamente en el uso de refrigerantes alternativos.

## 5. Análisis termodinámico en cuartos fríos

### Metodología

Se utiliza la herramienta computacional para modelar el comportamiento de refrigerantes naturales en equipos de refrigeración por compresión de vapor analizando los efectos resultantes en la variación de las temperaturas de compresión, evaporación y condensación sobre el COP, potencia frigorífica, relación de presiones y efecto frigoríficos en el equipo de refrigeración del sistema en cascada de una cámara frigorífica; esto es debido a que los refrigerantes tienen diferente comportamiento en sistemas de aire acondicionado, refrigeración y congelamiento<sup>84</sup>. Finalmente, se modelan los resultados de la energía, exergía destruida y eficiencias en los procesos de refrigeración generados en un compresor utilizando valores de temperatura de referencia<sup>85</sup>, ya que es éste el mayor destructor de exergía de todo el sistema de refrigeración por compresión de vapor<sup>86</sup>.

Para analizar el comportamiento de los refrigerantes naturales en los equipos, se realizó la simulación computacional utilizando un software de libre distribución llamado programa en EESCOOLTOOLS: Análisis de Ciclos (C-TOOLS), de *Coolpack*, versión 1.5, 2012, del Departamento de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Tecnológica de Dinamarca<sup>87</sup>. Dicho programa ha sido utilizado ampliamente para modelar y/o analizar parte o todo un sistema de refrigeración en publicaciones importantes<sup>88</sup>, lo cual lo convierte en una herramienta confiable.

El sistema contemplado para modelar una cámara de refrigeración grande es un ciclo en cascada debido a su alta eficiencia (entre otros) y conveniencia en lograr muy bajas

---

<sup>83</sup> *Ídem*.

<sup>84</sup> Sarbu I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 30.

<sup>85</sup> A. D. Parekh, P. R. Tailor. (2011). Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 57, 1103-1107.

<sup>86</sup> Arif Emre Özgür, Ahmet Kabul and Önder Kizilkan Süleyman Demirel. (2013). Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R-134a. *International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Access*, 6.

<sup>87</sup> <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>

<sup>88</sup> T. S. Mogaji. (2015). Simulation and Comparison of the Performance of Refrigerant Fluids in Single Stage Vapour Compression Refrigeration System. Department of Mechanical Engineering, Federal University of Technology Akure, School of Engineering and Engineering Technology, P.M.B. 704, Ondo State, Nigeria, 588.

temperaturas para refrigerar alimentos de diversos tipos (desde agua fría, pescado congelado, verduras frescas, hielo, helado, pastas, carnes, etc.).

El análisis de energía es el método tradicional de evaluar la forma en que se usa la energía en las operaciones (como procesamiento físico o químico de materiales, transferencia de calor y conversión de energía). El análisis se basa en la primera ley de la termodinámica y generalmente implica realizar un balance de energía y evaluación de la eficiencia energética; el análisis encarna el principio de conservación de la energía, el cual establece que, aunque la energía puede cambiar de forma, no se puede crear ni destruir. Sin embargo, esta ley no basta, pues no proporciona información sobre la dirección en la que los procesos pueden ocurrir espontáneamente, es decir, no explica los aspectos de reversibilidad de los procesos termodinámicos.

El balance de energía tampoco puede explicar la degradación de la energía o los recursos durante un proceso y no cuantifica la utilidad o calidad de la energía y las cantidades de material (flujos de entrada, productos, desechos de un sistema, etc.); tampoco proporciona información sobre la incapacidad de ningún proceso termodinámico para convertir el calor por completo en trabajo mecánico ni sobre por qué las mezclas no pueden separarse espontáneamente. Se requiere otro principio para explicar estos fenómenos y para caracterizar la disponibilidad de energía.

El método de análisis exergético supera muchas limitaciones de la 1ª ley. El concepto de exergía se basa tanto en el análisis de energía como en la segunda ley de la termodinámica. El análisis de exergía indica las ubicaciones, naturaleza y causas de la degradación energética en un proceso y puede ayudar a mejorar un proceso o tecnología; también puede cuantificar la calidad de la energía durante la transferencia de calor. El objetivo principal del análisis de exergía suele ser proporcionar eficiencias significativas (eficiencias de exergía) y las causas y magnitudes reales de las pérdidas exergéticas. Por tanto, los resultados obtenidos con la simulación de sistemas en este trabajo serán analizados desde el punto de vista de un balance exergético.

Cabe mencionar que los datos de la información técnica ingresados al programa se obtuvieron de publicaciones de ASHRAE y artículos de casos experimentales de estudio.

## 5.1 Análisis de RESULTADOS

Debido a que *Coolpack* no contempla al aire (R-729) y al Agua, H<sub>2</sub>O, (R-718) en su

base de datos, el análisis sólo involucra el modelado de cuatro de los seis refrigerantes naturales estudiados.

Los resultados proporcionados por *Coolpack* consisten en:

- Un análisis de ciclo (Cycle analysis): Diagrama P-h, con la información del comportamiento del ciclo de refrigeración.
- Estados del ciclo (State Points): Tabla con los resultados de cada estado del ciclo de refrigeración incluyendo temperatura, presión, entalpía y densidad.
- Datos auxiliares (Auxiliary): Información sobre el equipo, tuberías y consumo de energía.

Los resultados obtenidos representan el modelado de refrigerantes naturales en un Análisis del Ciclo de Doble Etapa llamado *Sistema en Cascada*<sup>89</sup>, en un ciclo real de compresión de vapor refrigerante con intercambiador de calor, bajo similares condiciones de operación entre los refrigerantes y la combinación de refrigerantes es la sugerida en los artículos consultados en los dos circuitos, alta temperatura HT (o primario) y baja temperatura LT (o secundario), porque dichos arreglos han comprobado su efectividad en el sistema. El consumo de energía contempla la operación del equipo en estado estable durante 8760 horas continuas.

El análisis considera los pares de refrigerantes:

- a) Amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) y Dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ): R-717/R-744.
- b) Propano ( $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ) y Dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ): R-290/R-744.
- c) Isobutano ( $\text{CH}(\text{CH}_3)_2\text{CH}_3$ ) y Dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ): R-600a/R-744.

Dada la información recopilada en las publicaciones mencionadas anteriormente, el siguiente análisis termodinámico del sistema de refrigeración en cascada de dos etapas se realizó con base en los siguientes supuestos generales:

- ▶ Todos los componentes están en estado estable;
- ▶ Compresión adiabática con eficiencia isentrópica ( $\eta_{is}$ ) de 0.80 para compresores de alta y baja temperatura;
- ▶ Proceso de expansión es isoentálpico;
- ▶ Pérdidas/ganancias de presión y calor en las redes de tuberías o componentes del sistema son de 0.1, prácticamente insignificantes;
- ▶  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$  en el condensador en cascada.

---

<sup>89</sup> CoolPack, A collection of simulation tools for refrigeration. Version 1.46. Arne Jakobsen et al. Department of Energy Engineering Technical University of Denmark (DTU). 2001.

Los parámetros considerados en el sistema, para cada caso (par de refrigerantes), son:

- ▶ Especificación del ciclo:
  - Temperatura de evaporación del HTC:  $T_{E,HT} = -10^{\circ}\text{C}$
  - Temperatura de evaporación del LTC:  $T_{E,LT} = -35^{\circ}\text{C}$
  - Temperatura de condensación del HTC:  $T_{C,HT} = 35^{\circ}\text{C}$
  - Temperatura de condensación del LTC:  $T_{C,LTC} = -5^{\circ}\text{C}$
  - Cambio de temperatura de recalentamiento útil:  $\Delta T_{SH,HTC} = 5.0 \text{ K}$
  - Cambio de temperatura de subenfriamiento útil:  $\Delta T_{SH,LTC} = 5.0 \text{ K}$
  - Eficiencia térmica del intercambiador de calor del HTC:  $\eta_{HTC} = 0.8$
  - Eficiencia térmica del intercambiador de calor del LTC:  $\eta_{LTC} = 0.8$
  - Pérdida de presión en el HTC:  $\Delta P_{HTC} = 0.10 \text{ K}$
  - Pérdida de presión en el LTC:  $\Delta P_{LTC} = 0.10 \text{ K}$
  
- ▶ Capacidad del ciclo:
  - Flujo másico del HTC:  $\dot{m}_{HTC} = 0.1 \text{ kg/s}$
  - Flujo másico del LTC:  $\dot{m}_{LTC} = 0.1 \text{ kg/s}$
  
- ▶ Desempeño del compresor:
  - Eficiencia isentrópica del HTC:  $\eta_{IS,HTC} = 0.8$
  - Eficiencia isentrópica del LTC:  $\eta_{IS,LTC} = 0.8$
  
- ▶ Pérdida de calor en el compresor:
  - Factor de pérdida calor en el HTC:  $Q_{HTC} = 10\%$
  - Factor de pérdida calor en el LTC:  $Q_{LTC} = 10\%$
  
- ▶ Líneas de succión en el intercambiador de calor:
  - ▶ Recalentamiento inútil en el HTC:  $\Delta T_{SH,SL,HTC} = 5.0 \text{ K}$
  - ▶ Recalentamiento inútil en el LTC:  $\Delta T_{SH,SL,LTC} = 5.0 \text{ K}$
  - ▶ Eficiencia térmica: 0.8.

Dichos parámetros de configuración del ciclo se muestran en la Figura 33.

CYCLE SPECIFICATION			
<b>TEMPERATURE LEVELS</b>		<b>SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)</b>	<b>PRESSURE LOSSES</b>
$T_{E,HT}$ [°C]: -20.0	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]: 5.0	Thermal efficiency [-]: 0.8	$\Delta P_{SL,HT}$ [K]: 0.10 $\Delta P_{SL,LT}$ [K]: 0.10
$T_{E,LT}$ [°C]: -35.0	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]: 5.0	<b>SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)</b>	$\Delta P_{DL,HT}$ [K]: 0.10 $\Delta P_{DL,LT}$ [K]: 0.10
$T_{C,HT}$ [°C]: 35.0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]: 2.0	Thermal efficiency [-]: 0.8	<b>REFRIGERANTS</b>
$T_{C,LT}$ [°C]: -15.0	$\Delta T_{SC,LT}$ [K]: 2.0		HT: R717    LT: R744
<b>CYCLE CAPACITY</b>			
HT: Mass flow $\dot{m}_{HT}$ [kg/s]	0.1	$\dot{Q}_{E,HT}$ : 150.4 [kW]	$\dot{m}_{HT}$ : 0.1277 [kg/s] $\dot{V}_{S,HT}$ : 344.4 [m <sup>3</sup> /h]
LT: Mass flow $\dot{m}_{LT}$ [kg/s]	0.1	$\dot{Q}_{E,LT}$ : 28.7 [kW]	$\dot{m}_{LT}$ : 0.1 [kg/s] $\dot{V}_{S,LT}$ : 12.85 [m <sup>3</sup> /h]
<b>COMPRESSOR PERFORMANCE</b>			
HT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,HT}$ [-]	0.8	$\eta_{IS,HT}$ : 0.800 [-]	$\dot{W}_{HT}$ : 55.87 [kW] $\dot{W}_{TOT}$ : 59.62 [kW]
LT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,LT}$ [-]	0.8	$\eta_{IS,LT}$ : 0.800 [-]	$\dot{W}_{LT}$ : 3.744 [kW]
<b>COMPRESSOR HEAT LOSS</b>			
HT: Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	10	$f_{Q,HT}$ : 10.0 [%]	$T_{2,HT}$ : 202.3 [°C] $\dot{Q}_{LOSS,HT}$ : 5.6 [kW]
LT: Heat loss factor $f_{Q,LT}$ [%]	10	$f_{Q,LT}$ : 10.0 [%]	$T_{2,LT}$ : 28.7 [°C] $\dot{Q}_{LOSS,LT}$ : 0.4 [kW]
<b>SUCTION LINES</b>			
HT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	5.0	$\dot{Q}_{SL,HT}$ : 1475 [W]	$T_{8,HT}$ : -10.0 [°C] $\Delta T_{SH,SL,HT}$ : 5.0 [K]
LT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	5.0	$\dot{Q}_{SL,LT}$ : 527 [W]	$T_{8,LT}$ : -25.0 [°C] $\Delta T_{SH,SL,LT}$ : 5.0 [K]
		$COP_{HT}$ : 2.693	$COP_{LT}$ : 7.668

Figura 33. Especificación del ciclo termodinámico en CoolPack.

Los resultados con los puntos de estado en los circuitos de alta y baja temperatura construidos por *Coolpack* con los parámetros considerados para cada par de refrigerantes, se muestran en las Figuras 34 a 36, las cuales contempla nueve estados termodinámicos reales en el ciclo, considerando: temperatura [°C], Presión [kPa], Entalpía [kJ/kg] y Densidad [kg/m<sup>3</sup>]. Así mismo, el programa proporciona un recuadro con información adicional útil del ciclo: temperatura de descarga isotérmica del compresor en el circuito de alta ( $T_{2,IS,HT}$ ) y baja temperatura ( $T_{2,IS,LT}$ ), temperatura de descarga real del compresor en el circuito de alta ( $T_{2,W,HT}$ ) y baja temperatura ( $T_{2,W,LT}$ ), razón de presiones en el circuito de alta (HT) y baja temperatura (LT), así como su COP del circuito de alta (HT) y baja temperatura (LT).

STATE POINTS									
HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY	STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]		[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]
2	202.3	1357.8	1913.4	6.0	2	28.7	2297.5	-19.8	45.7
3	202.3	1353.9	1913.5	6.0	3	28.7	2290.7	-19.7	45.6
4	33.0	1353.9	340.4	590.5	4	-17.0	2290.7	-345.9	1018.3
5	15.3	1353.9	254.3	617.1	5	-20.0	2290.7	-352.3	1033.0
6	-20.0	190.0	254.3	-	6	-35.0	1202.4	-352.3	-
7	-15.0	190.0	1432.6	1.6	7	-30.0	1202.4	-65.2	30.2
8	-10.0	189.2	1444.1	1.5	8	-25.0	1198.2	-59.9	29.1
9	-15.1	189.2	1432.5	1.6	9	-	-	-	-
1	23.4	189.2	23.4	1.3	1	-18.6	1198.2	-53.5	28.0

ADDITIONAL INFORMATION	
T <sub>2,IS,HT</sub> : 184.9 [°C]	
T <sub>2,W,HT</sub> : 219.6 [°C]	
T <sub>2,IS,LT</sub> : 25.2 [°C]	
T <sub>2,W,LT</sub> : 32.3 [°C]	
Pressure ratio - HT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 7.178	
Pressure ratio - LT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 1.917	

COP <sub>HT</sub> : 2.693		COP <sub>LT</sub> : 7.668	
---------------------------	--	---------------------------	--

Figura 34. Puntos de los estados de los ciclos HT y LT del par R-717/R-744 en CoolPack.

STATE POINTS									
HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY	STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]		[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]
2	88.9	1221.2	628.4	20.0	2	28.7	2297.5	-19.8	45.7
3	88.9	1218.3	628.5	19.9	3	28.7	2290.7	-19.7	45.6
4	33.0	1218.3	188.2	479.3	4	-17.0	2290.7	-345.9	1018.3
5	9.7	1218.3	125.2	515.0	5	-20.0	2290.7	-352.3	1033.0
6	-20.0	245.8	125.2	-	6	-35.0	1202.4	-352.3	-
7	-15.0	245.8	460.9	5.4	7	-30.0	1202.4	-65.2	30.2
8	-10.0	244.9	469.0	5.2	8	-25.0	1198.2	-59.9	29.1
9	-15.1	244.9	460.8	5.4	9	-	-	-	-
1	23.4	244.9	23.4	4.6	1	-18.6	1198.2	-53.5	28.0

ADDITIONAL INFORMATION	
T <sub>2,IS,HT</sub> : 83.5 [°C]	
T <sub>2,W,HT</sub> : 94.3 [°C]	
T <sub>2,IS,LT</sub> : 25.2 [°C]	
T <sub>2,W,LT</sub> : 32.3 [°C]	
Pressure ratio - HT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 4.986	
Pressure ratio - LT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 1.917	

COP <sub>HT</sub> : 2.918		COP <sub>LT</sub> : 7.668	
---------------------------	--	---------------------------	--

Figura 35. Puntos de los estados de los ciclos HT y LT del par R-290/R-744 en CoolPack.

STATE POINTS									
HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m <sup>3</sup> ]	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m <sup>3</sup> ]
2	80.1	464.6	812.3	10.0	2	28.7	2297.5	-19.8	45.7
3	80.1	463.3	812.4	10.0	3	28.7	2290.7	-19.7	45.6
4	33.0	463.3	408.9	540.7	4	-17.0	2290.7	-345.9	1018.3
5	8.6	463.3	347.4	570.7	5	-20.0	2290.7	-352.3	1033.0
6	-20.0	72.6	347.4	-	6	-35.0	1202.4	-352.3	-
7	-15.0	72.6	658.6	2.0	7	-30.0	1202.4	-65.2	30.2
8	-10.0	72.3	666.4	2.0	8	-25.0	1198.2	-59.9	29.1
9	-15.1	72.3	658.5	2.0	9	-	-	-	-
1	23.4	72.3	23.4	1.7	1	-18.6	1198.2	-53.5	28.0

ADDITIONAL INFORMATION	
T <sub>2,IS,HT</sub> : 75.0 [°C]	
T <sub>2,W,HT</sub> : 85.1 [°C]	
T <sub>2,IS,LT</sub> : 25.2 [°C]	
T <sub>2,W,LT</sub> : 32.3 [°C]	
Pressure ratio - HT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 6.427	
Pressure ratio - LT (p <sub>2</sub> / p <sub>1</sub> ) [-]: 1.917	

COP <sub>HT</sub> : 3.046		COP <sub>LT</sub> : 7.668	
---------------------------	--	---------------------------	--

**Figura 36. Puntos de los estados de los ciclos HT y LT del par R-600a/R-744 en CoolPack.**

Los diagramas P-h construidos por *Coolpack* con los parámetros considerados, se muestran en la ventana del análisis del ciclo para cada par de refrigerantes, se muestran en las Figuras 37 a 39, en las cuales se modela un sistema en cascada que consta de dos sistemas independientes de una etapa: un circuito primario de alta temperatura, HT, y un circuito secundario de baja temperatura, LT. Así mismo, se muestran el trabajo realizado por el compresor, el calor generado en el condensador y evaporador, el flujo másico y la fracción del refrigerante. El programa, adicionalmente, presenta el COP real e ideal (\*) y eficiencias de cada circuito.

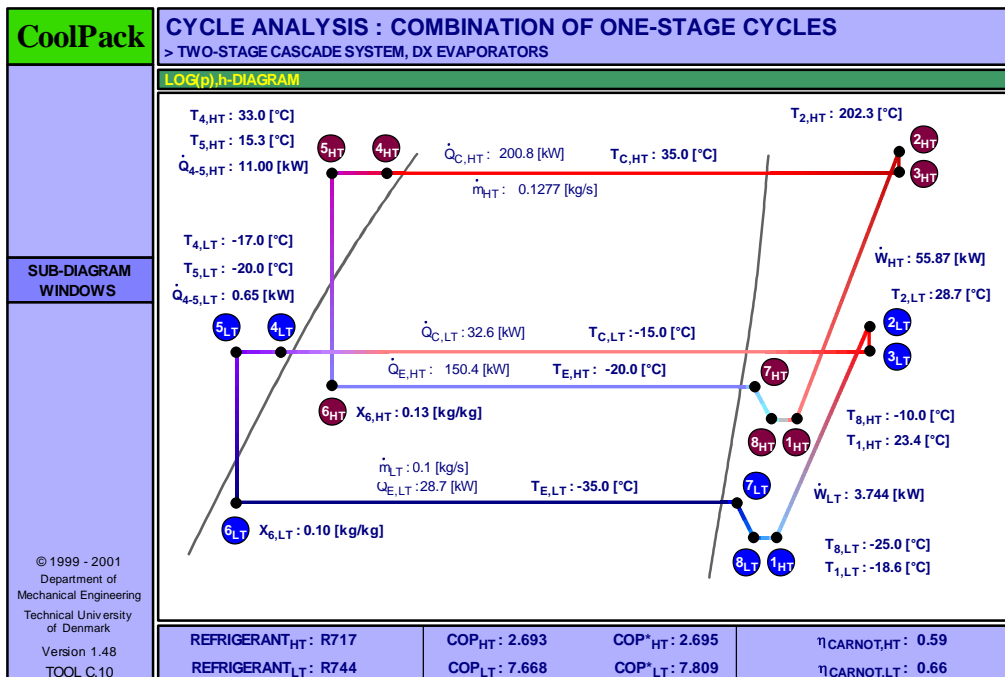


Figura 37. Diagrama P-h del par R-717/R-744 en CoolPack.

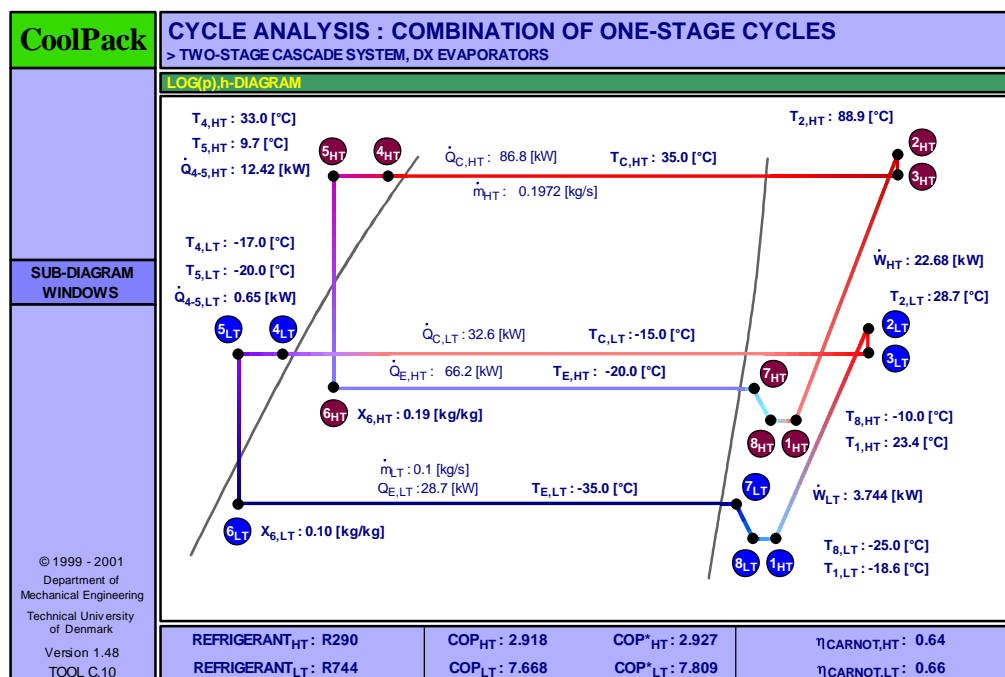


Figura 38. Diagrama P-h del par R-290/R-744 en CoolPack.



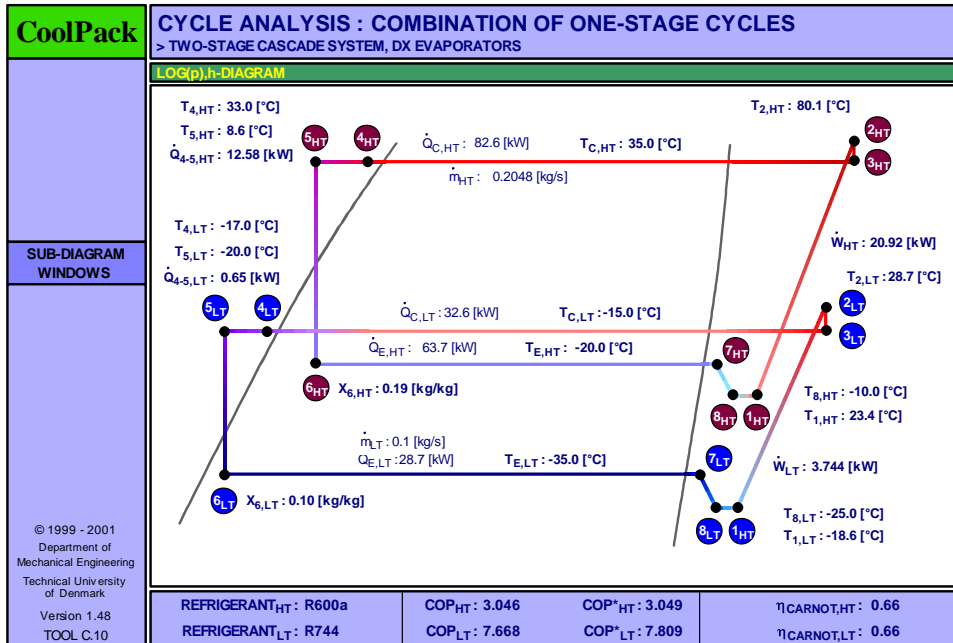


Figura 39. Diagrama P-h del par R-600a/R-744 en CoolPack.

Las recomendaciones estructurales de diseño del sistema, proporcionadas por Coolpack, se presentan en la ventana auxiliar para cada par de refrigerantes de la simulación, se muestran en las Figuras 40 a 43. En ellas se puede apreciar que el programa proporciona las eficiencias y flujos volumétricos, el uso del gas de descarga súpercalentado para calentamiento de agua, el consumo de energía en 8760 h de operación, y las dimensiones de la tubería para cada sección del circuito.

AUXILIARY			
<b>VOLUMETRIC EFFICIENCIES</b>			
HT : Volumetric efficiency $\eta_{\text{VOL,HT}} [-]$	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{\text{VOL,HT}} : 0.800 [-]$	$\dot{V}_{D,HT} : 430.5 [\text{m}^3/\text{h}]$ $\dot{V}_{S,HT} : 344.4 [\text{m}^3/\text{h}]$
LT : Volumetric efficiency $\eta_{\text{VOL,LT}} [-]$	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{\text{VOL,LT}} : 0.800 [-]$	$\dot{V}_{D,LT} : 16.07 [\text{m}^3/\text{h}]$ $\dot{V}_{S,LT} : 12.85 [\text{m}^3/\text{h}]$
<b>UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER</b>			
HT : Temperature increase $\Delta T_{\text{WATER}} [K]$	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{\text{WATER}} : 20.00 [K]$	$\dot{V}_{\text{WATER}} : 2.446 [\text{m}^3/\text{h}]$ $\dot{Q}_{\text{DSH}} : 56.41 [\text{kW}]$
		$T_{\text{DL,OUT}} : 202.3 [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{C}} : 35.0 [^{\circ}\text{C}]$
LT : Temperature increase $\Delta T_{\text{WATER}} [K]$	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{\text{WATER}} : 20.00 [K]$	$\dot{V}_{\text{WATER}} : 0.4992 [\text{m}^3/\text{h}]$ $\dot{Q}_{\text{DSH}} : 5.08 [\text{kW}]$
		$T_{\text{DL,OUT}} : 28.7 [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{C}} : -15.0 [^{\circ}\text{C}]$
<b>ENERGY CONSUMPTION</b>			
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="8760"/>	Energy consumption : 522236 [kWh]	
<b>PIPE DIMENSIONS</b>			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to -
HT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	110.4	State Point #1 <sub>HT</sub>
LT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	21.3	State Point #1 <sub>LT</sub>
HT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	47.5	State Point #2 <sub>HT</sub>
LT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	15.2	State Point #2 <sub>LT</sub>
HT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	21.4	State Point #4 <sub>HT</sub>
LT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	14.4	State Point #4 <sub>LT</sub>
		COP <sub>HT</sub> : 2.693	COP <sub>LT</sub> : 7.668

Figura 40. Recomendación estructural del par R-717/R-744 en CoolPack.

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCIES			
HT : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HT}$ [-]	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{VOL,HT} : 0.800$ [-]	$\dot{V}_{D,HT} : 195$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{V}_{S,HT} : 156$ [m <sup>3</sup> /h]
LT : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LT}$ [-]	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{VOL,LT} : 0.800$ [-]	$\dot{V}_{D,LT} : 16.07$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{V}_{S,LT} : 12.85$ [m <sup>3</sup> /h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
HT : Temperature increase $\Delta T_{WATER}$ [K]	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20.00$ [K] $T_{DL,OUT} : 88.9$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0.9734$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{Q}_{DSH} : 22.44$ [kW] $T_C : 35.0$ [°C]
LT : Temperature increase $\Delta T_{WATER}$ [K]	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20.00$ [K] $T_{DL,OUT} : 28.7$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0.4992$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{Q}_{DSH} : 5.08$ [kW] $T_C : -15.0$ [°C]
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="8760"/>	Energy consumption : 231482 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to -
HT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	74.3	State Point #1 <sub>HT</sub>
LT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	21.3	State Point #1 <sub>LT</sub>
HT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	32.3	State Point #2 <sub>HT</sub>
LT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	15.2	State Point #2 <sub>LT</sub>
HT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	29.5	State Point #4 <sub>HT</sub>
LT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	14.4	State Point #4 <sub>LT</sub>
		$COP_{HT} : 2.918$	$COP_{LT} : 7.668$

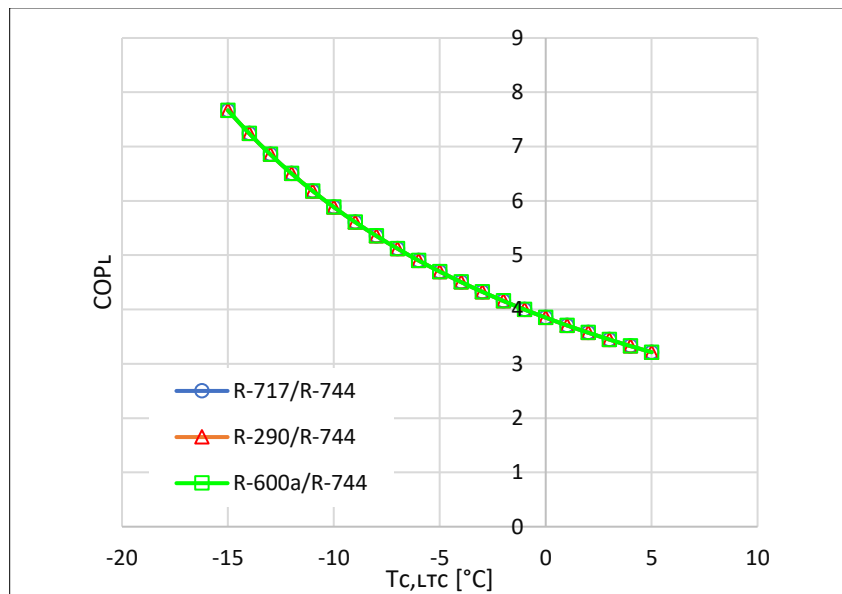
Figura 41. Recomendación estructural del par R-290/R-744 en CoolPack.

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCIES			
HT : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HT}$ [-]	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{VOL,HT} : 0.800$ [-]	$\dot{V}_{D,HT} : 529.3$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{V}_{S,HT} : 423.5$ [m <sup>3</sup> /h]
LT : Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LT}$ [-]	<input type="text" value="0.8"/>	$\eta_{VOL,LT} : 0.800$ [-]	$\dot{V}_{D,LT} : 16.07$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{V}_{S,LT} : 12.85$ [m <sup>3</sup> /h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
HT : Temperature increase $\Delta T_{WATER}$ [K]	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20.00$ [K] $T_{DL,OUT} : 80.1$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0.7863$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{Q}_{DSH} : 18.13$ [kW] $T_C : 35.0$ [°C]
LT : Temperature increase $\Delta T_{WATER}$ [K]	<input type="text" value="20.00"/>	$\Delta T_{WATER} : 20.00$ [K] $T_{DL,OUT} : 28.7$ [°C]	$\dot{V}_{WATER} : 0.4992$ [m <sup>3</sup> /h] $\dot{Q}_{DSH} : 5.08$ [kW] $T_C : -15.0$ [°C]
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="8760"/>	Energy consumption : 216098 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to -
HT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	122.4	State Point #1 <sub>HT</sub>
LT Suction Line	<input type="text" value="10.0"/>	21.3	State Point #1 <sub>LT</sub>
HT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	46.6	State Point #2 <sub>HT</sub>
LT Discharge Line	<input type="text" value="12.0"/>	15.2	State Point #2 <sub>LT</sub>
HT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	28.4	State Point #4 <sub>HT</sub>
LT Liquid Line	<input type="text" value="0.6"/>	14.4	State Point #4 <sub>LT</sub>
		$COP_{HT} : 3.046$	$COP_{LT} : 7.668$

Figura 42. Recomendación estructural del par R-600a/R-744 en CoolPack.

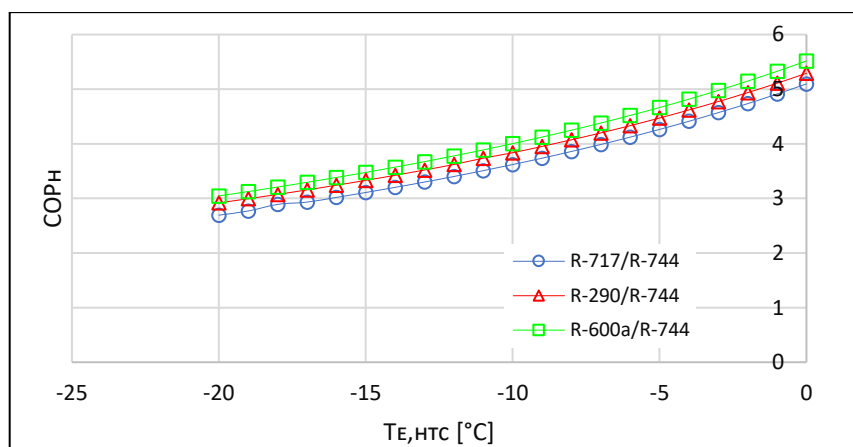
Los siguientes resultados corresponden a la simulación del par de refrigerantes R-717/R-744, en donde el R-717 está en el circuito HTC y el R-744 en el LTC del sistema.

La Figura 43 muestra que, cuando disminuye la temperatura de condensación del refrigerante en el LTC, el COP del lado del circuito secundario disminuye en la misma proporción para los tres pares de refrigerantes, por lo que la menor temperatura mejora el COP.



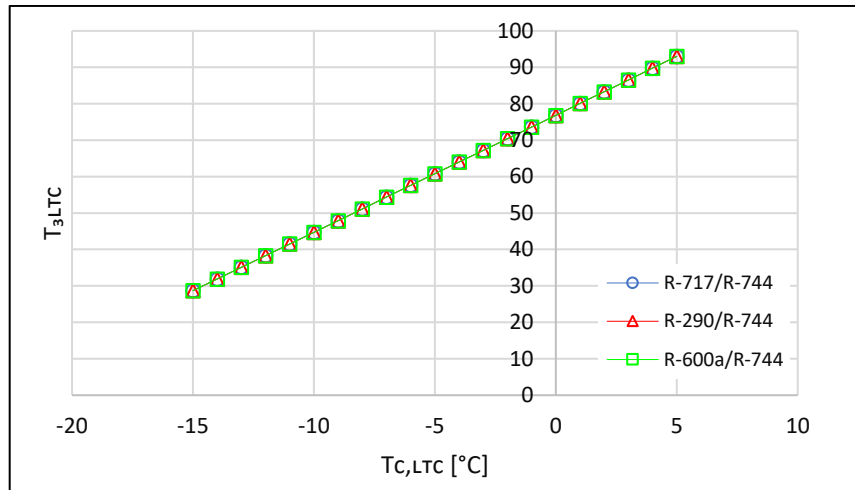
**Figura 43. Temperatura de condensación vs COP del LTC.**

Se puede apreciar en la Figura 44 que el COP del HTC aumenta al aumentar también la temperatura, pero el comportamiento es mayor en el par de refrigerantes R-600a/R-744 que en el resto analizado.



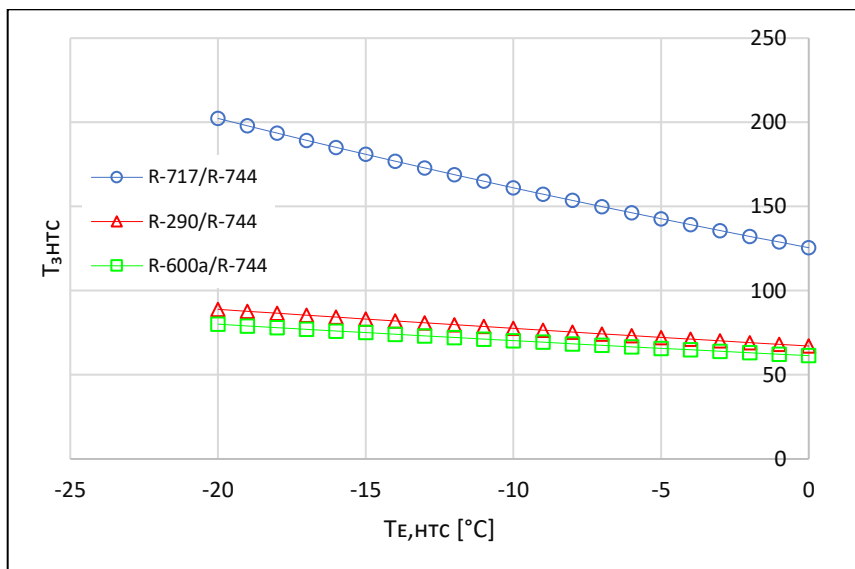
**Figura 44. Temperatura de evaporación vs COP del HTC.**

De la misma manera, como lo muestra la Figura 45, al aumentar la temperatura de condensación en el LTC, aumenta también la temperatura a la salida del compresor en la misma proporción en los tres pares de refrigerantes.



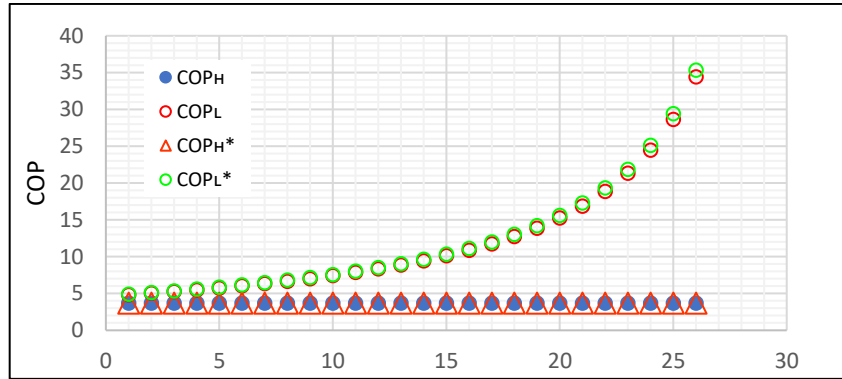
**Figura 45. Temperatura de condensación vs temperatura de descarga del compresor del LTC.**

En cambio, al aumentar la temperatura de evaporación en el HTC, disminuye la temperatura de descarga del compresor prácticamente igual en los pares de refrigerantes R-290/R-744 y R-600a/R-744, pero el efecto es mayor en el par R-717/R744, como se muestra en la Figura 46.



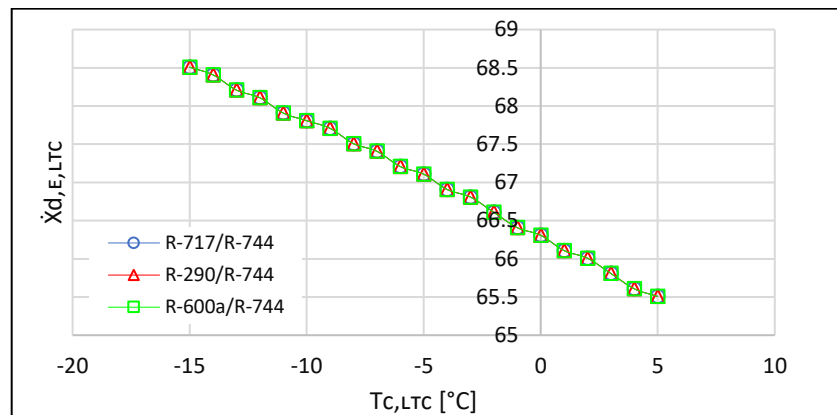
**Figura 46. Temperatura de evaporación vs temperatura de descarga del compresor del HTC.**

La Figura 47 muestra que, al comparar el COP real con el ideal en los HTC y LTC, prácticamente no hay diferencia en los tres pares de refrigerantes; el COP en LTC aumenta exponencialmente al aumentar la temperatura y, en el lado del circuito primario, disminuye linealmente.



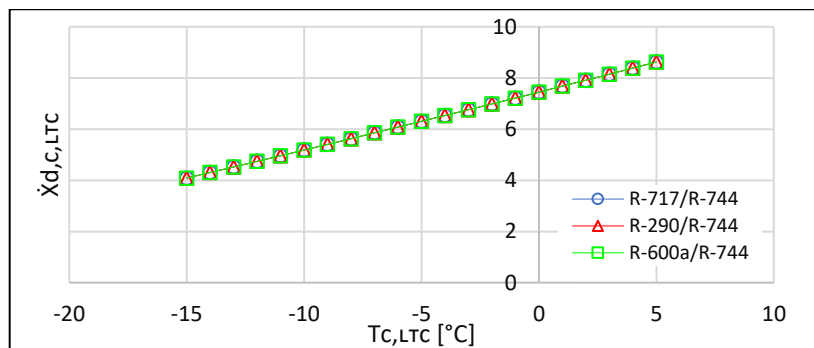
**Figura 47. Comparación del COP real con el ideal\* en ambos ciclos.**

En la Figura 48 se muestra que la destrucción de exergía del evaporador, en el LTC, disminuye al aumentar la temperatura de condensación en la misma proporción para los tres pares de refrigerantes.



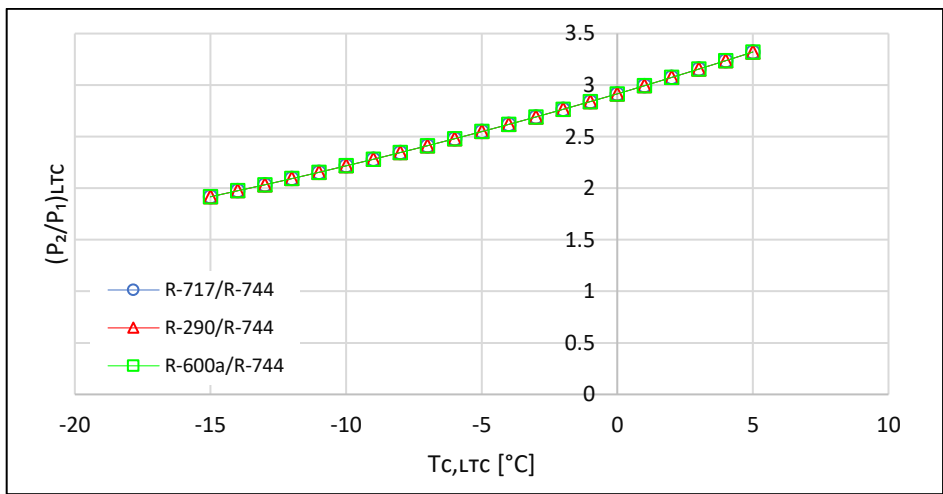
**Figura 48. Temperatura de condensación vs destrucción de exergía en el evaporador del LTC.**

Del mismo modo, a partir de la Figura 49, puede verse que cuando aumenta la temperatura de condensación en el LTC, aumenta la destrucción de exergía en la misma proporción para los tres pares de refrigerantes.



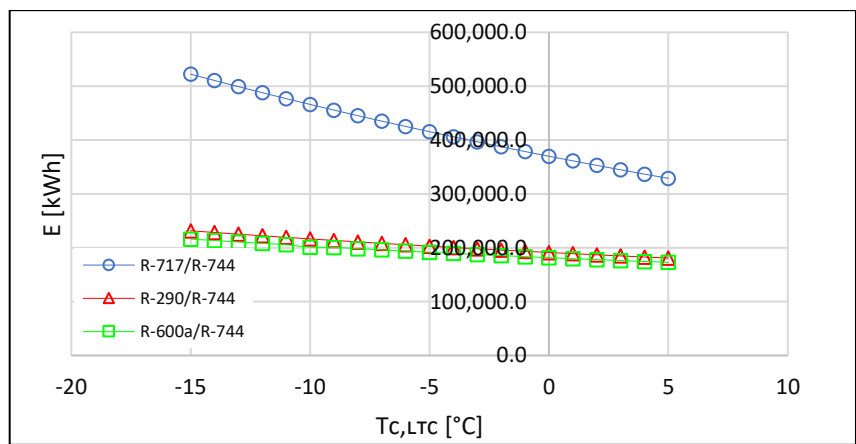
**Figura 49. Temperatura de condensación vs destrucción de exergía en el condensador del LTC.**

La Figura 50 muestra que tampoco se aprecian diferencias en el comportamiento de los tres pares de refrigerantes analizados: cuando disminuye la temperatura de condensación en el LTC, la razón de presión inicial y final del circuito aumenta en cada par de refrigerantes.



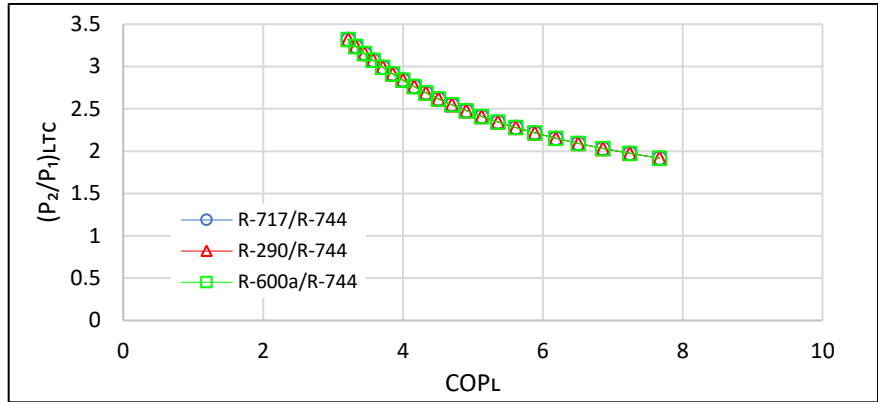
**Figura 50. Temperatura de condensación vs razón de presión del LTC.**

La Figura 51 muestra que cuando aumenta la temperatura de condensación, en el LTC, disminuye el consumo de energía, pero es más sobresaliente este efecto en el par de refrigerantes R-717/R-R744 que en los otros dos.



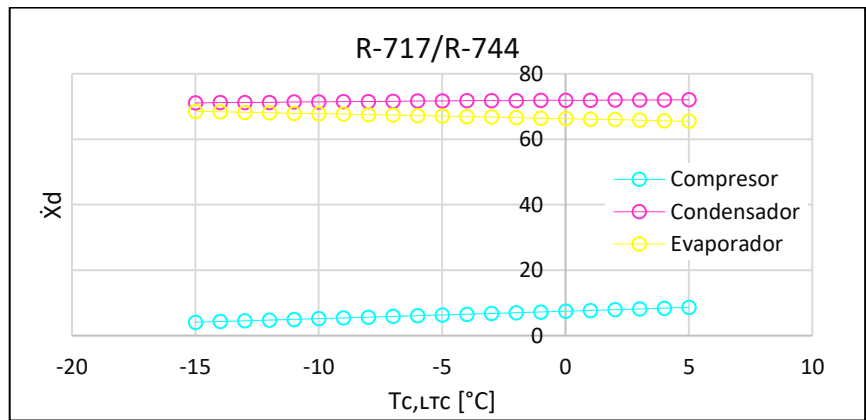
**Figura 51. Temperatura de condensación vs consumo de energía del LTC.**

Igualmente, no se aprecian diferencias en el comportamiento de los tres pares de refrigerantes al disminuir el COP del LTC, pues también disminuye la razón de presión inicial y final del circuito en la misma proporción, como se ve en la Figura 52.

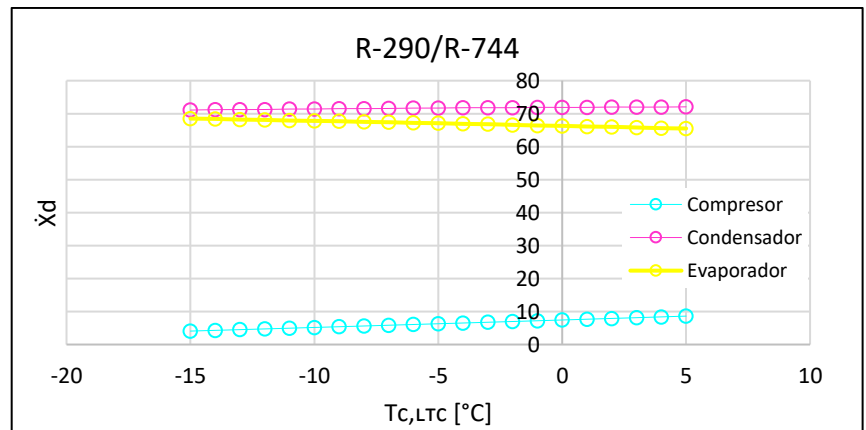


**Figura 52. COP vs razón de presión del LTC.**

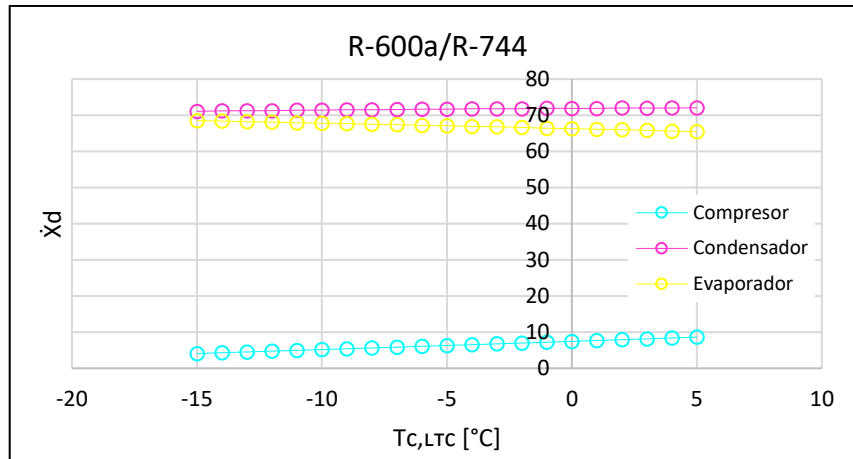
Las Figuras 53 a 55 muestran que, al aumentar la temperatura de condensación del LTC, aumenta ligeramente la destrucción de exergía en el compresor, pero es mayor la destrucción en condensador (y sin variación) que, en el evaporador, igual para los tres pares de refrigerantes.



**Figura 53. Temperatura de condensación vs destrucción de exergía del LTC, del par R-717/R-744.**

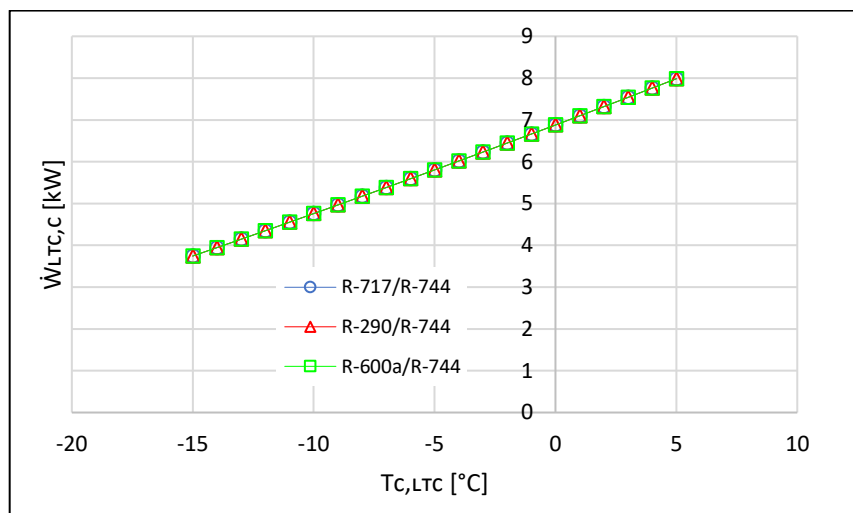


**Figura 54. Temperatura de condensación vs destrucción de exergía del LTC, del par R-290/R-744.**



**Figura 55. Temperatura de condensación vs destrucción de exergía del LTC, del par R-600a/R-744.**

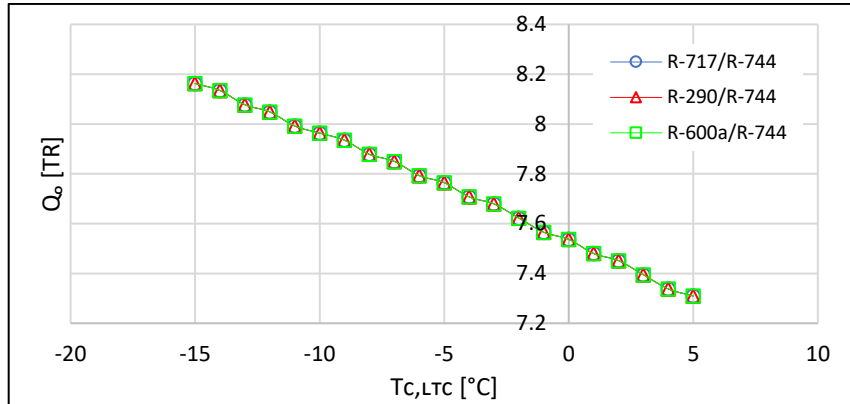
La Figura 56 muestra que los tres pares de refrigerantes tienen el mismo comportamiento, cuando aumenta la temperatura de condensación aumenta también el trabajo de compresión en el LTC.



**Figura 56. Temperatura de condensación vs trabajo de compresión del LTC.**

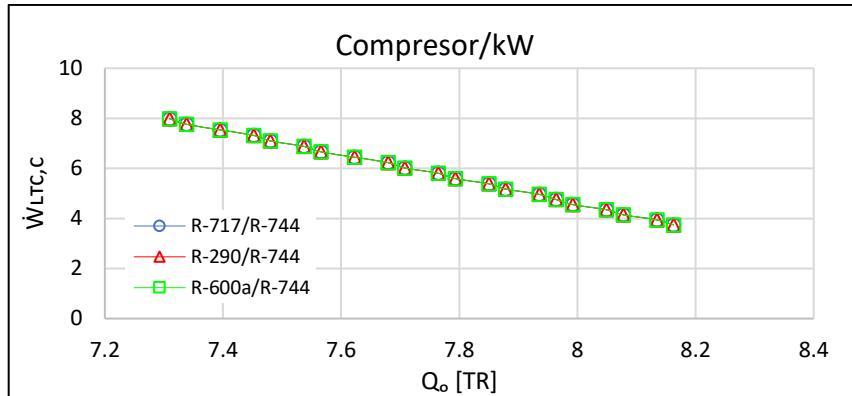
También la Figura 57 muestra que no hay diferencia en el comportamiento de los tres pares de refrigerantes cuando aumenta la temperatura de condensación en el LTC, pues igual disminuye la potencia frigorífica.





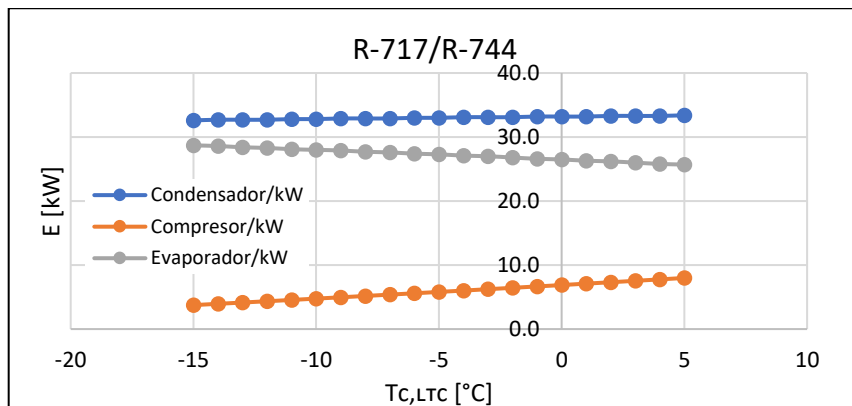
**Figura 57. Temperatura de condensación vs potencia frigorífica del LTC.**

En la Figura 58 se aprecia que al aumentar la potencia frigorífica disminuye el trabajo de compresión en el LTC, en la misma proporción para los tres pares de refrigerantes.

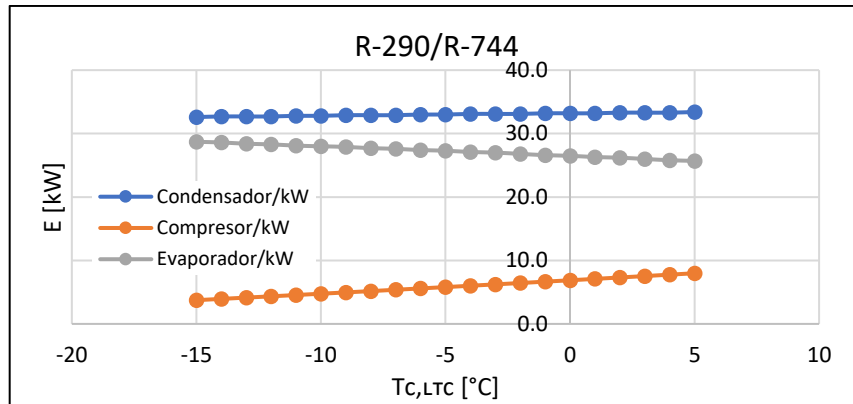


**Figura 58. Potencia frigorífica vs trabajo de compresión del LTC.**

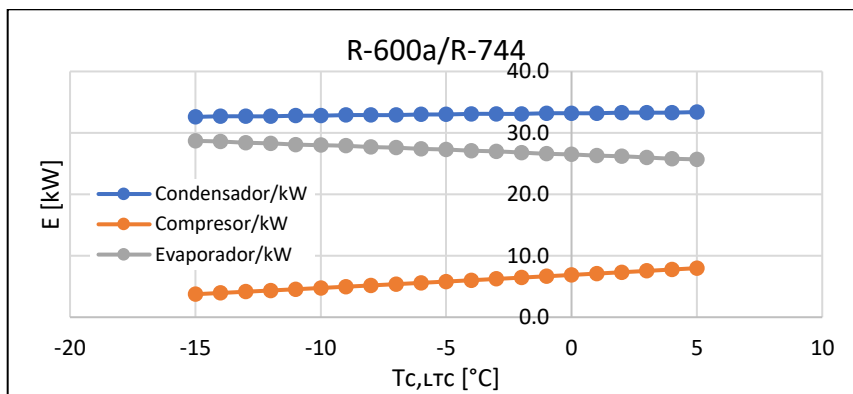
En las Figuras 59 a 61, el comportamiento es igual en los tres pares de refrigerantes: al aumentar la temperatura de condensación en el LTC, aumenta el consumo de energía en el compresor, disminuye en el evaporador y no varía en el condensador.



**Figura 59. Temperatura de condensación vs consumo de energía del LTC del par R-717/R-744.**

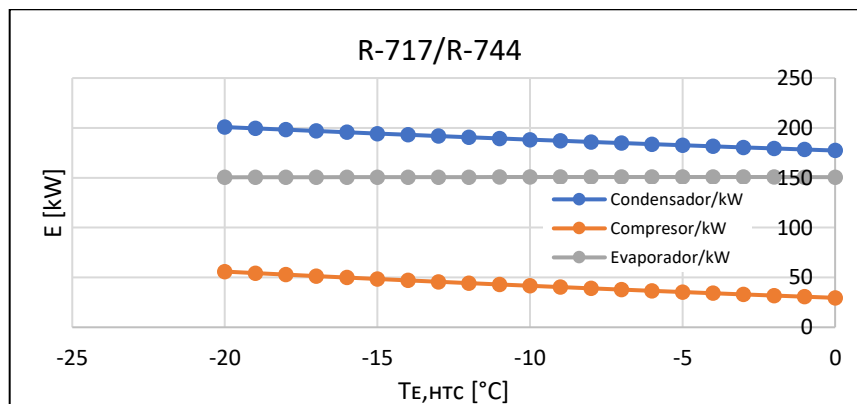


**Figura 60. Temperatura de condensación vs consumo de energía del LTC del par R-290/R-744.**

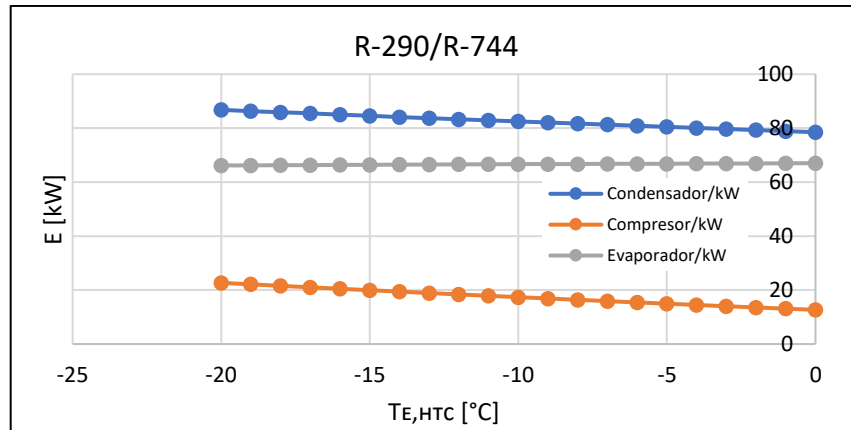


**Figura 61. Temperatura de condensación vs consumo de energía del LTC del par R-600a/R-744.**

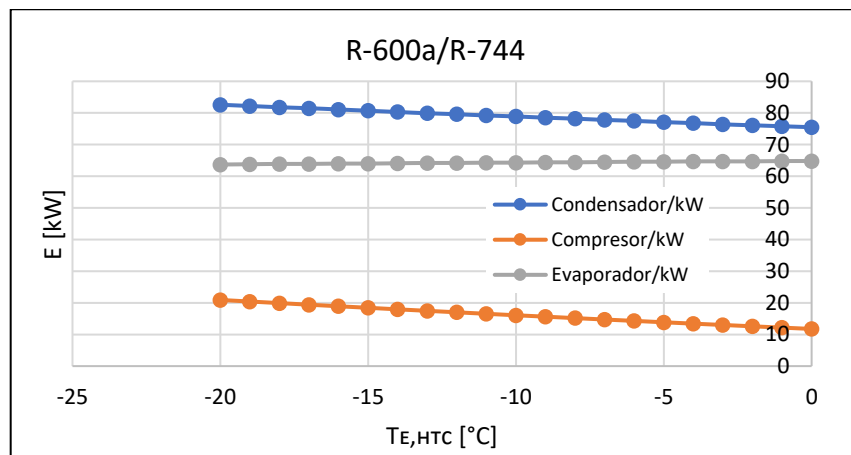
En las Figuras 62 a 64 se muestra que, al aumentar la temperatura de evaporación, disminuye el consumo de energía en el compresor en el HTC, disminuye en el condensador y no varía en el evaporador para los tres pares de refrigerantes, pero es mayor el consumo de energía en el par de refrigerantes R-717/R-744.



**Figura 62. Temperatura de evaporación vs consumo de energía del HTC del par R-717/R-744.**

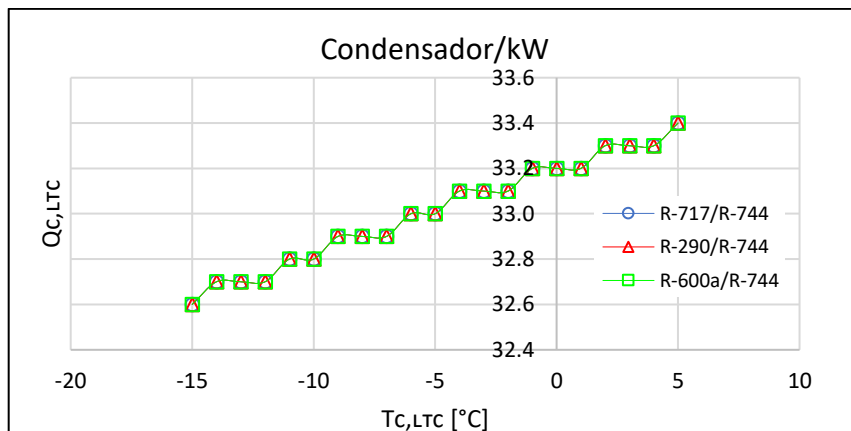


**Figura 63. Temperatura de evaporación vs consumo de energía del HTC del par R-290/R-744.**



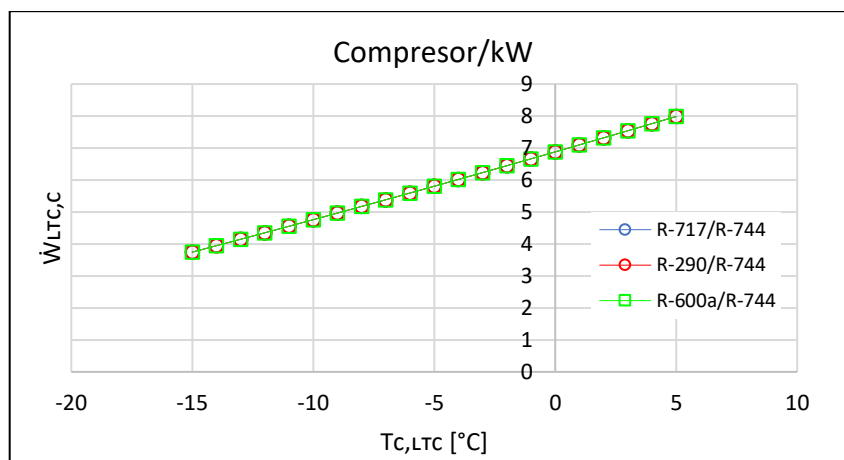
**Figura 64. Temperatura de evaporación vs consumo de energía del HTC del par R-600a/R-744.**

La Figura 65 muestra que, al aumentar la temperatura de condensación en el LTC, aumenta también la potencia frigorífica del condensador de la misma manera en los tres pares de refrigerantes.



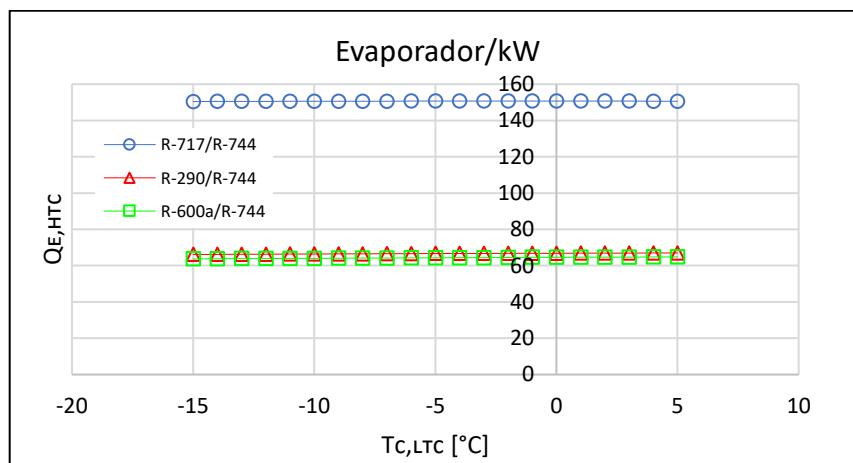
**Figura 65. Temperatura de condensación vs potencia frigorífica del LTC.**

En la Figura 66 se aprecia que, al aumentar la temperatura de condensación en el LTC, aumenta también el trabajo de compresión, en la misma forma para los tres pares de refrigerantes.



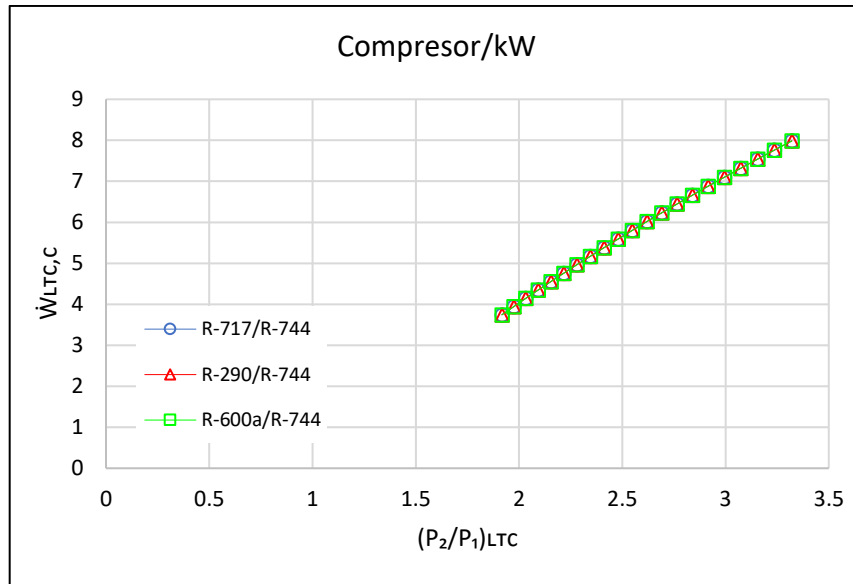
**Figura 66. Temperatura de condensación vs trabajo de compresión del LTC.**

Así mismo, en la Figura 67 se puede ver que se tiene el mismo comportamiento en los pares de refrigerantes R600a/R-744 y R-290, al aumentar la temperatura de condensación, no hay variación en el calor del evaporador del LTC, pero en el par R-717/R-744 es muy elevado el calor.



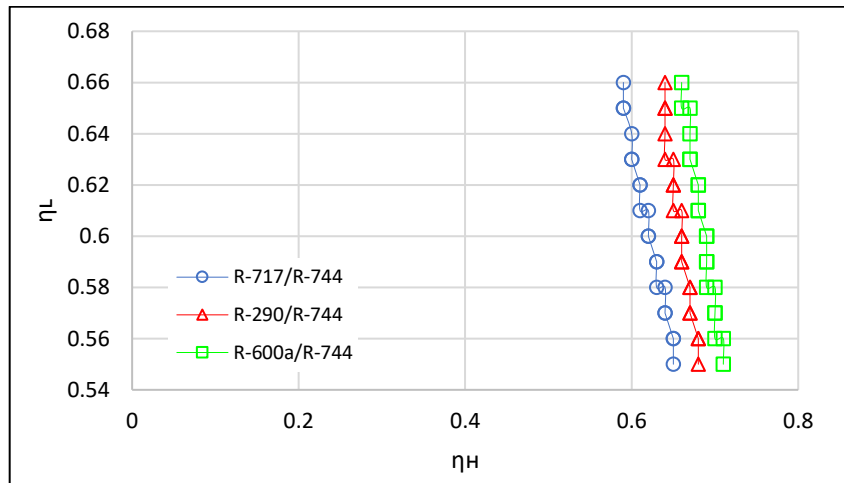
**Figura 67. Temperatura de condensación vs calor de evaporación del LTC.**

También en la Figura 68 se distingue el mismo comportamiento en los tres pares de refrigerantes: al aumentar la razón de presión inicial y final del LTC, el trabajo de compresión aumenta.



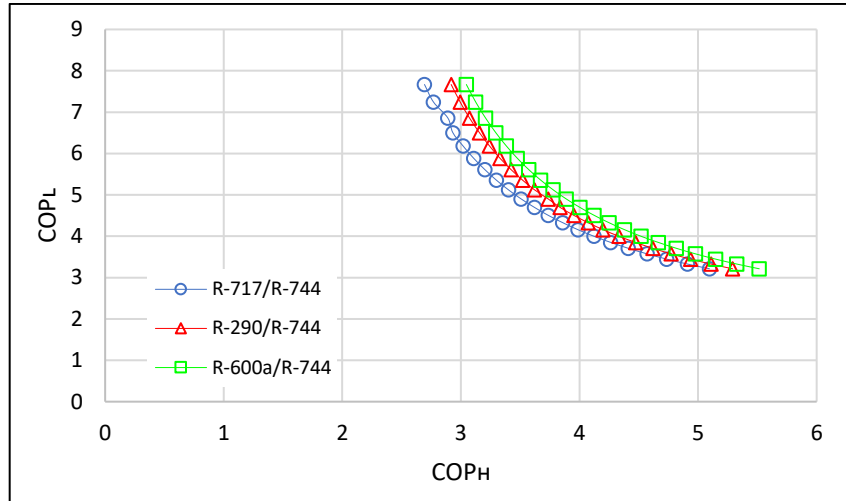
**Figura 68. Comparación de la razón de presión vs trabajo de compresión del LTC.**

En la Figura 69 se observa que, al aumentar la eficiencia del HTC, disminuye la del LTC en el orden de pares de refrigerantes siguiente: R-717/R-744 < R-290/R-744 < R-600a/R-744.



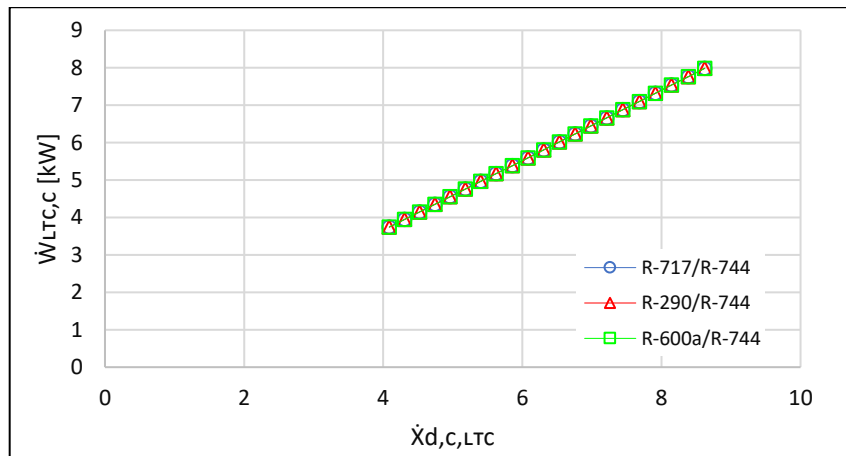
**Figura 69. Comparación de la eficiencia del HTC vs eficiencia del LTC.**

La Figura 70 indica que conforme aumenta el COP del HTC, disminuye el COP del LTC, pero es más pronunciado en el par de refrigerantes R-600a/R-744 que en el R-717/R-744; la figura sugiere que una extrapolación podría igualar los resultados en un mismo punto para los tres casos.



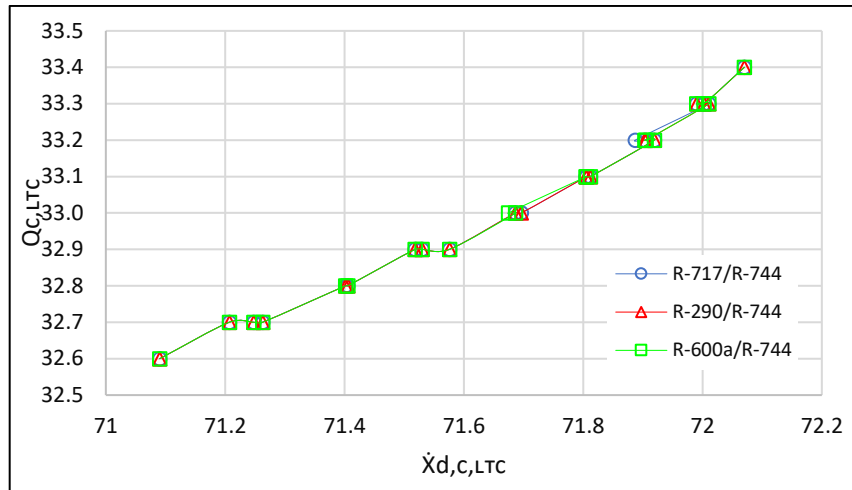
**Figura 70. Comparación del COP del HTC vs COP del LTC.**

Para los tres pares de refrigerantes se aprecia el mismo comportamiento: al aumentar la destrucción de exergía en el compresor del LTC, aumenta también el trabajo de compresión HTC, como lo muestra la Figura 71.



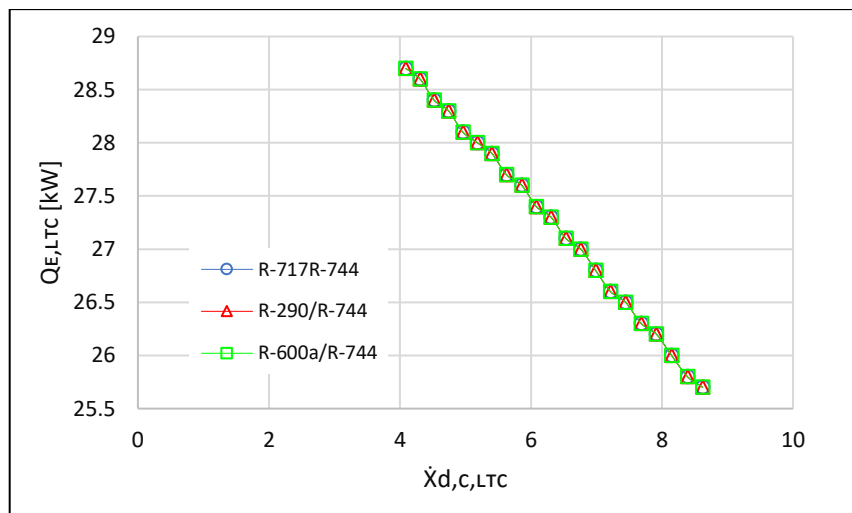
**Figura 71. Comparación de la destrucción de exergía en el compresor vs trabajo de compresión en el LTC.**

No se aprecian diferencias importantes en los tres pares de refrigerantes al comparar el aumento de destrucción de exergía con el aumento en el consumo de energía del condensador LTC, como indica la Figura 72.



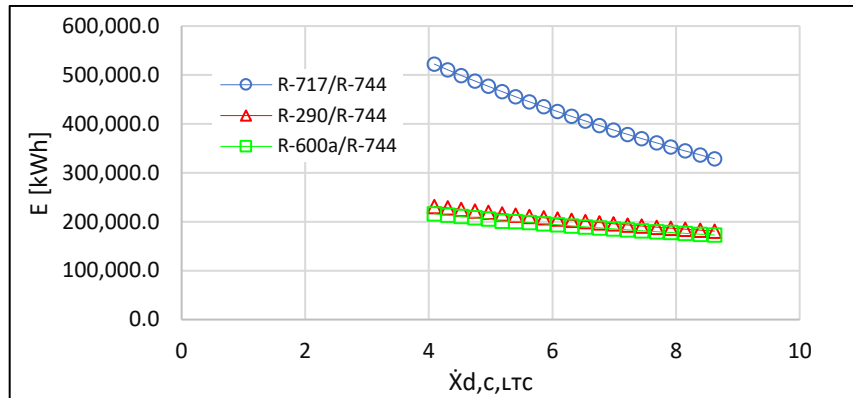
**Figura 72. Comparación de la destrucción de exergía vs consumo de energía en el condensador del LTC.**

Se puede ver en la Figura 73 que conforme aumenta la destrucción de exergía en el compresor, disminuye el consumo de energía en el evaporador del LTC, que es igual en los tres pares de refrigerantes.



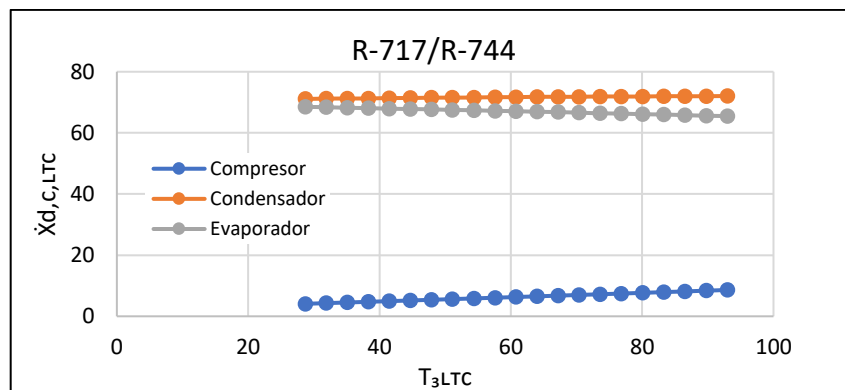
**Figura 73. Comparación de la destrucción de exergía en el compresor vs consumo de energía en el evaporador del LTC.**

En la Figura 74 se aprecia que, al aumentar la destrucción de exergía en el compresor del LTC, disminuye el consumo de energía del sistema, pero es mayor el consumo de energía en el par R-717/R-744, que en los otros dos pares de refrigerantes.

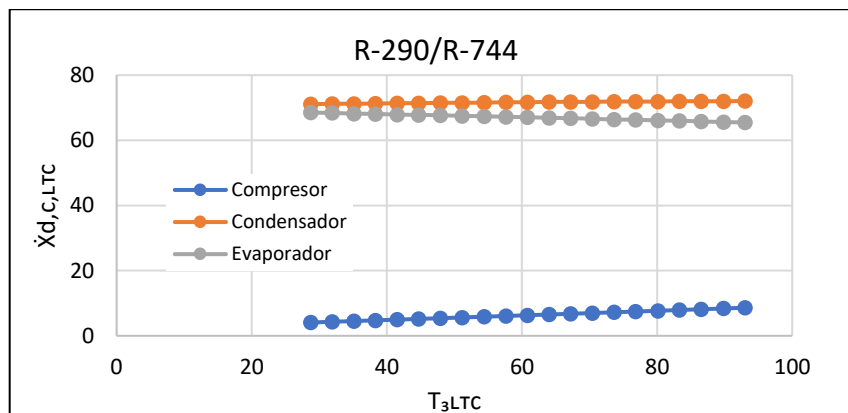


**Figura 74. Comparación de la destrucción de exergía en el compresor vs Consumo de energía del sistema en el LCT.**

En las Figuras 75 a 77 se hace una comparación del aumento de temperatura en la descarga del compresor contra la destrucción de exergía del LTC para los tres pares de refrigerantes, y se demuestra que su comportamiento es el mismo en los tres para el compresor, condensador y evaporador.

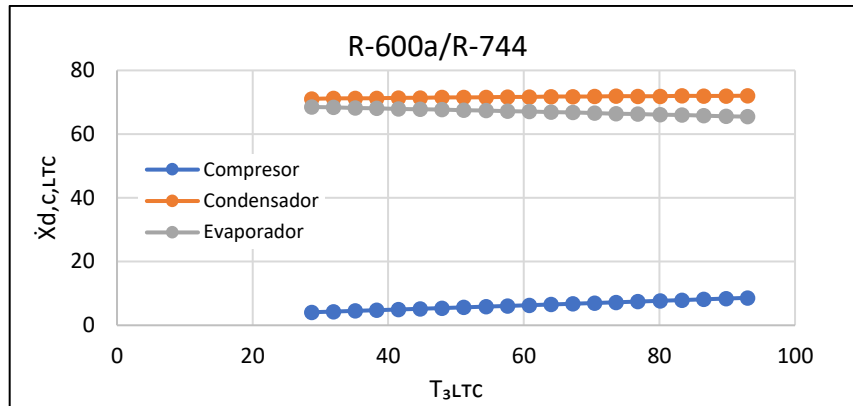


**Figura 75. Comparación de la temperatura de descarga del compresor vs destrucción de exergía del LTC para el par R-717/R-744.**



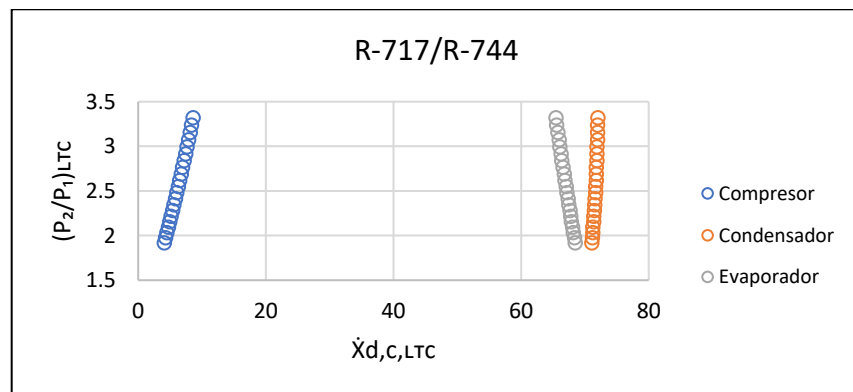
**Figura 76. Comparación de la temperatura de descarga del compresor vs destrucción de exergía del LTC para el par R-290/R-744.**



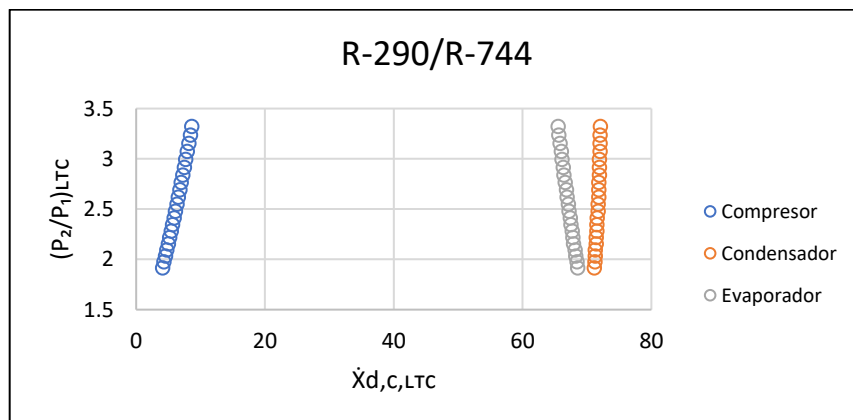


**Figura 77. Comparación de la temperatura de descarga del compresor vs destrucción de exergía del LTC para el par R-600a/R-744.**

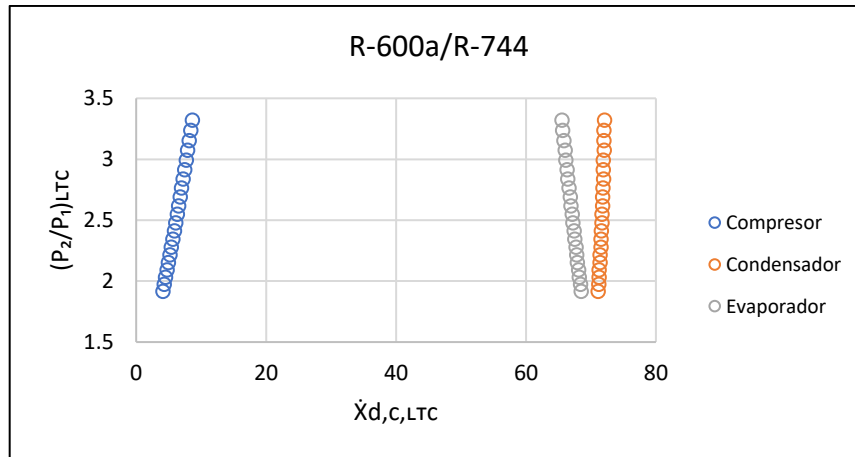
De la misma manera, en las Figuras 78 a 80 se compara la destrucción de exergía contra la razón de presión inicial y final del LTC, para los tres pares de refrigerantes, y se puede ver que es el mismo comportamiento en el compresor, condensador y evaporador del circuito secundario.



**Figura 78. Comparación de la destrucción de exergía vs razón de presión del LTC para el par R-717/R-744.**

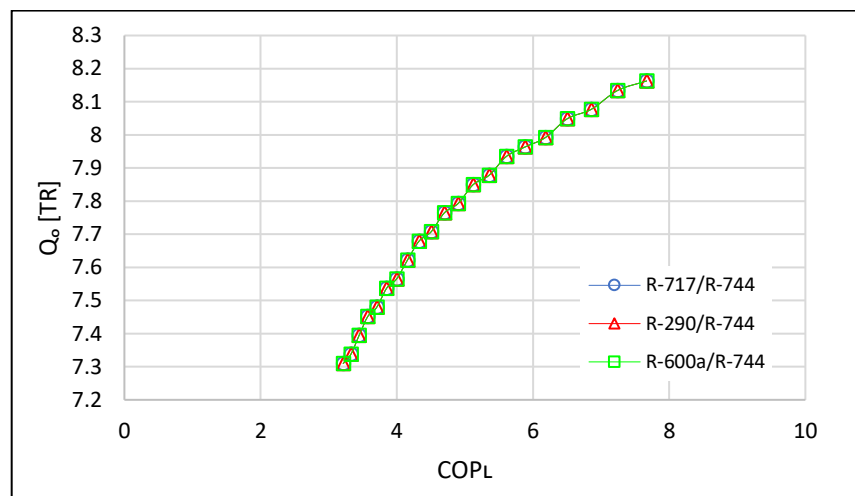


**Figura 79. Comparación de la destrucción de exergía vs razón de presión del LTC para el par R-290/R-744.**



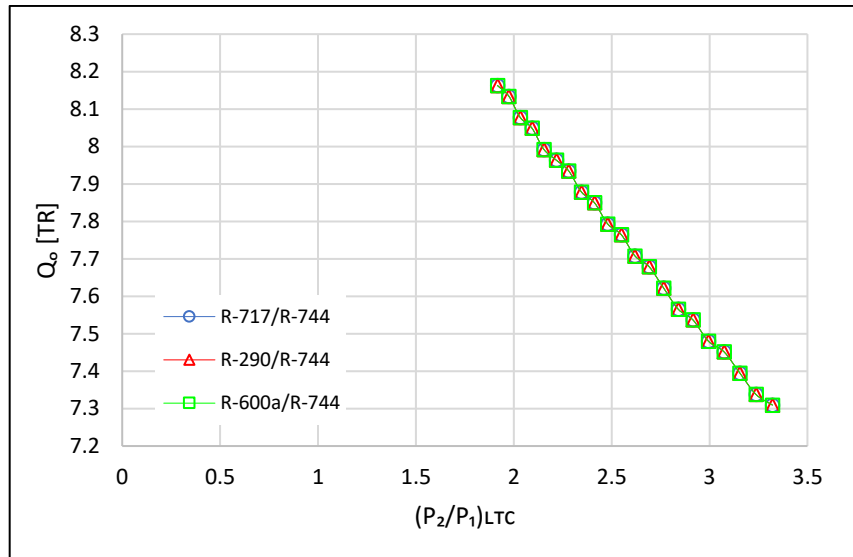
**Figura 80. Comparación de la destrucción de exergía vs razón de presión del LTC para el par R-600a/R-744.**

La Figura 81 hace una comparación del COP del LTC contra la potencia frigorífica del sistema, se puede apreciar que es también el mismo desempeño de los tres pares de refrigerantes.



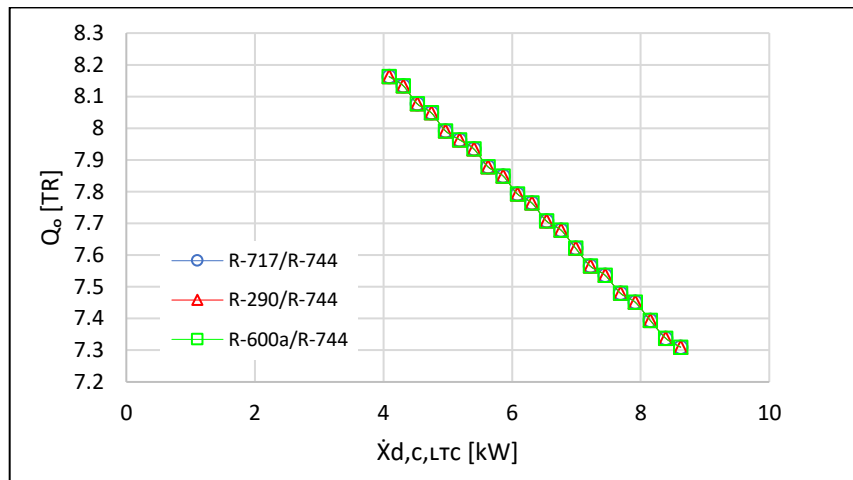
**Figura 81. Comparación del COP vs Potencia frigorífica del LTC.**

La Figura 82 permite ver que para los tres pares de refrigerantes es el mismo comportamiento: al aumentar la razón de presiones inicial y final del LTC, disminuye la potencia frigorífica del sistema.



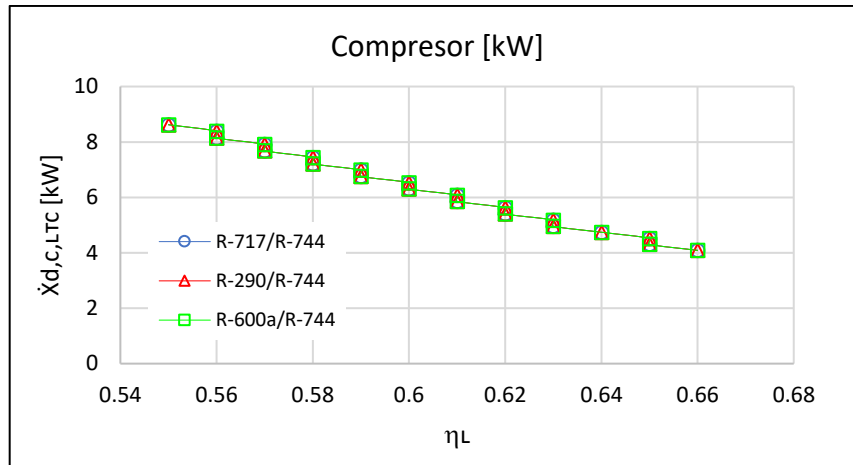
**Figura 82. Comparación de la Razón de compresión vs Potencia frigorífica del LTC.**

En la Figura 83 se comparan los tres pares de refrigerantes: cuando aumenta la destrucción de exergía del compresor, disminuye la potencia frigorífica del sistema, que resulta igual en los tres.



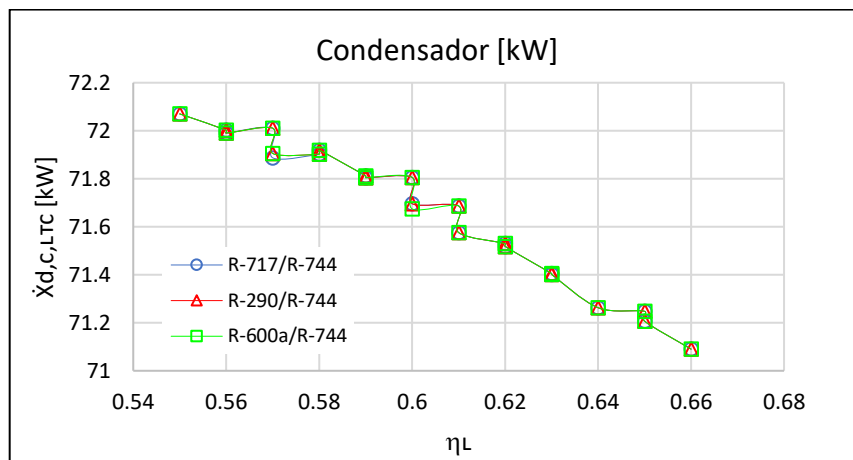
**Figura 83. Comparación de la destrucción de exergía del compresor vs Potencia frigorífica del LTC.**

La Figura 84 permite ver que también es el mismo comportamiento en los tres pares de refrigerantes: cuando aumenta la eficiencia del LTC, disminuye la destrucción de exergía.



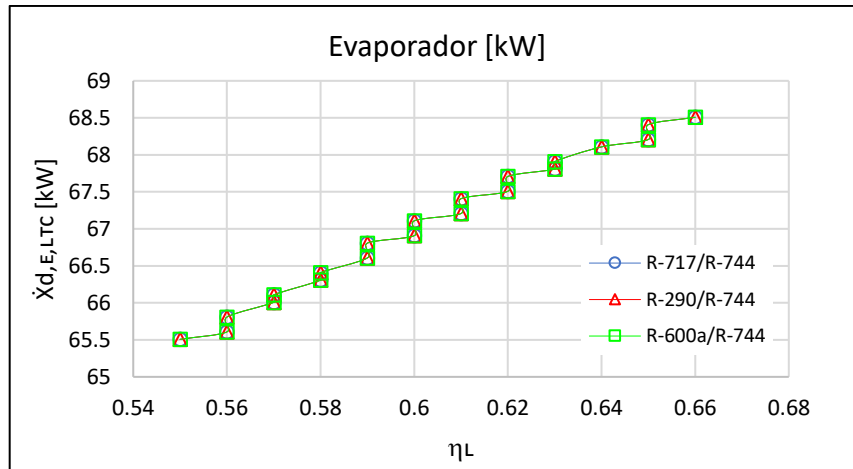
**Figura 84. Comparación de la Eficiencia vs Destrucción de exergía en el compresor del LTC.**

En la Figura 85 se presenta el mismo comportamiento de los tres refrigerantes al aumentar la eficiencia del LTC, hay una disminución de la destrucción de exergía en el condensador del circuito.



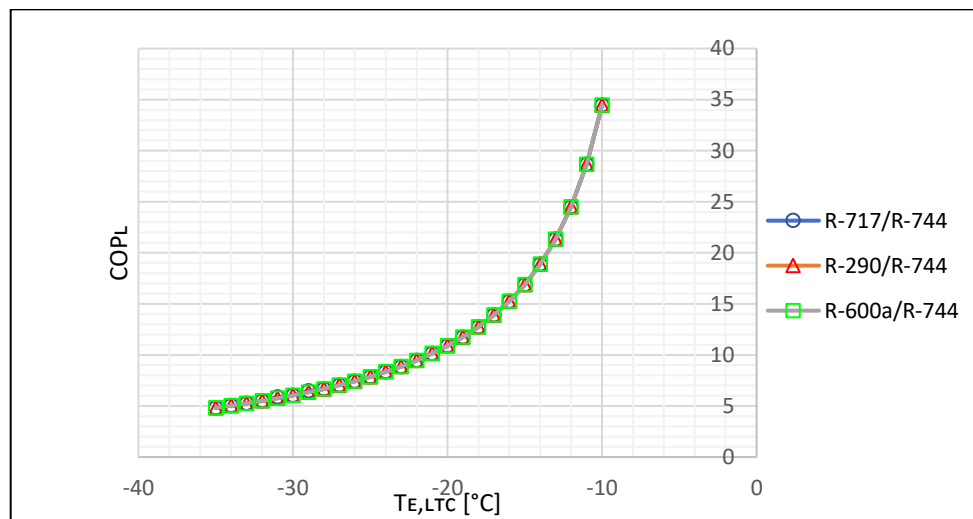
**Figura 85. Comparación de la eficiencia vs Destrucción de exergía en el condensador del LTC.**

La Figura 86 permite ver que los tres pares de refrigerantes también se comportan igual, cuando aumenta la eficiencia del LTC, aumenta la destrucción de exergía en el evaporador.



**Figura 86. Comparación de la eficiencia del Evaporador vs Destrucción de exergía del LTC.**

La Figura 87 muestra que los tres pares de refrigerantes tienen el mismo comportamiento, al aumentar la temperatura de evaporación, aumenta el coeficiente de operación en el LTC.



**Figura 87. Temperatura de evaporación vs coeficiente de operación del LTC.**

Los resultados obtenidos anteriormente en las gráficas muestran que el aumento en la temperatura de condensación disminuye el COP, un aumento en la razón de compresión, una disminución en la destrucción de exergía del evaporador, pero un aumento en la del compresor, un aumento en la temperatura de descarga del compresor, un aumento en el trabajo de compresión, una disminución de la potencia frigorífica, del LTC

Los resultados presentados en las gráficas anteriores sugieren un desempeño óptimo del equipo, bajo las siguientes condiciones, para cada par de refrigerantes:

a) R-717/R-744:

- $T_{\text{Comp,LTC}} = 3.2^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{COP}_L = 5.0$
- $T_{\text{Evap,HTC}} = 0.0^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{COP}_H = 5.096$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Cond.,LTC}} = 71.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Evap.,LTC}} = 71.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 1.9$
- $\text{COP}_{\text{LTC}} = 3.2$ ,  $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 3.3$
- $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 1.9$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ TR}$
- $\text{COP}_{\text{LTC}} = 7.68$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ TR}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $E = 522,236 \text{ kWh}$
- $Q_0 = 7.0 \text{ TR}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,LTC}} = 8.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_0 = 8.0 \text{ TR}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,LTC}} = 4 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{cond,LTC}} = 32 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{evap,LTC}} = 29 \text{ kW}$
- $T_{\text{evap, HTC}} = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,HTC}} = 56 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{cond,HTC}} = 200 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{evap,HTC}} = 150 \text{ kW}$
- $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 2$ ,  $Q_0 = 8.0 \text{ TR}$
- $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4 \text{ kW}$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ kW}$
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4.0 \text{ kW}$
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Cond.,LTC}} = 71.0 \text{ kW}$
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Evap.,LTC}} = 68.5 \text{ kW}$

b) R-290/R-744:

- $T_{\text{Comp,LTC}} = 3.2^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{COP}_L = 5.0$
- $T_{\text{Evap,HTC}} = 0.0^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{COP}_H = 5.291$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Evap.,LTC}} = 68.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Cond.,LTC}} = 71.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 1.9$
- $\text{COP}_{\text{LTC}} = 3.2$ ,  $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 3.3$
- $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 1.9$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ TR}$
- $\text{COP}_{\text{LTC}} = 7.68$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ TR}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $E = 216,091 \text{ kWh}$
- $Q_0 = 7.0 \text{ TR}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,LTC}} = 8.0 \text{ kW}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_0 = 8.0 \text{ TR}$
- $T_{\text{Comp,LTC}} = -15^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,LTC}} = 4 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{cond,LTC}} = 32 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{evap,LTC}} = 29 \text{ kW}$
- $T_{\text{evap, HTC}} = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{W}_{\text{comp,HTC}} = 22 \text{ kW}$ ,  $\dot{Q}_{\text{evap,HTC}} = 66 \text{ kW}$
- $P_2/P_{1,\text{LTC}} = 2.0$ ,  $Q_0 = 8 \text{ TR}$
- $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4.0 \text{ kW}$ ,  $Q_0 = 8.16 \text{ kW}$
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{\text{d,Comp.,LTC}} = 4.0 \text{ kW}$

- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{d,Cond.,LTC} = 71.0$  kW
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{d,Evap.,LTC} = 68.5$  kW

c) R-600a/R-744:

- $T_{Comp,LTC} = 3.2^\circ\text{C}$ ,  $COP_L = 5.0$
- $T_{Evap,HTC} = 0.0^\circ\text{C}$ ,  $COP_H = 5.516$
- $T_{Comp,LTC} = 15^\circ\text{C}$ ,  $\dot{X}_{d,Evap.,LTC} = 68$  kW
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $\dot{X}_{d,Cond.,LTC} = 71$  kW
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $\dot{X}_{d,Comp.,LTC} = 4$  kW
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $P_2/P_{1,LTC} = 1.9$
- $COP_{LTC} = 3.2$ ,  $P_2/P_{1,LTC} = 3.3$
- $P_2/P_{1,LTC} = 1.9$ ,  $Q_0 = 8.13$  TR
- $COP_{LTC} = 7.68$ ,  $Q_0 = 8.16$  TR
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $E = 231,482$  kWh
- $Q_0 = 7.0$  TR,  $\dot{W}_{comp,LTC} = 8.0$  kW
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $Q_0 = 8.0$  TR
- $T_{Comp,LTC} = -15^\circ\text{C}$ ,  $\dot{W}_{comp,LTC} = 4.0$  kW,  $\dot{Q}_{cond,LTC} = 32$  kW,  $\dot{Q}_{evap,LTC} = 29.0$  kW
- $T_{evap, HTC} = -20^\circ\text{C}$ ,  $\dot{W}_{comp,HTC} = 21.0$  kW,  $\dot{Q}_{evap,HTC} = 63.4$  kW
- $P_2/P_{1,LTC} = 2.0$ ,  $Q_0 = 8.0$  TR
- $\dot{X}_{d,Comp.,LTC} = 4.0$  kW,  $Q_0 = 8.16$  kW
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{d,Comp.,LTC} = 4.0$  kW
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{d,Cond.,LTC} = 71.0$  kW
- $\eta_L = 0.66$ ,  $\dot{X}_{d,Evap.,LTC} = 68.5$  kW

Estos resultados obtenidos a partir de la simulación ahora se utilizan para nuevamente simular el desempeño del refrigerante, pero en el compresor que, como se dijo anteriormente, es el “corazón” del equipo de refrigeración<sup>90</sup>. Finalmente, los resultados obtenidos se muestran en las Figura 88 a 90.

---

<sup>90</sup> Hao-jie TANG, Shu-xi ZHENG, Yu-tao YANG, Chao WANG, You-xin ZHAO and Su-yan HE. (2016). Energy and Exergy Analysis of a Refrigeration System with Vapor Injection Using Reciprocating Piston Compressor. Advances in Engineering Research, 94, 436-439.

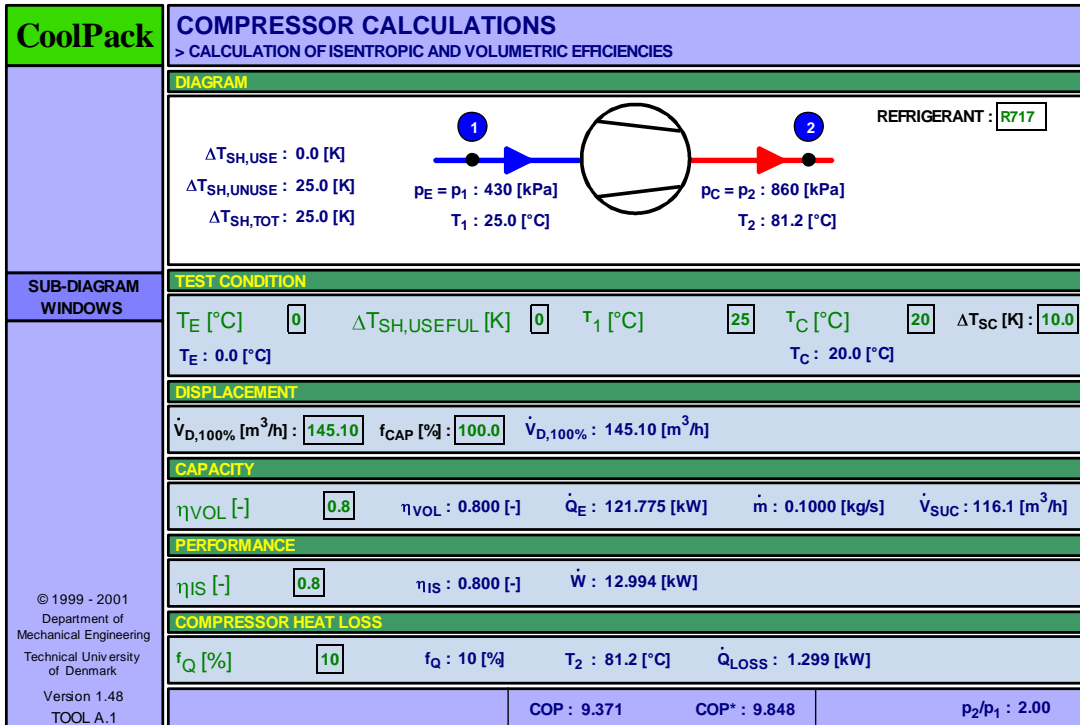


Figura 88. Resultados del modelado del compresor para el R-717 en el LTC.

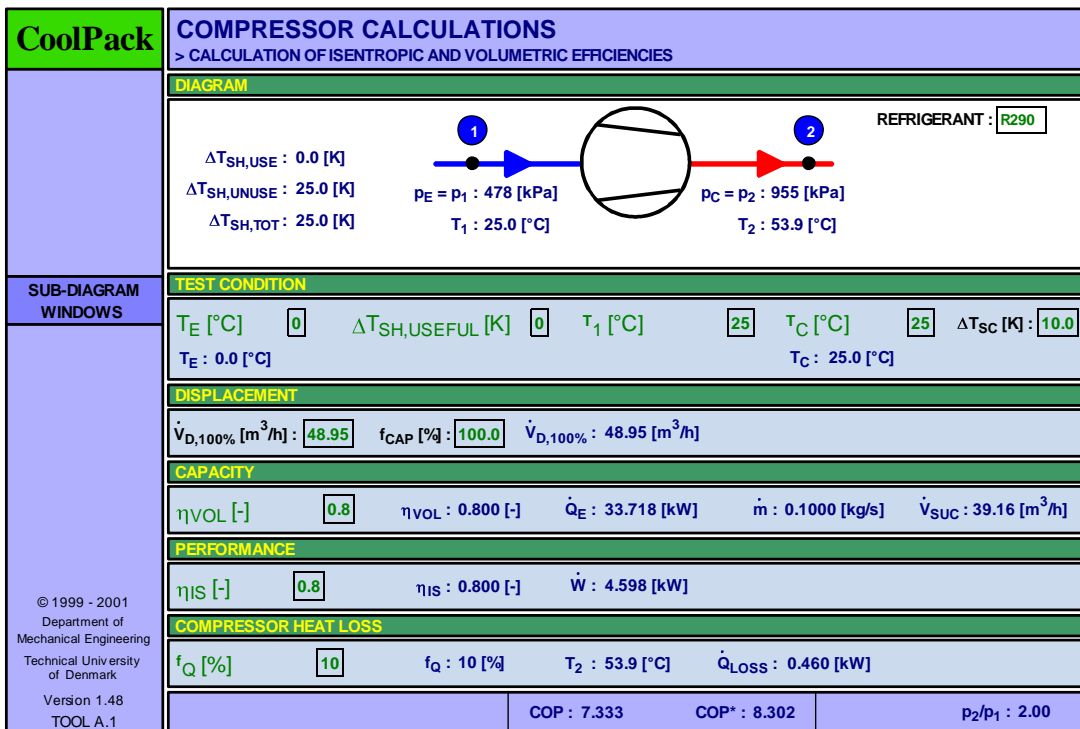
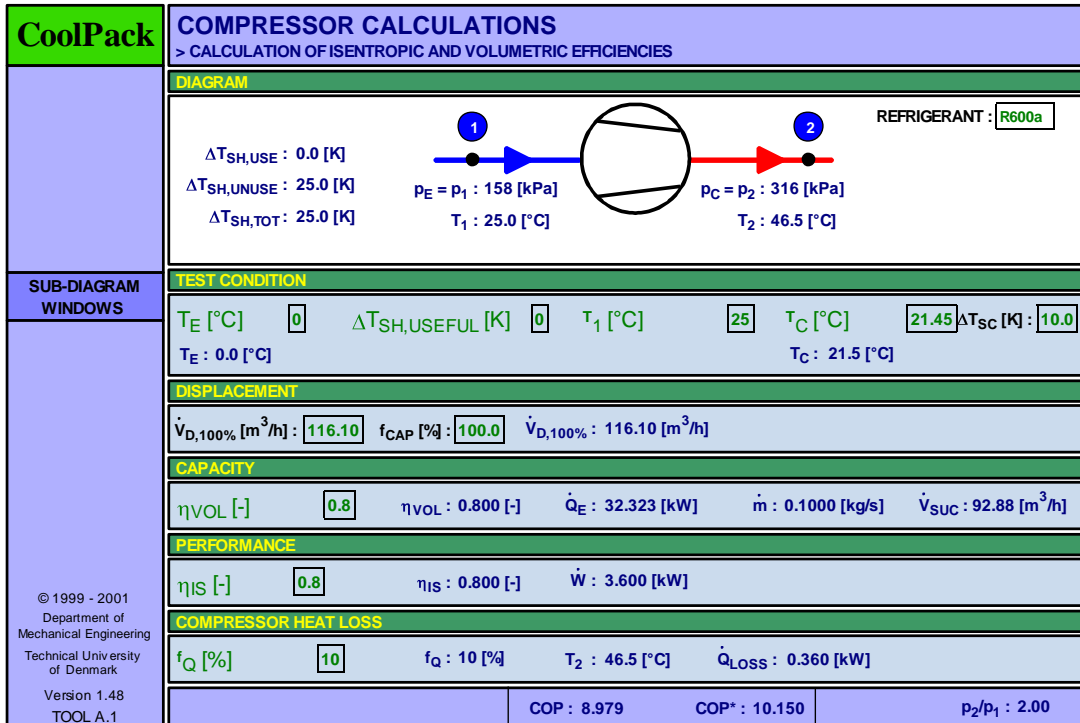


Figura 89. Resultados del modelado del compresor para el R-290 en el LTC.





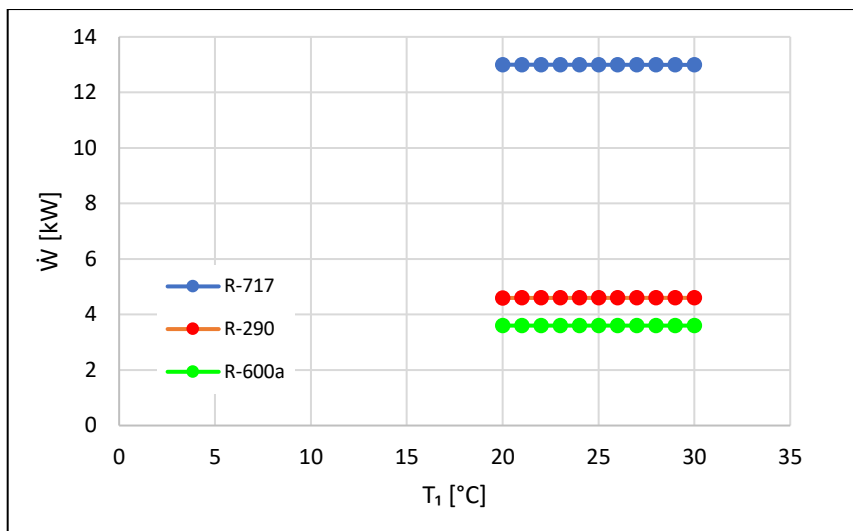
**Figura 90. Resultados del modelado del compresor para el R-600a en el LTC.**

Los parámetros considerados para modelar el compresor son el promedio de valores obtenidos en las figuras 43 a 87:

- Temperatura de evaporación del fluido refrigerante,  $T_E [^{\circ}C]$
- Temperatura de condensación el fluido refrigerante,  $T_C [^{\circ}C]$ .
- Volumen de desplazamiento del compresor,  $\dot{V}_{D,100\%} [m^3/h]$ .
- Calor generado en el compresor,  $\dot{Q}_E [kW]$ .
- Pérdida de calor en el compresor,  $\dot{Q}_L [kW]$ .
- Trabajo del compresor,  $\dot{W} [kW]$ .
- Flujo másico del compresor,  $\dot{m} [kg/s]$ .
- Razón de presión del compresor,  $P_2/P_1$ .
- Presión a la entrada al compresor,  $P_1 [Bar]$ .
- Presión a la salida del compresor,  $P_2 [Bar]$ .
- Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor,  $T_1=T_{amb} [^{\circ}C]$ .
- Temperatura del refrigerante a la salida del compresor,  $T_2 [^{\circ}C]$ .
- Eficiencia volumétrica del compresor,  $\eta_{VOL} [\%]$ .
- Eficiencia isentrópica del compresor,  $\eta_{IS} [\%]$ .
- Factor de pérdida de calor en el compresor,  $f_Q [\%]$

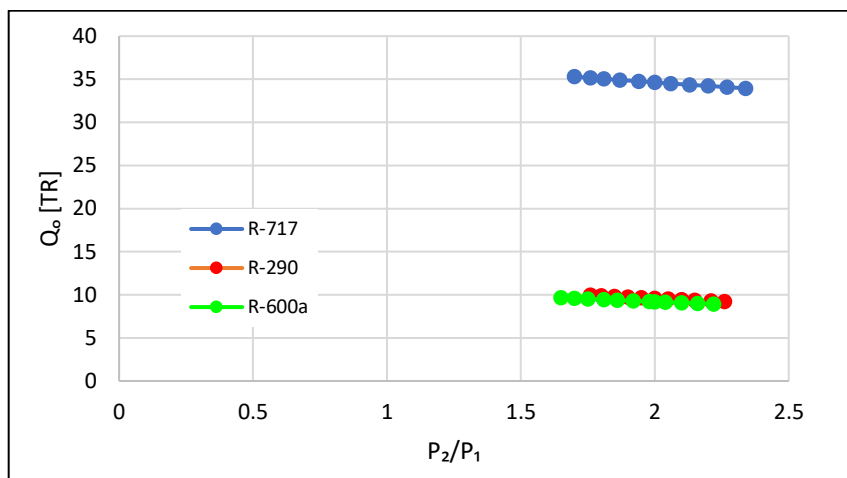
Se consideró que el LTC es el más indicado para obtener las menores temperaturas del ciclo en cascada; los resultados obtenidos se presentan en las figuras 90 a 112 siguientes.

La Figura 91 muestra que el aumento en la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor no afecta el trabajo del compresor en el LTC; también se aprecia que el R-600a es el refrigerante que menos energía demanda de los tres.



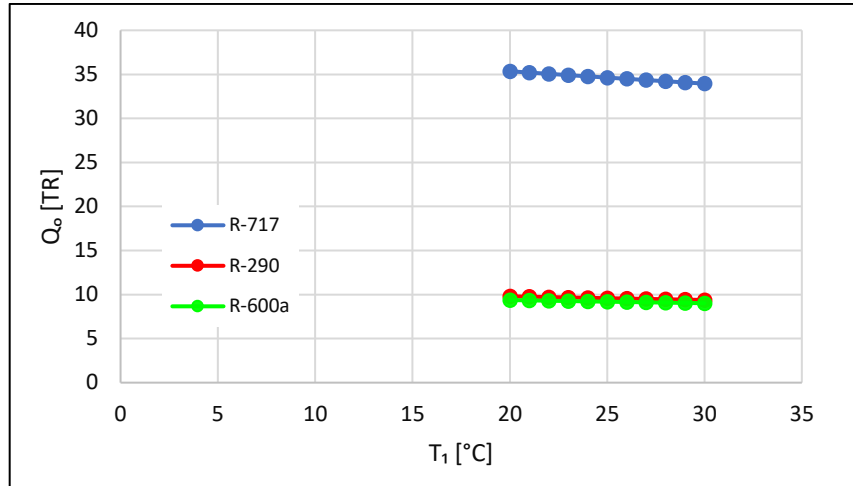
**Figura 91.  $T_1$  vs  $\dot{W}$ , en el LTC.**

La Figura 92 muestra que el aumento en la razón de presiones inicial y final del compresor produce una muy ligera disminución en la potencia frigorífica del equipo de refrigeración y, nuevamente, es el R-600a el refrigerante que menos potencia produce de los tres refrigerantes.



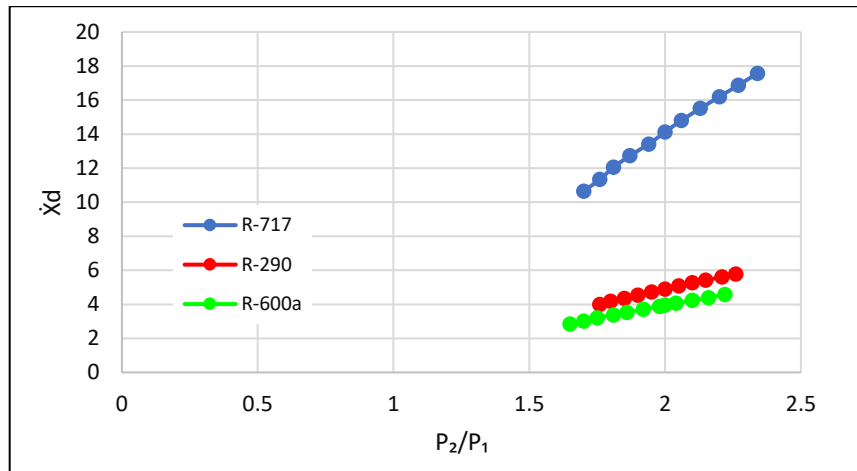
**Figura 92.  $P_2/P_1$  vs  $Q_o$ , en el LTC.**

En la Figura 93 se puede apreciar que el aumento de temperatura del refrigerante a la entrada del compresor del LTC causa una disminución en la potencia frigorífica del equipo, excepto en el R-290 y R-600a, en donde no hay variación, pero en este último es donde se produce menos potencia frigorífica y más en el R-717.



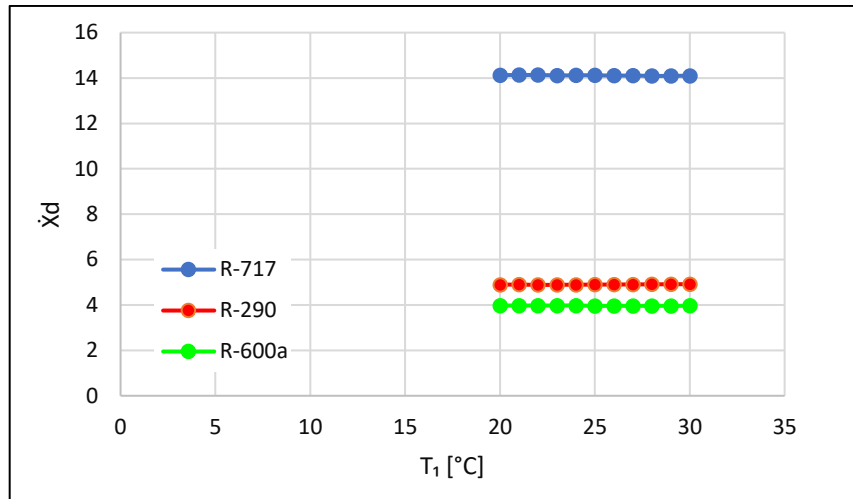
**Figura 93.  $T_1$  vs  $Q_c$ , en el LTC.**

Como se muestra en la Figura 94, el aumento en la razón de presiones inicial y final del compresor en el LTC, ocasiona a su vez un aumento en exergía destruida, que es mayor en el R-717 de los tres refrigerantes y menor en el R-600a.



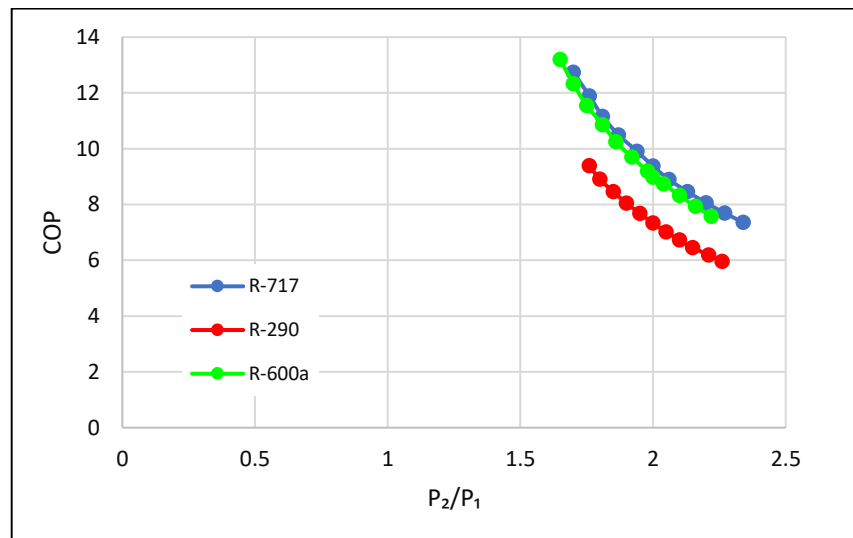
**Figura 94.  $P_2/P_1$  vs  $\dot{X}_d$ , en el LTC.**

Así mismo, se encontró que el aumento en la temperatura del refrigerante en la entrada del compresor del LTC no produce cambios en la destrucción de exergía, pero es mayor la destrucción en el R-717 y menor en el R-600a, como se aprecia en la Figura 95.



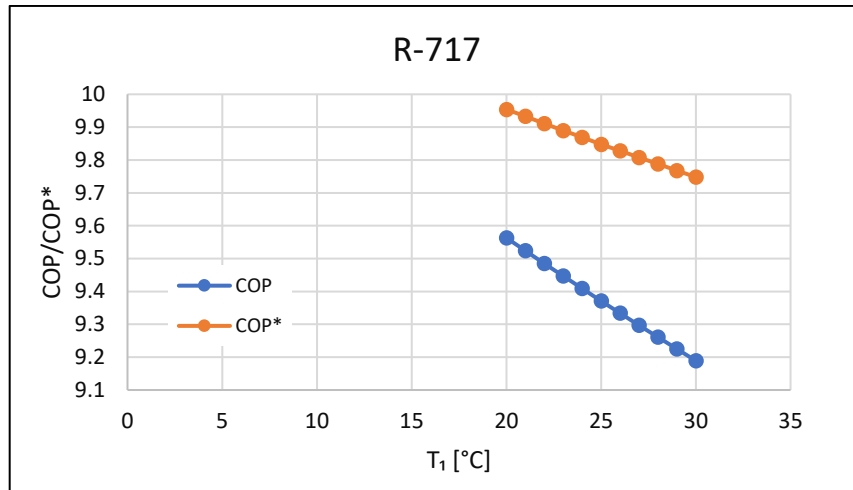
**Figura 95.  $T_1$  vs  $\dot{X}_d$ , en el LTC.**

También se encontró que un aumento en la razón de compresión de presiones inicial y final del compresor del LTC produce una disminución en el COP del equipo, en donde se puede ver que es menor en R-290 que en el resto de los refrigerantes y mayor en el R-600a, como se muestra en la Figura 96.



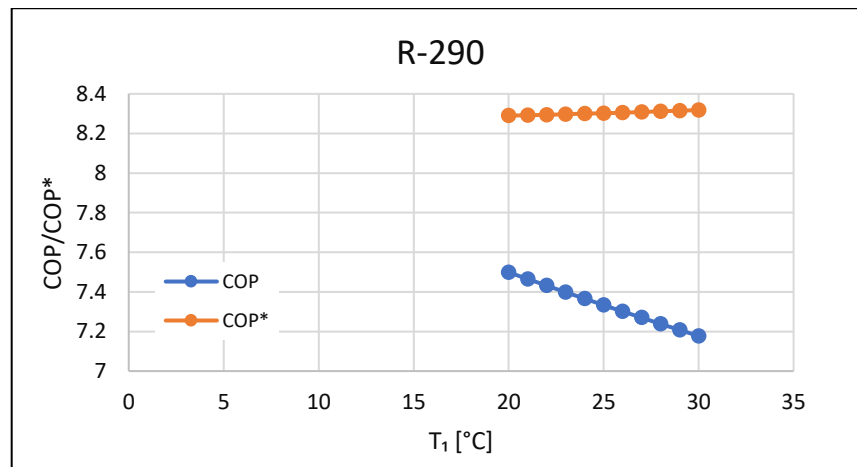
**Figura 96.  $P_2/P_1$  vs COP, en el LTC.**

En la Figura 97 se muestra que un aumento en la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor del LTC causa una disminución del COP del sistema para el R-717 y que el COP real (color azul) es muy diferente del COP ideal (naranja\*).



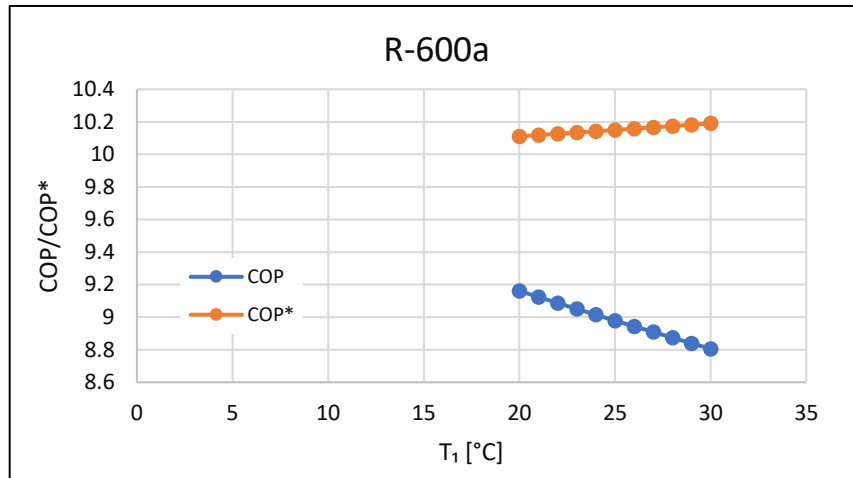
**Figura 97. T<sub>1</sub> vs COP real e ideal (\*), en el LTC.**

Por su parte, la Figura 98 muestra que, para el R-290, el COP real disminuye al aumentar la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor del LTC, pero idealmente esto no debería de suceder y debería ser incluso mayor.



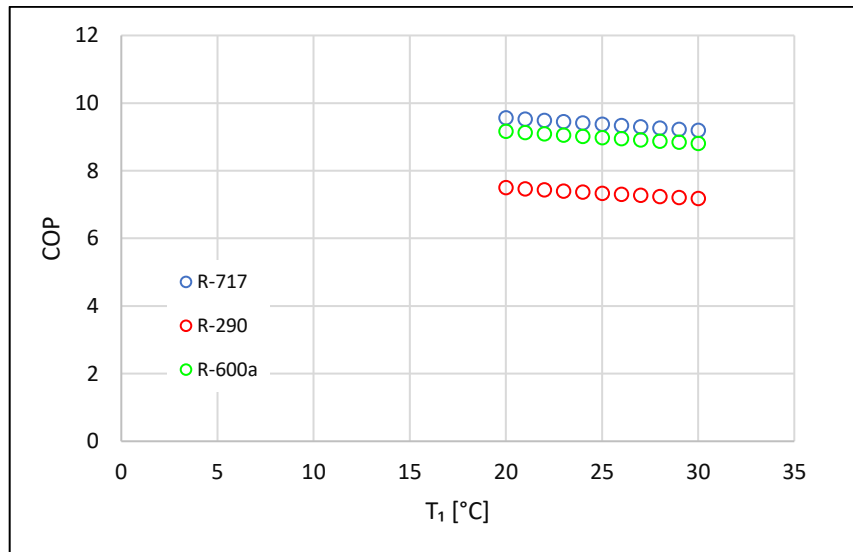
**Figura 98. T<sub>1</sub> vs COP real e ideal (\*), en el LTC.**

También se encontró que el aumento de temperatura del refrigerante en la entrada del compresor del LTC, en el R-6600a, produce una disminución del COP real muy pronunciada, pero en el COP ideal debería aumentar, como se aprecia en la Figura 99.



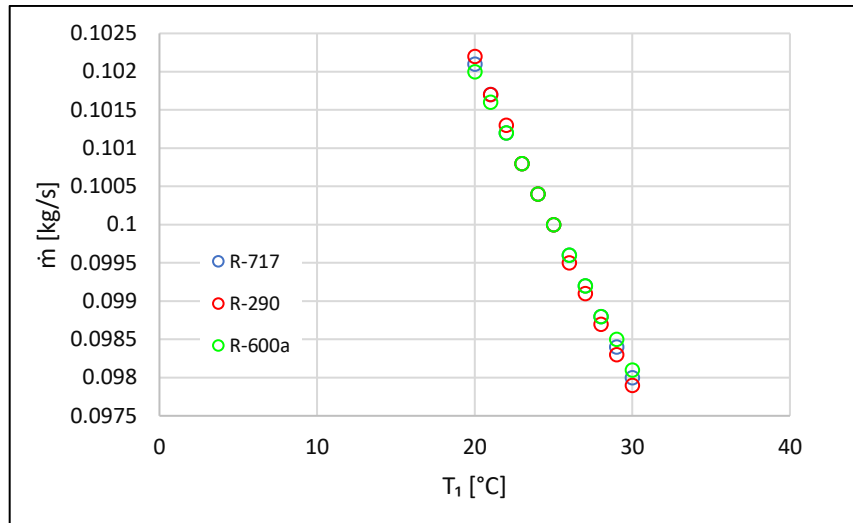
**Figura 99. T<sub>1</sub> vs COP real e ideal (\*), en el LTC.**

En la Figura 100 se puede distinguir que el aumento de temperatura del refrigerante a la entrada del compresor que causa una disminución del COP en el LTC es menor en el R-290 y mayor en el R-717.



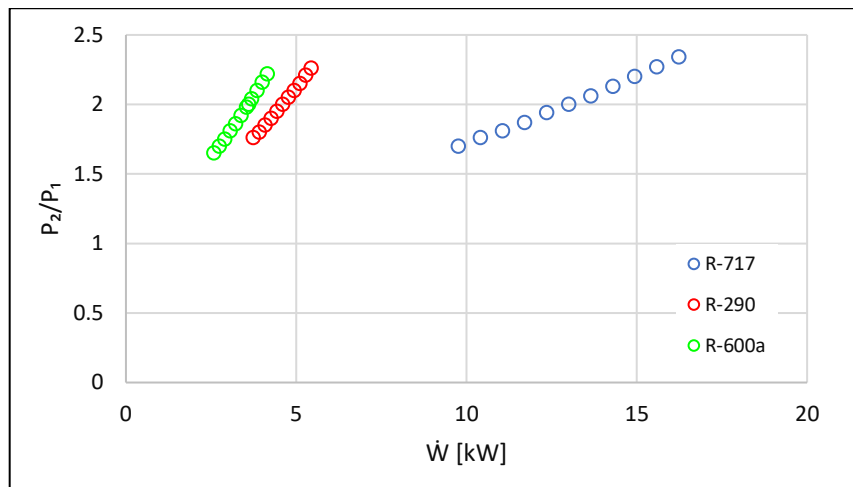
**Figura 100. T<sub>1</sub> vs COP real, en el LTC.**

Un comparativo de los tres refrigerantes naturales, mostrado en la Figura 101, indica que su comportamiento es muy parecido entre ellos, al aumentar la temperatura del refrigerante en el compresor, disminuye igual el flujo másico.



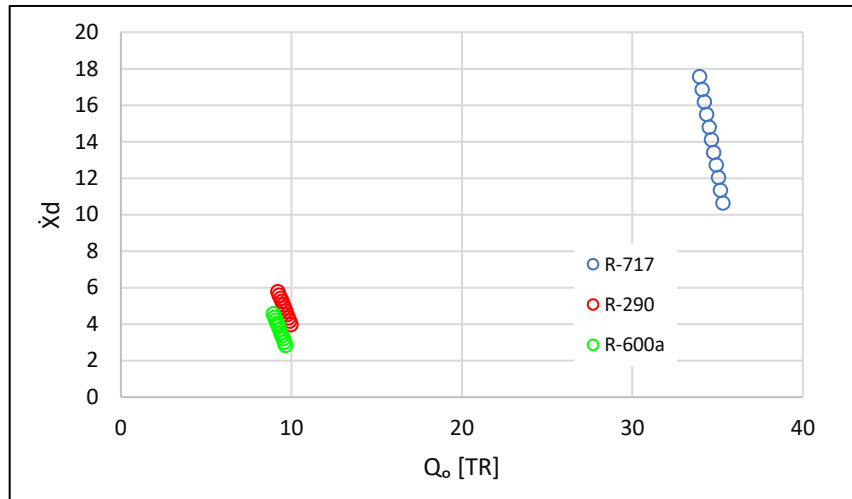
**Figura 101.  $T_1$  vs  $\dot{m}$ , en el LTC.**

La Figura 102 muestra, para los tres refrigerantes en el LTC, que el aumento en trabajo del compresor ocasiona un aumento en la razón de compresión inicial y final y, se produce menos trabajo con el R-600a y más con el R-717.



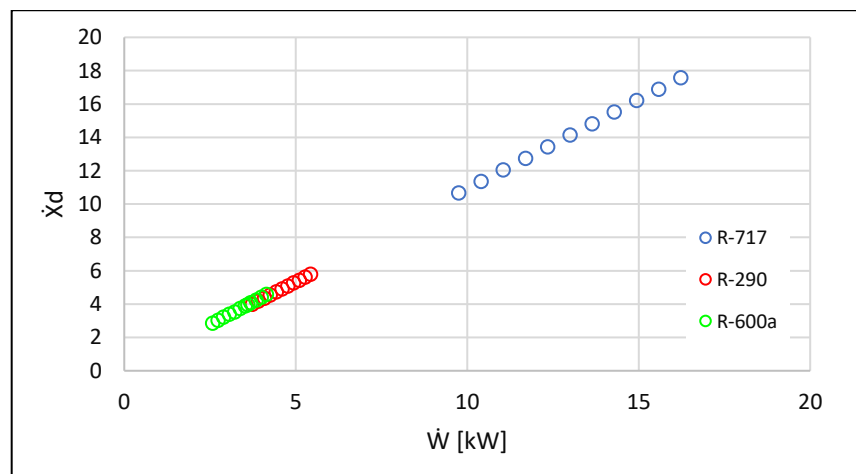
**Figura 102.  $\dot{W}$  vs  $P_2/P_1$ , en el LTC.**

La Figura 103 deja de manifiesto que en el LTC el aumento de la potencia frigorífica disminuye ligeramente la destrucción de exergía del compresor usando R-600a y R-290, pero es muy acentuada en el R-717; de hecho, en este último caso, la disminución se presenta después de las 30 toneladas de refrigeración.



**Figura 103. Q<sub>0</sub> vs X<sub>d</sub>, en el LTC.**

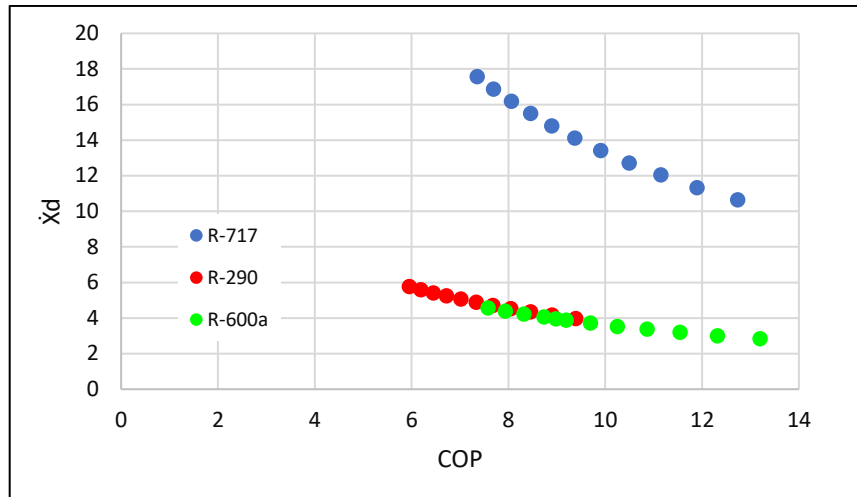
La Figura 104 muestra que el aumento del trabajo del compresor conlleva al aumento de la destrucción de exergía, pero que es mayor en el R-717 y menor en el R-600a del LTC.



**Figura 104. W-dot vs X<sub>d</sub>, en el LTC.**

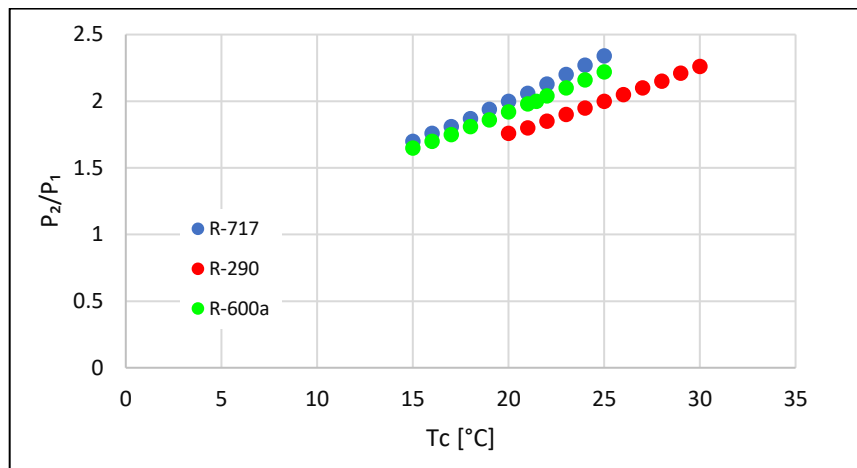
Se puede notar en la Figura 105 que al aumento en el COP causa una disminución de la destrucción de exergía en el compresor del LTC, pero hay más destrucción de exergía en el R-717 y menos en el R-600a.





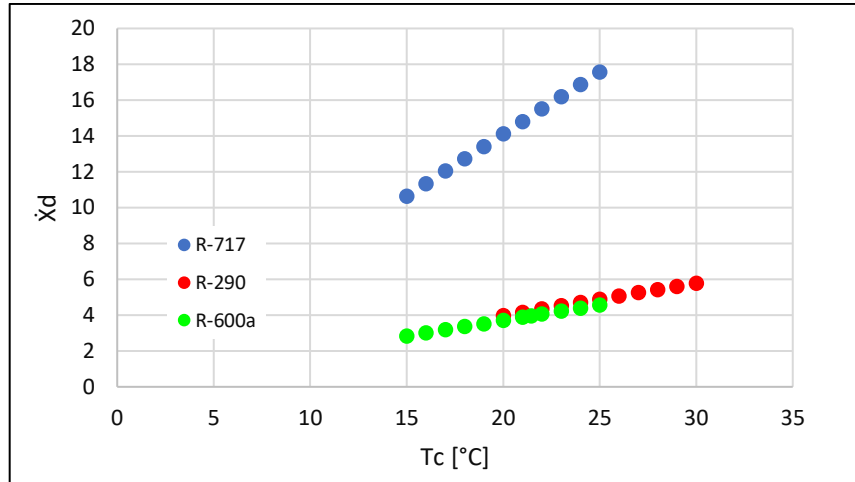
**Figura 105. COP vs  $\dot{X}_d$ , en el LTC.**

Por otra parte, se puede ver en la Figura 106 que el aumento en la temperatura de condensación del refrigerante en el compresor del LTC ocasiona un aumento en la razón de presiones inicial y final; dicho efecto es similar en los tres refrigerantes, pero en el R-717 y R-600a se presenta a menor temperatura que en el R-290.



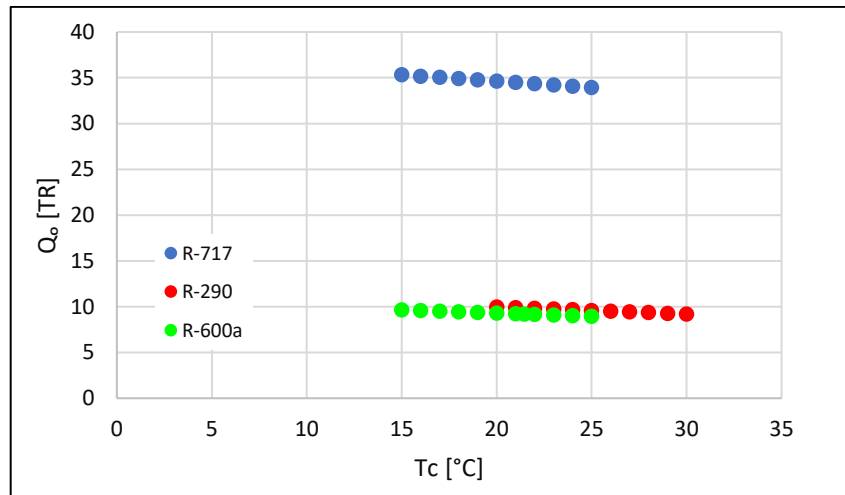
**Figura 106.  $T_c$  vs  $P_2/P_1$ , en el LTC.**

La Figura 107 indica que el aumento en la temperatura de condensación del refrigerante en el compresor del LTC aumenta la destrucción de exergía; este efecto es en el R-717 y menor en el R-600a y R-290, pero en este último se da a una temperatura mayor.



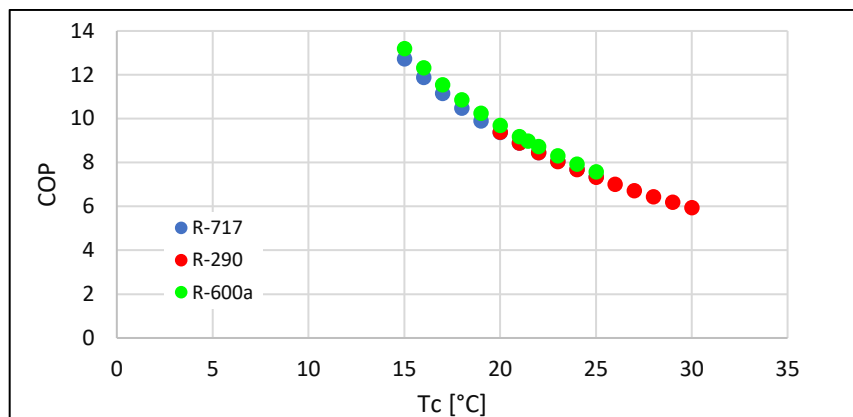
**Figura 107.  $T_c$  vs  $\dot{X}_d$ , en el LTC.**

Se aprecia en la Figura 108 que el aumento en la temperatura de condensación del refrigerante en el compresor del LTC produce una ligera disminución de la potencia frigorífica del sistema, pero que es mayor en el R-717 que en el R-600a y R-290; cabe destacar que en este último el efecto se produce a una temperatura mayor que en los otros dos refrigerantes.



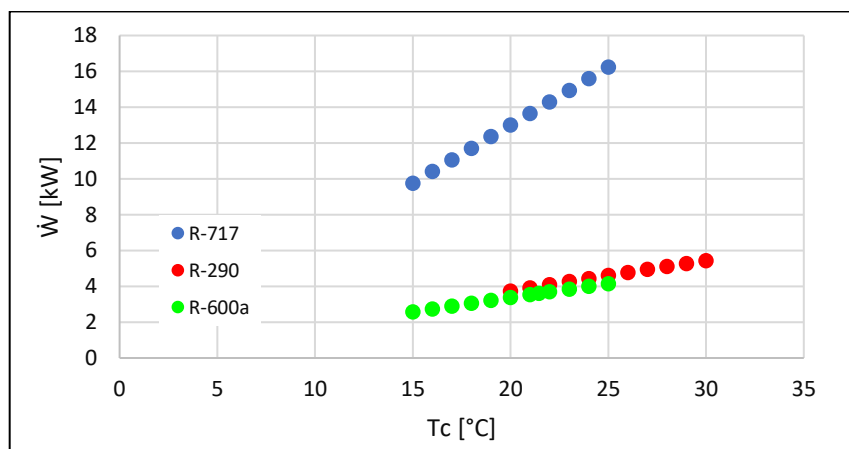
**Figura 108.  $T_c$  vs  $Q_o$ , en el LTC.**

La Figura 109 muestra que el aumento de la temperatura de condensación del refrigerante en el compresor ocasiona una disminución en el COP del sistema, pero que es más grande en el R-600a y menor en el R-290 del LTC.



**Figura 109. T<sub>c</sub> vs COP, en el LTC.**

Así mismo, la Figura 110 muestra que el aumento en la temperatura de condensación del refrigerante en el compresor ocasiona el aumento del trabajo del compresor; cabe notar que este efecto es mayor en el R-717 y menor en el R-600a, pero en el R-290 se presenta este efecto a una temperatura mayor que en los otros dos refrigerantes.



**Figura 110. T<sub>c</sub> vs  $\dot{W}$ , en el LTC.**

Finalmente, la tabla 9 muestra un comparativo de los resultados destacados en las gráficas 91 a 110, resaltando el mejor y peor comportamiento en el compresor.

Refrigerante	T <sub>1</sub> - $\dot{W}$	T <sub>1</sub> -Q <sub>0</sub>	T <sub>c</sub> - $\dot{W}$	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub> -COP	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub> -Q <sub>0</sub>	T <sub>1</sub> - $\dot{X}_d$	T <sub>1</sub> -COP
R-717	☒	☒	☒		☑	☒	☑
R-290				☒			☒
R-600a	☑	☑	☑	☑	☒	☑	
Refrigerante	$\dot{W}$ -P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	T <sub>c</sub> -COP	$\dot{W}$ - $\dot{X}_d$	COP- $\dot{X}_d$	T <sub>c</sub> -P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	T <sub>c</sub> - $\dot{X}_d$	T <sub>c</sub> -Q <sub>0</sub>
R-717	☑		☒	☒	☒	☒	☑
R-290		☒			☑		
R-600a	☒	☑	☑	☑		☑	☒

**Tabla 9. Comparativo de los refrigerantes según las figuras 91 a 110; el mejor resultado se indica con una ☑ y el peor con una ☒.**

## CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en el presente trabajo muestran que el aumento de temperatura del refrigerante a la entrada del compresor impacta el trabajo realizado y disminuye la potencia frigorífica, más de cuatro veces su valor; al aumentar la razón de compresión del compresor, aumenta la destrucción de exergía y disminuyen tanto el COP como la potencia frigorífica. En todos los casos se observa que, al aumentar la temperatura del refrigerante a la entrada en el compresor, el flujo másico disminuye; la mayor potencia y trabajo desarrollados se logran con el R-717.

La exergía del sistema representa la capacidad máxima de trabajo, el análisis de exergía se aplicó para evaluar el rendimiento del sistema de acuerdo a cada par de refrigerantes y comparar sus resultados. Con esto se proporciona una base teórica para mejorar la economía termodinámica del sistema y optimizar el diseño eficientemente de cada componente del equipo.

Se ha observado que el comportamiento de los tres pares de refrigerantes es igual en la variación de la temperatura de condensación respecto al COP, destrucción de exergía, temperatura de descarga del compresor, razón de compresión, trabajo realizado y potencia frigorífica en el LTC, excepto: el consumo de energía en el equipo, el consumo de energía en el evaporador, la destrucción de exergía en el compresor respecto al consumo de energía del equipo (que es mayor en el par R-717/R-744 y menor en el R-600a/R-744); en cambio, en el HTC el mismo análisis muestra un comportamiento diferente en cada par de refrigerantes: es mayor el COP al aumentar la temperatura de evaporación del condensador en cascada para el R-600a y menor en el R-717, el aumento de la temperatura de evaporación del condensador en cascada disminuye la temperatura de descarga del compresor. Las eficiencias y COP del HTC y LTC son inversamente proporcionales, pero es menor el efecto en el par R-717/R-744 y menor en el R-600a/R-744.

El COP del HTC aumentó mientras que el COP del LTC disminuyó cuando se varía la temperatura del condensador del LTC de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $10^{\circ}\text{C}$ , el valor óptimo del  $T_{C,LTC}$ , donde el COP se encontró máximo, es  $-15^{\circ}\text{C}$  y el COP máximo correspondiente del LTC se encontró en 7.688.

Entre los refrigerantes analizados, el R-717 es el más sobresaliente en cuanto sus excelentes resultados en los equipos de refrigeración. En la actualidad existen muchas mejoras en los equipos que trabajan con amoníaco y, como resultado del análisis hecho en este trabajo, se recomienda extender su uso en equipos de refrigeración

comerciales, industriales y domésticos debido a su cero impacto ambiental y excelente desempeño en los equipos; si se impulsa el uso de este refrigerante en los equipos, es muy factible que mejoren los resultados comparándolo con otros refrigerantes que son excelentes pero muy contaminantes.

La Tabla 9 muestra un análisis comparativo de los refrigerantes analizados en el presente trabajo, resultado de las gráficas anteriores, donde destacan sus propiedades características mejores y peores que los hace sobresalientes sobre los demás refrigerantes. Los usos y aplicaciones que se pueden lograr dependen del grado tecnológico a desarrollar. En esta tabla se puede apreciar que, de los tres refrigerantes analizados, el R-290 es quien presenta menos resultados deseables: sólo la temperatura de compresión es excelente, de entre todas las demás propiedades analizadas. El resto de los refrigerantes, R-717 y R-600a, tienen excelentes propiedades en un campo de estudio, pero peores propiedades en otro. Se observó que entre menor sea la temperatura de condensación del intercambiador de calor, se maximiza el rendimiento del sistema.

La NOM-012-ENER-2019 recomienda evaluar las unidades frigoríficas de acuerdo con su potencia frigorífica y consumo energético, no exclusivamente por sus caballos de potencia, por esta razón se incluyó este punto en la simulación del equipo. La presente normativa mexicana es analizada por expertos e incluye los refrigerantes contaminantes que deben ser reemplazados por los nuevos menos contaminantes (con menor PCG), ya se dejan de utilizar los refrigerantes con HCFC por mandato del protocolo de Montreal. Lo que se busca con los reemplazos es obtener el mismo consumo de energía en los equipos, pero igual efecto refrigerante<sup>91</sup> con menos impacto ambiental, las gráficas indican cuál par de refrigerantes analizados consume menos energía; con esto se obtiene un ahorro y uso eficiente de la energía. Cabe destacar que los reemplazos son 1 a 3, 4 o más.

Finalmente, de la figura 91 se puede apreciar que el menor consumo de energía eléctrica se obtiene con el R-600a y el mayor con el R-717, en la figura 102 se ve que la razón de compresión del mismo refrigerante (R-600a) es el que menos energía requiere, al contrario del R-717; la figura 104 comprueba que el R-600a ocasiona una menor destrucción de exergía y esto deriva en un menor consumo de energía eléctrica. Así mismo, de la figura 110 se observa que la temperatura del refrigerante en el equipo afecta el consumo de energía eléctrica y sigue siendo el R-600a el menor consumidor en este rubro (el R-717 es el mayor).

---

<sup>91</sup> El efecto de refrigeración o refrigerante es la capacidad de enfriamiento por unidad de razón de flujo másico del refrigerante.

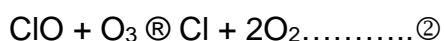
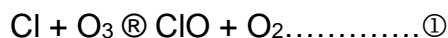
Por tanto, no existe un solo refrigerante natural o par de refrigerantes naturales que cumpla con absolutamente todas las condiciones deseadas y nominarlo como el “mejor o único”, sin embargo, queda claro que la combinación de refrigerantes naturales mejora las propiedades de la mezcla. Es importante continuar investigando los resultados que se podrían obtener con nuevos estudios sobre nuevas mezclas de refrigerantes naturales en los modernos equipos de refrigeración ampliando más los rangos de temperaturas de operación de los equipos e intercambiando el orden de los pares de refrigerantes en el LTC y HTC (que no se pudo realizar en este trabajo por falta de tiempo).

## ANEXO

- **Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP)**

La medida de la capacidad de un material para agotar el ozono estratosférico es su *potencial de agotamiento del ozono (ODP)*; un valor relativo al del CFC, R-11, es 1.0.

Frank Sherwood Rowland, profesor de química en la Universidad de California en Irvine y Mario Molina, que había obtenido un doctorado en química en la Universidad de California, descubrieron juntos que los CFC se descomponen en la luz solar liberando átomos de cloro. Estos átomos convierten el ozono en oxígeno y luego atacan otras moléculas de ozono; un solo átomo de cloro puede destruir millones de moléculas de ozono antes de ser neutralizado.



Los hallazgos de Molina y Rowland publicados en 1974 mostraron la realidad de las sustancias refrigerantes. Posteriormente, dichos hallazgos fueron confirmados por otros científicos del mundo, como el British Antarctic Survey en 1986. Esto condujo al Protocolo de Montreal en 1987, que prohibió los CFC en todo el mundo. Recibieron el Premio Nobel de Química en 1995.

### 1 Potencial de Calentamiento Global (GWP)

El GWP es una medida de estimación de una determinada masa de gas de efecto invernadero que contribuye al calentamiento global; la escala relativa compara un gas con el de la misma masa del CO<sub>2</sub>. El GWP del CO<sub>2</sub> es por definición 1.0. la figura A

muestra una estimación de las concentraciones y emisiones de CO<sub>2</sub> que hay en el planeta.

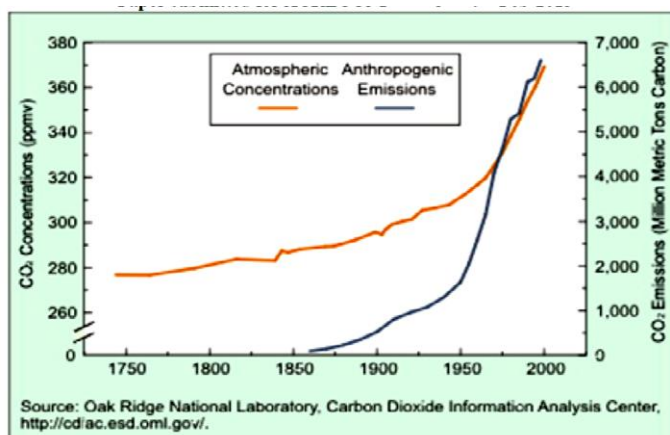


Figura A. Concentraciones y emisiones de CO<sub>2</sub><sup>92</sup>.

Los refrigerantes HFC tienen un alto GWP, el HFC-134a puede descomponerse por la luz solar en la troposfera y formar sustancias ácidas y venenosas<sup>93</sup>. Los HFC son parecidos a los CFC y HCFC, son ajenos a la naturaleza; es preferible utilizar compuestos naturales, ya que, desde la formación del planeta, están circulando en la biosfera y por ende son inofensivos. La tabla A muestra una clasificación de refrigerantes de acuerdo con su toxicidad e inflamabilidad.

	Baja/no toxicidad	Alta toxicidad
No flamabilidad	A1: R11, R12, R22, R125, R134a, R407c, R507, R404A, R410A, R744	B1: R123, R764, R21
Baja flamabilidad	A2: R32, R142b, R143a, R152a	B2: NH <sub>3</sub>
Alta flamabilidad	A3: R170, R290, R600a, R1150	B3: R1140

**NOTAS:** • Sustancias que agotan la capa de ozono, que ya no se utilizan en equipos nuevos.  
• Refrigerantes naturales que tienen bajo GWP, así como sin ODP.

Tabla A. Mapeo de refrigerantes sobre toxicidad e inflamabilidad<sup>94</sup>.

<sup>92</sup> Selvaraji Muthu & Aseem Kumar Jaiswal, Refrigerant types, issues, trends and future options, ACRECONFINDIA 8th – 9th Feb'2013.

<sup>93</sup> Lorentzen G., Pettersen J. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. International Journal of Refrigeration 1993; 16: 4–12.

<sup>94</sup> Tipos de refrigerantes, situaciones, tendencias y opciones futuras, Selvaraji Muthu & Aseem Kumar Jaiswal, ACRECONF, INDIA, 2013, pp. 1-16.

## 2 Impacto del Calentamiento Total Equivalente (TEWI)

En lo que respecta al impacto de calentamiento total equivalente (TEWI) de un sistema HVAC & R es la suma de las emisiones directas de refrigerante expresadas en términos de equivalentes de CO<sub>2</sub> y las emisiones indirectas de CO<sub>2</sub> del uso de energía del sistema durante su vida útil. Otra medida es el desempeño climático del ciclo de vida (LCCP), que incluye TEWI y agrega efectos de emisiones directos e indirectos asociados con la fabricación del refrigerante. El análisis del índice TEWI para sistemas de refrigeración que operan con diversos refrigerantes (CO<sub>2</sub>, R22, NH<sub>3</sub>, R134a, R404A) evidencia que incluso el efecto directo generado por el CO<sub>2</sub> es insignificante comparado con los otros refrigerantes<sup>95</sup>. El efecto indirecto que genera el CO<sub>2</sub> es elevado por las altas presiones de condensación que determinan un gran consumo energético y en consecuencia el valor máximo de TEWI para el CO<sub>2</sub>.

Por estas razones, los refrigerantes ambientalmente preferidos para usarse en sistemas y equipos de refrigeración y aire acondicionado deben tener:

- ODP bajo o nulo;
- vidas atmosféricas relativamente cortas;
- bajo GWP;
- proporcionar una buena eficiencia del sistema;
- propiedades de seguridad adecuadas;
- producir un TEWI o LCCP bajo en aplicaciones del sistema.

En la Tabla B se presenta el impacto de los refrigerantes sobre el medio ambiente. Dado que los HFC no contienen cloro ni bromo, sus valores ODP son insignificantes, con valor 0.

Grupo	Fluido	ODP	GWP (Base R-11)	GWP (CO <sub>2</sub> =1)	Tiempo de vida atmosférica (años)
CFC	R-11	1	1	4000	50,.....,60
	R-12	1	2.1,.....,3.05	10600	102,.....,130
	R-113	0.8,.....,1.07	1.3	4200	90,.....,110
	R-114	0.7,.....,1.0	4.15	6900	130,.....,220
	R-12B <sub>1</sub>	3,.....,13	-----	1300	11,.....,25
	R-13-B <sub>1</sub>	10,.....,16		6900	65,.....,110
HCFC	R-21	0.05	0.1	-----	<10
	R-22	0.055	0.34	1900	11.8
	R-123	0.02	0.02	120	1.4,.....,2

<sup>95</sup> Dragos, G. V. Dragos, R., Uso de CO<sub>2</sub> en sistemas de refrigeración no contaminantes, Actas de la 28ª Conferencia "Ciencia y energía modernas", Cluj-Napoca, 2009, pp. 149-157.



	R-142b	0.065	0.3,...,0.46	2000	19,...,22.4
HFC	R-23	0	6	14800	24.3
	R-32	0	0.14	580	6,...,7.3
	R-125	0	0.58,..., 0.85	3200	32.6
	R-134a	0	0.28	1600	14,...,15.6
	R-143a	0	0.75,...,1.2	3900	55,...,64.2
	R-152a	0	0.03,...,0.04	140	1.5,...,8
Mezclas Azeotrópicas	R-500 (R-12/R-152a)	0.63,...,0.75	2.2	6000	-----
	R-501 (R-12/R-22)	0.53	1.7	4200	-----
	R-502 (R-22/R-115)	0.3,...,0.34	4.01,...,5.1	5600	>100
	R-507 (R-125/R-143a)	0	0.68	3800	-----
Mezclas Cuasiazetotrópicas	R-404A (0.44R-125/0.52R-143a/0.04R-134a)	0	0.6,...,0.94	3750	-----
	R-410A (0.5R-32/0.5R-125)	0	0.5	1890	-----
	FX40 (0.1R-32/0.45R-125/0.45R-143)	0	0.6	3350	-----
Mezclas Zetotrópicas	R-407A (0.2R-32/0.4R-125/0.4R-134a)	0	0.14,...,0.45	1920	-----
	R-407B (0.1R-32/R0.7R-125/0.2R-134a)	0	0.1,...,0.5	2560	-----
	R-407C (0.23R-32/0.25R-125/0.52R-134a)	0	0.29,...,0.37	1610	-----

Tabla B. Efecto de los refrigerantes sobre el medio ambiente<sup>96</sup>.

<sup>96</sup> Sarbu, I., A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems, International Journal of Refrigeration. 2014. P. 32.

### 3 Protocolo Montreal

El Protocolo de Montreal sobre Sustancias que Agotan la Capa de Ozono es un tratado internacional diseñado para proteger la capa de ozono eliminando gradualmente la producción de numerosas sustancias que se consideran responsables del agotamiento del ozono. La figura B muestra la concentración de cloro atmosférico en unidades Dobson<sup>97</sup>, que es un componente de algunos refrigerantes, en el hemisferio norte del planeta.

El Protocolo de Montreal indica en su artículo A-5 (1), la situación especial de los países en desarrollo: Cualquier parte que sea un país en desarrollo y cuyo nivel anual calculado de consumo de sustancias controladas en el anexo A, sea inferior a 0.3 kilogramos per cápita en la fecha de entrada en vigor del Protocolo.

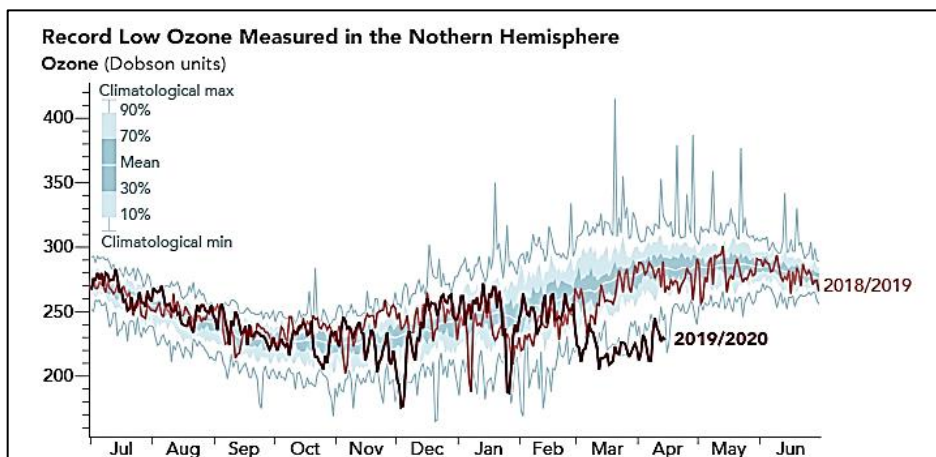


Figura B. Concentración de cloro en ozono (NASA)<sup>98</sup>.

La figura C muestra la proyección eficaz de cloro estratosférico en partes por billón comparando los resultados de la aplicación de la enmienda de Beijing, acuerdo de Copenhague, Protocolo de Londres y Tratado de Montreal.

<sup>97</sup> [https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/facts/dobson\\_SH.html](https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/facts/dobson_SH.html)

<sup>98</sup> [www.theozonehole.org/arctic2020.htm](http://www.theozonehole.org/arctic2020.htm)

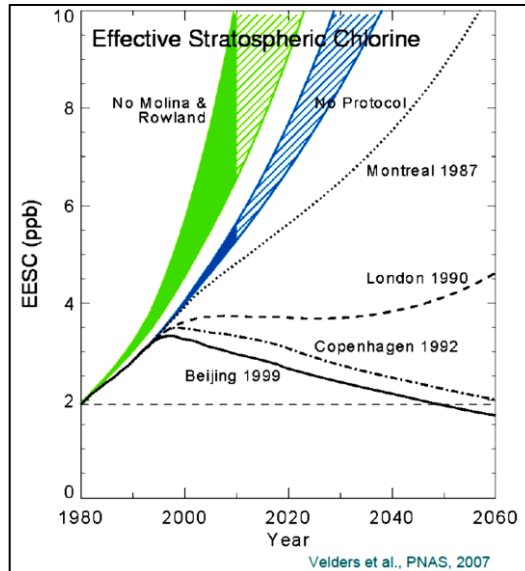


Figura C. Proyección eficaz de cloro estratosférico<sup>99</sup>.

#### 4 Protocolo de Kyoto

El Protocolo de Kioto es un protocolo de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), Kioto, Japón, 11 de diciembre de 1997, que establece las obligaciones vinculantes en los países industrializados para reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero. En la figura D se muestra el porcentaje de emisiones de carbono de 1997 a 2020 de algunos países.

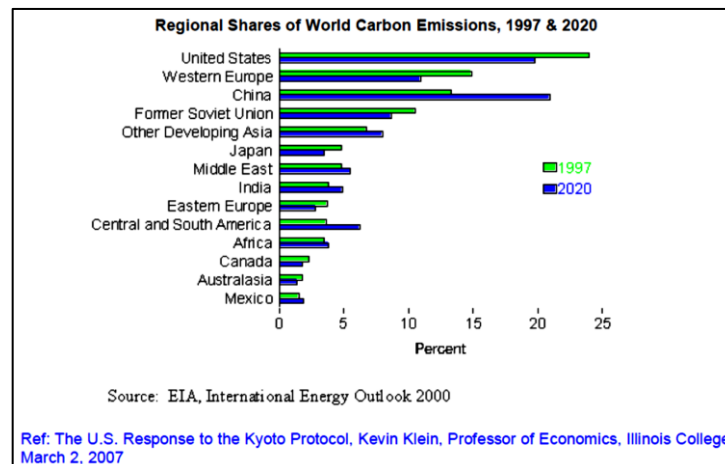


Figura D. Participaciones regionales de las emisiones mundiales de carbono, 1997 y 2020.

<sup>99</sup> Emerging Refrigerants & Retrofit Options for Air Conditioning & Refrigeration, et al, Presentation at ACR Trendz 18th & 19th Oct 2013 by ISHRAE Pune Chapter Le Meridian, Pune

## 5 Enmienda de Kigali

De acuerdo con el PNUMA, la Enmienda de Kigali<sup>100</sup> (2016), incorpora en el Protocolo de Montreal la producción y consumo futuros de hidrofluorocarburos (HFC), lo cual supone una contribución a la lucha contra el cambio climático. El control de la producción y consumo de HFC's se suma a los beneficios climáticos ya alcanzados por el Protocolo de Montreal mediante la eliminación progresiva de sustancias que agotan la capa de ozono (SAO), donde figuran los CFC y HCFC, tal como lo muestra la tabla E.

La Enmienda de Kigali, prevé una reducción del 85% en el uso mundial de HFC antes del año 2050, lo que podría evitar un calentamiento de hasta medio grado centígrado aproximadamente.

Los CFC presentaban un PCA más alto incluso que los HFC; si bien el objetivo de la eliminación de los CFC era proteger la capa de ozono, tuvo además un efecto muy positivo reduciendo el impacto sobre el cambio climático. Para seguir en esta línea, las Partes del Protocolo de Montreal decidieron trabajar en la reducción del consumo de los HFC.

PCA y PAO de algunos refrigerantes comunes			
La mayoría de los fluorocarburos que se utilizan habitualmente son gases con un potente efecto invernadero			
Tipo	Gas	PCA <sup>2</sup>	PAO <sup>3</sup>
SAO	CFC-12	10.900	1,0
	HCFC-22	1.810	0,055
HFC	HFC-404A	3.922	0
	HFC-410A	2.088	0
	HFC-134a	1.430	0
	HFC-32	675	0
HFO	HFO-1234yf	4	0
Natural	Propano	3	0
	CO <sub>2</sub>	1	0

Tabla E. PCA y PAO de algunos refrigerantes comunes<sup>101</sup>.

Aunque cabe mencionar que el principal mercado afectado de los HFC es el de la refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. La Enmienda de Kigali podría afectar a la mayoría de las aplicaciones de este sector: refrigeración de supermercados, aire acondicionado de edificios y aire acondicionado de los automóviles, además de la fabricación de espuma aislante, aerosoles y equipos de protección contra incendios.

<sup>100</sup> Acción por el Ozono, PNUMA, División de Economía, 1 Rue Miollis, Edificio VII, París 75015, Francia.

<sup>101</sup> Hoja informativa de la enmienda de Kigali, p. 1.

El objetivo de la reducción progresiva de los HFC es fomentar el uso de alternativas de bajo PCA y reducir el consumo y las emisiones de HFC con alto PCA. Para favorecer una respuesta flexible y personalizada de las partes, el proceso de reducción está estructurado desde un enfoque de “canasta” que tiene en cuenta el conjunto de los gases. El progreso se mide en términos de reducción de las toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente de todos los HFC consumidos. Esto favorece el uso de gases de bajo PCA y tecnologías con bajos índices de fuga, sin exigir soluciones técnicas específicas, pero no impide el uso de algunos gases de alto PCA cuando no se disponga de una alternativa rentable.

## REFERENCIAS

- [1]. A. Ouadha, C. Haddad, M. En-nacer, O. Imine. (2007). Performance comparison of cascade and two-stage refrigeration cycles using natural refrigerants. Researchgate. International Congress of Refrigeration, 1-8.
- [2]. A. D. Parekh, P. R. Tailor. (2011). Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System. World Academy of Science, Engineering and Technology, 57, 1103-1107.
- [3]. Ahorro de energía eléctrica en sistemas de refrigeración, Módulo VI, Curso – Taller Promotores de Ahorro y Eficiencia de Energía Eléctrica, FIDE, Guatemala, 2010.
- [4]. An Evaluation of R32 for the US HVAC&R Market, May, 2016, Optimized Thermal Systems, Inc., 1-9.
- [5]. Antonijevic D. (2004). Technical and environmental aspects of synthetic refrigerants replacement by carbon dioxide in mobile air conditioning. Journal of Automobile Engineering (218), 1111–1117.
- [6]. Antonio Messineo, Domenico Panno. (2012). Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 20, (3) 12500-1-10.
- [7]. Arif Emre Özgür, Ahmet Kabul and Önder Kizilkan Süleyman Demirel. (2013). Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R-134a. International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Access, 1-7.
- [8]. Arne Jakobsen, Rasmussen B. D., Skovrup M. J., Andersen S. E. (2001). CoolPack, a collection of simulation tools for refrigeration, 1.46, Department of Energy Engineering Technical University of Denmark.
- [9]. Ashrae, Fundamentals 2017 (SI Edition). 784-873.
- [10]. Ashrae HVAC Applications Handbook, SI, 1999.

- [11]. Ashrae Position Document on Natural Refrigerants. 2011. 3-10.
- [12]. ASHRAE Position Document on Refrigerants and Their Responsible Use. June 27, 2018. 8-13.
- [13]. Ashrae. Thermophysical properties of refrigerants. ASHRAE Fundamental, Inc. (2001), Chapter 20. 1–67.
- [14]. Benhadid-Dib S., Benzaoui A. (2012). Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant, Energy Proc., (18). 807–16.
- [15]. Bhatti MSA. Historical look at chlorofluorocarbon refrigerants. (1999), ASHRAE Transactions, Part 1. 1186–206.
- [16]. B. O. Bolaji a,n, Z. Huan. (2013). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant, a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, (18). 49-54.
- [17]. Calm J. M. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations and Outlook, International Journal of Refrigeration, (31). 1123–33.
- [18]. Catainfrì S. L. (2010). Guía Básica del frigorista, 3ª ed.
- [19]. Ciconkov R. (2018). Refrigerants: there is still no vision for sustainable solutions, Int Journal of Refrigeration, (86). 441–8.
- [20]. Cohr A., Pachai. (2016). 47th International Congress & Exhibition on Heating, Refrigeration & Air Conditioning. Water as refrigerant. 13-21.
- [21]. DECRETO Promulgatorio de la Enmienda del Protocolo de Montreal relativo a las Sustancias que Agotan la Capa de Ozono, aprobada en Kigali, 15 de octubre de 2016. DOF: 30/11/2018.
- [22]. Donald L. F. (2016). A Course Book for Self-Directed or Group Learning. SI., Fundamentals of Refrigeration, 2nd Edition, ASHRAE.
- [23]. Dragos, G. V. Dragos, R., (2009). Uso de CO<sub>2</sub> en sistemas de refrigeración no contaminantes, Actas de la 28a Conferencia “Ciencia y energía modernas”, Cluj-Napoca. 149-157.
- [24]. F. atmospheric training course 2014, eesa, Michel Van Roozendaal, BIRA-IASB. 27-31.
- [25]. Filho EPB, Cheng L., Thome JR. (2009). Flow boiling characteristics and Flow pattern visualization of refrigerant/lubricant mixtures. International Journal of Refrigeration, (32). 185–202.
- [26]. GTZ. Natural Refrigerants. Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) Yearbook, Germany, 1995.
- [27]. Halimic E., Ross D., Agnew B, Anderson A, Potts I. (2003). A comparison of the operating performance of alternative refrigerants, Appliation Thermodynamical Engineering, (23). 1441–1451.
- [28]. Hao-jie TANG, Shu-xi ZHENG, Yu-tao YANG, Chao WANG, You-xin ZHAO and Su-yan HE. (2016). Energy and Exergy Analysis of a Refrigeration System with Vapor Injection Using Reciprocating Piston Compressor. Advances in Engineering Research, 94, 436-439.

- [29]. Hoja de ruta para implementar la enmienda de Kigali en México, SEMARNAT, mayo, 2019.
- [30]. Informe anual del Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, PNUMA, ONU, 2007.
- [31]. Intergovernmental Panel on Climate Change. (2021). Climate change 2021. The Physical science basis. 1ª ed. ONU.
- [32]. James M. Calm. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and Outlook. *international journal of refrigeration* 31, 1123 – 1133.
- [33]. Kalla S. K., Usmani J. A. (2014). Alternative Refrigerants: A Review, *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*, 397-401.
- [34]. Kilicarslan A. & Müller N. (2005). A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants. *International Journal Energy Research*. 29, 947–959.
- [35]. López del Castillo J. F. (2010). Diseño de una cámara frigorífica, Universidad Politécnica de Cataluña, España, Tesis de posgrado.
- [36]. Lorentzen G. (1995). The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC replacement. *International Journal of Refrigeration*, (18). 190–197.
- [37]. Lorentzen G, Pettersen J., (1993). A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, (16). 4–12.
- [38]. M. Kauffeld, H. Kocning & H. Kruse. (1991). Theoretical and experimental evaluation of air cycle refrigeration and air conditioning. *Proc. 18th Znt. Congress on Refrigeration*, 3, 1124-1129.
- [39]. Mads H., Minds G. (1993). Energy saving in process cooling by use of water as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, (16), 75–85.
- [40]. Mingzhang Pan, Huan Zhao, Dongwu Liang, Yan Zhu, Youcai Liang, Guangrui Bao. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. *Energies. MDPI Journal*. 13, 2254, 1-26.
- [41]. Murshed S. M. S., Nieto de Castro C. A. (2017). A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (78), 821-833.
- [42]. Muthu S., Jaiswal A. K. (2013). Emerging Refrigerants & Retrofit Options for Air Conditioning & Refrigeration, Presentation at ACR Trendz 18th & 19th Oct., ASHRAE Pune Chapter Le Meridian, Pune, 1-66.
- [43]. Naeem Abas, Ali Raza Kalair, Nasrullah Khan, Aun Haider, Zahid Saleem, Muhammad Shoaib Saleem. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (90), 557–569.
- [44]. Ogonnaya M., Oluseyi O. A., Waheed M. A. & Sunday O. O. (2019). Review on The Energy and Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System Using Nanolubricant. *International Conference on Engineering for Sustainable World*, 1-16.

- [45]. ONU. (2021). Introducción a la enmienda de Kigali. Hoja informativa 1 sobre la enmienda de Kigali, 1-5.
- [46]. Pan M., Zhao H., Liang D., Zhu Y., Liang Y., Bao G. (2020). A Review of the Cascade Refrigeration System. *Energies*, MDPI Journal, 1-26.
- [47]. Pinklesh A., Geetha S. & Tyagi A. K. (2018). Fourth-generation refrigerant: HFO 1234yf, Material Science Division, Shriram Institute for Industrial Research, *Current Science*, 115 (08), 1497-1503.
- [48]. R. S. Mishra. (2018). Thermodynamic analysis of vapour compression refrigeration systems using alternative refrigerants. *International Journal of Research in Engineering and Innovation*, 2, (5), 538-554.
- [49]. Riffat S. B., Afonso C. F., Oliveira A. C., Reay D. A. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Appl Therm Eng.*, (17), 33–42.
- [50]. Robinson D, Groll E. (1996). Using carbon dioxide in a transcritical vapour compression refrigeration cycle. In: *Proceedings of the sixth international refrigeration conference*, Pur due university, 25–28.
- [51]. Rue Miollis. (2013). *Acción por el Ozono*, PNUMA, División de Economía, 1, Edificio VII, París 75015, Francia.
- [52]. Samira Benhadid-Dib, Ahmed Benzaoui. (2011). Refrigerants and their impact in the environment Use of the solar energy as the source of energy. *Science Direct, Energy Procedia* 6 (2011) 347–352
- [53]. Santos B. De M. y Rodríguez C. (2010). *Instalaciones frigoríficas*. Curso de instalaciones frigoríficas. Centro nacional de formación marítima de bamio.
- [54]. Sarbu I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 1-34.
- [55]. Selvaraji M. & Jaiswal A. K. (2013). Refrigerant types, issues, trends & future options, *ACRECONF*, 1-16.
- [56]. Selvaraji Muthu, Aseem Kumar Jaiswal. (2013). *Emerging Refrigerants and Retrofit Options for Air Conditioning and Refrigeration*. Presentation at ACR Trendz 18th & 19th Oct 2013, ISHRAE Pune Chapter, Le Meridian, Pune. Subros
- [57]. Shan K. Wang. (2001). *Handbook of Air Conditioning & Refrigeration*. 2nd ed. McGraw Hill.
- [58]. Shapiro M. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, 2a ed. Reverté.
- [59]. Stanfield C. & Skaves D. (2012). *Fundamentals of HVACR*, AHRI, 2nd ed., AHRI.
- [60]. T. S. Mogaji. (2015). *Simulation and Comparison of the Performance of Refrigerant Fluids in Single Stage Vapour Compression Refrigeration System*. Department of Mechanical Engineering, Federal University of Technology Akure, School of Engineering and Engineering Technology, P. M. B. 704, Ondo State, Nigeria, 588.



- [61]. Termodinámica, Yunus A. Çengel & Michael A. Boles, 8ª ed, México, 2014.
- [62]. UNEP. United Nation environment program. Handbook for International treaties for protection of the ozone layers, 6 th ed. Nairobi, Kenya, 2003.
- [63]. Wang C, Hafner A, Kuo C, Hsieh W. (2012). An overview of the effect of lubricant on the heat transfer performance on conventional refrigerants & natural refrigerant R-744. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 5071–86.
- [64]. Wang R. Z., Li Y. (2007). Perspectives for natural working fluids in China. *International Journal of Refrigeration*, (30), 568–81.
- [65]. Wei W., Ding G, Hu H, Wang K. (2008). Models of thermodynamic and transport properties of POE VG68 and R410A/POE VG68 mixture. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2(2), 227–34.
- [66]. Working Group on HVAC Energy Calculation Methodologies for Non-residential Buildings, IEA, Japan, 2020.
- [67]. Zhili Sun, Qifan Wang, Zhiyuan Xie, Shengchun Liu, Dandan Su, Qi Cui. (2019). Energy and exergy analysis of Low GWP Refrigerants in Cascade Refrigeration System. *Energy*, 170, 1170-1180.

## CYBEROGRAFÍA

- [a]. *ASHRAE refrigerant designations*. (n.d.). Ashrae.Org. Retrieved December 19, 2021, from <http://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations>
- [b]. *CoolPack*. (2018, septiembre 20). IPU. <http://www.ipu.dk/products/coolpack/>
- [c]. *Danfoss – engineering tomorrow*. (n.d.). Danfoss.Com. Retrieved December 19, 2021, from <http://www.danfoss.com>
- [d]. *Environment, U. N.* (s/f). UNEP - UN environment programme. UNEP - UN Environment Programme. Recuperado el 19 de diciembre de 2021, de <http://www.unep.org>
- [e]. *Ingeniero Gildardo Yáñez - Especialista en Refrigeración*. (2020, agosto 10). Gildardo Yáñez. <http://www.gildardoyanez.com>
- [f]. *Nasa Ozone Watch: Dobson Unit facts*. (s/f). Nasa.Gov. Recuperado el 19 de diciembre de 2021, de [https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/facts/dobson\\_SH.html](https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/facts/dobson_SH.html)
- [g]. *Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales*. (s/f). Gob.mx. Recuperado el 19 de diciembre de 2021, de <http://www.gob.mx/semarnat>
- [h]. *Quimobásicos*. (s/f). Quimobásicos. Com.mx. Recuperado el 19 de diciembre de 2021, de <http://www.quimobasicos.com.mx>
- [i]. *The Ozone Hole*. (s/f). Theozonehole.org. Recuperado el 19 de diciembre de 2021, de <http://www.theozonehole.org/arctic2020.htm>