



UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO
DIVISIÓN DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**ESTUDIO DE LOS EFECTOS DEL USO DE
REFRIGERANTES SUSTITUTOS EN EL CICLO
DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE
VAPOR**

TRABAJO DE TESIS
PARA OBTENER EL GRADO DE

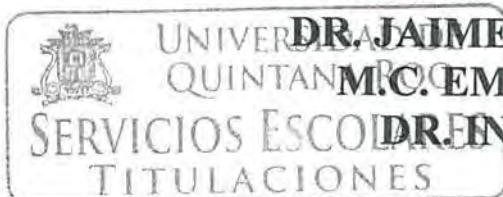
INGENIERO EN SISTEMAS DE ENERGÍA

PRESENTA
SERGIO COOL MAY



DIRECTOR
DR. JOSÉ HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ

ASESORES
DR. JORGE OVIDIO AGUILAR AGUILAR
DR. JAIME DIONISIO CUEVAS DOMÍNGUEZ
M.C. EMMANUEL TORRES MONTALVO
DR. ENOCENTE BOJÓRQUEZ BÁEZ



CHETUMAL QUINTANA ROO, MÉXICO, NOVIEMBRE DE 2015



UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO
DIVISIÓN DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**TRABAJO DE TESIS BAJO LA SUPERVISIÓN DEL COMITÉ
DE ASESORÍA Y APROBADA COMO REQUISITO PARA
OBTENER EL GRADO DE:**

INGENIERO EN SISTEMAS DE ENERGÍA

COMITÉ DE TESIS

DIRECTOR:

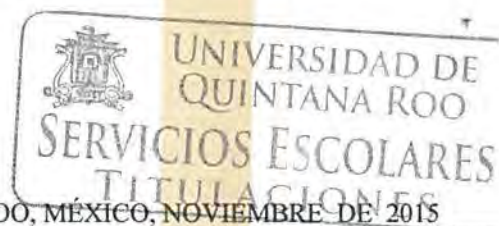
DR. JOSÉ HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ

ASESOR:

DR. JORGE OVIDIO AGUILAR AGUILAR

ASESOR:

DR. JAIME DIONISIO CUEVAS DOMÍNGUEZ



CHETUMAL QUINTANA ROO, MÉXICO, NOVIEMBRE DE 2015

DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS

Dedicado a Dios y a mis Padres:

En especial a mi **Madre** María Isabel May Caamal. Y mi **Tutor** Marcelino Tec Pech.

A mis hermanas y hermano por su gran apoyo y por ser parte importante para terminar este trabajo.

A mis compañeros: Set Jubal Castillo Ávila y Francisco Martínez Ortega por su gran amistad, apoyo y confianza durante nuestra carrera universitaria.

Agradecimientos

Quiero agradecer en especial al Dr. José Hernández Rodríguez y **MC** Fernando Flores Murrieta, **Por** dirigir esta tesis y por su confianza, apoyo, así mismo expresarles mi admiración y respeto.

A los miembros del jurado: **MC** Jaime Cuevas Domínguez, **Dr.** Jorge Ovidio Aguilar Aguilar, **MC** Emmanuel Torres Montalvo, **Dr.** Inocente Bojórquez Báez.

A mi Universidad de Quintana Roo, a los maestros y empleados que laboran para fructificar nuestra cultura del estado **GRACIAS** por brindarme sus instalaciones y equipo para el desarrollo de mi tesis.

INDICE	No Pág.
Introducción.	6
Objetivo.	8
Justificación.	8
Hipótesis.	8
CAPITULO I	9
1.1 Definición de Refrigerante.	10
1.2 Antecedentes	11
1.3 La irrupción de Molina y Rowland.	12
1.4 Identificación de los refrigerantes.	13
1.5 Propiedades seguras de los refrigerantes.	13
1.6 Propiedades termodinámicas.	14
1.7 Clasificación de los refrigerantes.	14
1.8 Grupo de clasificación por grado de seguridad.	20
1.9 Guía de remplazo de refrigerantes.	22
1.10 Ciclo de refrigeración.	23
1.11 Balance de energía.	28
1.12 Cantidad de refrigerante.	29
CAPITULO II	30
2.1 Programa de cálculo.	31
2.2 Comportamiento del ciclo de refrigeración.	32
2.3 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el refrigerante 22 a PCC.	33
2.4 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el refrigerante 134a a PCC.	35
2.5 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el refrigerante 404a a PCC.	38
2.6 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el refrigerante 22 a PVC.	40
2.7 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante a R-134a a PVC.	43
2.8 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante 404a a PVC.	45
CAPITULO III	49
3.1 Descripción del tutor de refrigeración feedback 39-100.	51
3.2 Unidad de condensadora enfriada por aire.	51
3.3 Unidad compresora.	51
3.4 Depósito de líquido.	52
3.5 Unidad evaporadora.	53
3.6 Sistema de control (válvula de expansión termostática).	53
3.7 Instrumentos de medición.	54
3.7.1 Manómetros.	54
3.7.2 Filtro secador.	55

3.7.3 Mirilla de flujo líquido.	55
3.8 Arranque de la planta.	56
3.9 Paro de la planta.	57
3.10 Preparación y material del equipo a utilizar.	57
3.11 Arreglo y procedimiento experimental.	58

CAPITULO IV 61

4.1 Pruebas y resultados experimentales.	62
4.2 Experimento 1 aplicando R-22 al sistema de refrigeración feedback 99-100.	63
4.2.1 Presión del condensador constante a 174 psia (12bar.).	63
4.2.2 Presión del evaporador constante a 29 psia (2bar.).	64
4.3 Experimento 2 aplicando R-134a al sistema de refrigeración feedback 99-100.	65
4.3.1 Presión del condensador constante a 122 psia (7.5bar.).	65
4.3.2 Presión del evaporador constante a 29 psia (2bar.).	65
4.4 Experimento 3 aplicando R-404a al sistema de refrigeración feedback 99-100.	66
4.4.1 Presión del condensador constante a 145 psia.	66
4.4.2 Presión del evaporador constante a 29 psia.	67
4.5 Comparación del R-22 a presión constante en el condensador.	68
4.6 Comparación del R-22 a presión del evaporador constante.	71
4.7 Comparación del R-134a a presión constante en el condensador.	74
4.8 Comparación del R-134a a presión constante en el evaporador.	77
4.9 Comparación del R-404a a presión constante en el condensador.	80
4.10 Comparación del R-404a a presión constante en evaporador.	83

CAPITULO V 86

5.1 Conclusiones.	87
5.2 Ventajas.	87
5.3 Desventajas.	87
5.4 Recomendaciones.	88

ANEXOS. 89

Nomenclatura utilizada.	93
Lista de Figuras	93
Lista de Tablas.	94
Lista de Graficas.	96
Bibliografía.	99

INTRODUCCION.

En 1928 químicos de General Motors obtuvieron con éxito las formulas del refrigerante 12 (diclorodifluorometano), como un refrigerante barato, seguro, no flamable y no tóxico. Años después, en 1940 como resultado de algunos experimentos, esta empresa asociada con la Dupont, comercializaron el primer clorofluorcarbonado (CFC), provocando con esta acción la producción masiva de refrigeradores domésticos e industriales.

Actualmente los refrigerantes más populares son el R-12 y el R-22 que alcanzan el 80 % de la producción mundial que es un millón de toneladas anuales. Tan solo en Estado Unidos los refrigerantes CFC, tienen 500 usos diferentes en 375 mil compañías, como por ejemplo en la obtención de productos y servicios, principalmente en el área de refrigeración y en muchas otras como son medicina, electrónica, artículos de uso cotidiano y elaboración de aislantes térmicos. Sin embargo, a pesar de la importancia de estos refrigerantes, se ha descubierto que son dañinos al medio ambiente porque alteran la composición de la estratosfera creando un desequilibrio, que poco a poco reduce las cantidades naturales de ozono. Esto se produce porque los refrigerantes CFC alcanzan la capa de ozono, entonces, la energía de los rayos ultra violetas rompen sus moléculas, liberando átomos de cloro que son fuertemente atraídos hacia uno de los 3 átomos de oxígeno del ozono y al reaccionar, se obtienen oxígeno y oxido de cloro.

Este efecto es importante, ya que la función que desempeña la capa de ozono es la protección contra los rayos ultravioletas, y la destrucción de la misma permite que estos rayos lleguen directamente hasta el suelo en mayor proporción provocando daños a la salud como puede ser la producción de cáncer en la piel. Con el descubrimiento de la perdida de ozono causada por los refrigerantes CFC, se despejaron muchas dudas científicas sobre la alteración de los ecosistemas y el daños de los seres vivos, por lo que resulta indispensable planear una estrategia que evite la perdida de ozono y de ser posible restituirlo.

Los refrigerantes en la atmósfera causan otro efecto adicional que es el aumento incontrolado del efecto invernadero, que tiene como consecuencia un calentamiento de la atmósfera. Para evitar los efectos dañinos de los refrigerantes CFC se han realizado convenios internacionales, como por ejemplo el **PROTOCOLO DE MONTREAL** y el **PROTOCOLO DE KYOTO**, para reducir la fase de producción de estos refrigerantes y buscar otros productos que sean comparables en características y propiedades, pero sin efectos dañinos en la capa de ozono. Como consecuencia de estos acuerdos las empresas dedicadas a la fabricación de refrigerantes tuvieron que hacer esfuerzo importantes para desarrollar nuevos refrigerantes que sustituyeran a los clorofluorcarbonados (**CFC**) conservando sus características. Los resultados más atractivos han sido los refrigerantes hidrofurocarbonados (**HFC**) que tienen estructuras similares a los clorofluorcarbonados y es la razón de conocer las características de los refrigerantes de sustitución así como los efectos que tendrán en los equipos actuales. [27-4]

En la industria de refrigeración y aire acondicionado los nombres de todos los gases refrigerantes inician con la letra "R" y después aparece un número como el 22 o el 404a. [5]

La empresa **DUPONT** inventó este método y el uso público del sistema numérico para clasificar los gases fue autorizado en el año de 1956 y con el tiempo se volvió una norma utilizada por la industria. Posteriormente, ANSI y ASHRAE lo convirtieron en el Standard 34-67 (El Standard 34 de ASHRAE Nomenclatura de los Gases Refrigerantes). La tabla de seguridad para los gases refrigerantes, se basa en la toxicidad y la inflamabilidad del gas.

La clasificación de la toxicidad de los gases está basada en los índices TLV/TWA.

“TLV” (Threshold Limit Value).- Concentración máxima permisible, expresada en la exposición al gas en el orden de 8 a 12 hrs. por día, cinco días a la semana, durante 40 años, y el TWA (Time-Weighted Average).- Concentración ponderada en el tiempo, expresada en horas por día.

Los gases refrigerantes están clasificados en dos clases, dependiendo del tiempo máximo permisible en que una persona puede estar expuesta a éstos.

La intención de este standard es la de referirse, por un método simple, a los refrigerantes con números y letras, en vez de utilizar el nombre químico del gas, fórmula o marca Tabla1. **[6]**

Serie	Nombre	Gas
000	Metanos	R-12
100	Etanos	R-134a
200	Propanos	R-290
400	Zeótropos	R-401A
500	Azeótropos	R-502
600	Orgánicos	R-600a
700	Inorgánicos	R-717

Tabla 1. Algunas características de clasificación del Standard 34-67.

La letra minúscula denota un gas isómero, ejemplo en el R-134a. Esta indica la simetría en pesos atómicos. El más simétrico no tiene letra y al aumentar la asimetría se colocan las letras a, b, c, etc. **[6]**

La letra mayúscula denota una mezcla zeotrópica y quedan dentro de la serie 400. Ejemplo en el R-401A. Las letras A, B, C, a la derecha del número se utilizan para diferenciar mezclas con los mismos componentes pero con diferente proporción. Ejemplos: R-401A, R-401B, R-407C.

Si la mezcla es azeotrópica quedan en la serie 500 y el número es arbitrario, responde al orden de aparición del refrigerante. Ejemplos: R-502, R-50. Para los refrigerantes inorgánicos se reserva la serie 700. Ejemplo: R-717 que es el amoniaco. **[5]**

OBJETIVO.

Determinar las ventajas que ofrecen los refrigerantes sustitutos como el R-134a y el R-404a con respecto a los de uso común como el R-22 y R-12 en aplicaciones de medianas y altas temperaturas en equipos de la misma capacidad.

JUSTIFICACIÓN.

La mayor parte de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado emplean a los refrigerantes denominados como los clorofluorcarbonados "CFC" en virtud de sus excelentes propiedades físico térmicos. (R-12, R-11, R-22, R-502). Estos refrigerantes se clasifican normalmente en dos grandes grupos:

Completamente halogenados: (R-11, R12, R-115).

Parcialmente halogenados: (R-22, R-502).

Sin embargo, debido a los problemas generados por la contaminación a la capa de ozono a nivel mundial, la industria de la refrigeración y aire acondicionado, ha desarrollado varios prototipos para la sustitución de estos, así por ejemplo se han desarrollado los refrigerantes hidrofluorcarbonados (HFC) en sustitución de los clorofluorcarbonados (CFC).

Cabe señalar que son las empresas como la General de Motors, y la Dupont, las más destacadas, en el desarrollo de estos refrigerantes sustitutos. Así, ante la aparición de nuevos refrigerantes es que en varios países se están llevando a cabo estudios tanto teóricos como prácticos para obtener la comparación del comportamiento del ciclo de Carnot contra el ciclo de comprensión mecánica y los riesgos que se tienen al comparar estos sistemas con los nuevos refrigerantes.

En México instituciones como el Instituto Politécnico Nacional y la Universidad de Nacional Autónoma de México, han llevado a cabo estudios sobre los efectos de los nuevos refrigerantes.

HIPOTESIS.

La sustitución y comparación de los nuevos refrigerantes R-134a y R-404a para uso de medianas y altas temperaturas en sistemas de refrigeración deben de estar por encima de los coeficientes de operación (C.O.P) de los refrigerantes R-12 y R-22 para las mismas condiciones de uso y al mismo tiempo evitar los problemas al ambiente que causan los refrigerantes halogenados.

CAPITULO I

Definición de los refrigerantes, antecedentes y sus propiedades.

CAPITULO I

Este capítulo I, tiene la pretensión de ofrecer una información sobre los fluidos frigoríferos, se presenta una revisión de las propiedades termodinámicas, físicas químicas de los refrigerantes, a fin de orientar la selección adecuada de cualquier refrigerante para el uso en sistemas de refrigeración mecánica, el comportamiento del refrigerante es la clave para detectar el origen de su aplicación.

1.1 Definición de Refrigerante.

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente enfriador, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Con respecto al ciclo **compresión-vapor**, es el fluido de trabajo del ciclo el cuál alternativamente se vaporiza absorbiendo calor y se condensa cediéndolo. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo antes mencionado, debe poseer ciertas propiedades físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan seguro durante su uso.

No existe un refrigerante “ideal” ni que pueda ser universalmente adaptable a todas las aplicaciones. Entonces, un refrigerante se aproximará al “ideal”, solo en tanto que sus propiedades satisfagan las condiciones y necesidades de la aplicación para la que va a ser utilizado. [1]

El refrigerante ideal, sería aquél que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión y el compresor. Desafortunadamente, todos los refrigerantes retornan al evaporador arrastrando una cierta porción de calor, reduciendo la capacidad del refrigerante para absorber calor en el lado de baja. [4]

Para que un refrigerante sea ideal debe reunir lo siguiente:

- Propiedades Termodinámicas.
- Propiedades Físicas y Químicas.

Propiedades Termodinámicas:

- Presión.
- Temperatura.
- Entalpia.
- Densidad.
- Entropía.

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.

Fácilmente se comprende que ninguno de los refrigerantes conocidos reúne todas estas cualidades; es decir, no existe un refrigerante ideal, por lo que, en base a un balance de ventajas, deberá seleccionarse el que reúna el mayor número de estas características de acuerdo al diseño requerido. [6-8]

1.2 Antecedentes.

La práctica de la refrigeración, probablemente ha existido desde la época de las cavernas. Con frecuencia, en la historia se menciona el uso de hielo y nieve naturales para fines de enfriamiento. Los chinos, y después los romanos, los usaban para enfriar sus bebidas.

En algunos lugares donde sólo tenían hielo en el invierno, lo almacenaban en fosos para usarlo en el verano. En lugares desérticos donde no se disponía de hielo o nieve en ninguna época del año, como en Egipto, se utilizaba la evaporación del agua para el enfriamiento de bebidas, y hasta algunos dispositivos ingeniosos para hacer la estancia más confortable.

El agua fue el primer refrigerante, con una larga historia de uso, continuando hasta nuestra época. Con el paso del tiempo, se han hecho mejoras en cuanto a su manejo y almacenamiento, pero aún se utiliza el hielo natural por todo el mundo. El uso histórico y fundamental del hielo, ha sido reconocido en una unidad de refrigeración: la tonelada de refrigeración, la cual se define como la cantidad de calor que se requiere para fundir dos mil libras de hielo en 24 hrs.

La historia de los refrigerantes está íntimamente relacionada con la historia de la refrigeración. **La primera máquina de refrigeración se patentó en 1834 por Jacob Perkins.** Se trataba de una máquina de absorción que utilizaba éter; Así esta sustancia tendría el privilegio de ser, el primer refrigerante industrial. [1-3]

En 1850 Edmond Carré patentó la primera máquina de absorción que funcionaba con agua como refrigerante y ácido sulfúrico como absorbente. Su hermano, Ferdinand, comercializó en 1859 una máquina de absorción con amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. En 1867 se utiliza el CO₂ como refrigerante en la compresión de vapor, el NH₃ en 1873, el SO₂ y el CH₃-OCH₃ en 1875 y el ClCH₃ en 1878. En 1928 Carrier utiliza el C₂H₄Cl₂ en las máquinas de compresión de vapor con compresores centrífugos. [3]

Cabe señalar que estos refrigerantes eran inflamables y tóxicos, excepto el CO₂. Desde el punto de vista de la seguridad, el CO₂ es excelente pero sus propiedades termodinámicas no son las más adecuadas ya que éste se obtiene a partir de la utilización de combustibles fósiles, y se cree que es el responsable del 60 % de la contaminación ambiental. La concentración de dióxido de carbono en la atmósfera viene aumentando alrededor de un 0,3 % cada año y actualmente es alrededor de un 30 % mayor que antes de la revolución industrial. Una característica de este gas es su permanencia en la atmósfera alrededor de

100 años, en tanto que por ejemplo el vapor de agua solo tiene un tiempo de permanencia de 8 días. [28]

Antes de 1928 se utilizaba en las máquinas de compresión de vapor el NH₃ y algún otro gas como el CO₂, el SO₂ y el CICH₃ (cloruro de metilo). Charles Kettering de la General Motors Corporation impulsó la investigación de nuevos compuestos que fueran menos tóxicos que el NH₃. Se encargó de este trabajo Thomas Midgley que trabajaba en la Kinetic Chemical Company (más tarde llamada Freón Products División) de Dupont. En 1928 Midgley junto a Henne y McNary identificaron y sintetizaron el diclorodifluorometano (R-12). No era tóxico, al uso de la época, ni inflamable. En una convención de la American Chemical Society Midgley anunció las fabulosas propiedades del R-12 llegando a efectuar una demostración práctica inhalando sus vapores y soplando después sobre una vela para demostrar que no era ni tóxico ni inflamable. La producción comercial del R-12 empezó en 1931, posteriormente se comenzó la del R-11 en 1932, la del R-114 en 1933 y la del R-113 en 1934. El primer hidroc fluoruro derivado, el R-22, apareció en 1936. A los 17 años expiró la patente y otros fabricantes los pudieron comercializar con otros nombres tabla I.1. [1-3].

Nombre		Compañía
Primeras patentes	Freón Genetrón Isotrón Arctón	E.I. DuPont de Nemours General Chemical Division of Allied Chemical and Dye Corporation Pennsylvania Salt Manufacturing Company Imperial Chemicals of England
Situación Actual	Genetrón Klea Forane Solkane Meforex Asahiflon Suva Diaflon Ecoloace	Allied Signal ICI Elf Atochem Solvay Ausimont Asahi Glass Mitsui-Dupont Daikin Showa Denko

Tabla I.1 Nombres Comerciales de Refrigerantes.

1.3 La irrupción de Rowland y Molina.

La teoría de Rowland y Molina dice que los CFC son tan inertes que no existen “sumideros” para ellos (nada que los capture o los destruya). En consecuencia, los CFC tienen una vida muy larga en la atmósfera. De acuerdo a la teoría, los CFC más comunes (R-11 y R-12), ambos de vida muy larga.

Permanecen en la atmósfera unos 75 y 120 años, respectivamente. Después de unos 5 años en la atmósfera, los CFC son transportados a la estratosfera. La radiación ultravioleta los destruye liberando un átomo de cloro “libre” (los que se combinan con otros elementos) y otras moléculas. Este cloro “libre” destruye entonces a las moléculas de ozono. [7]

El 1989 se empiezan a tomar las primeras medidas. Se limita el uso de los refrigerantes con cloro en su molécula y se llega a la total prohibición de su uso

y fabricación el 12 de diciembre de 1994 en la comisión de la unión europea (CUE) y en muchos otros países. Una consecuencia de estos hechos es la desenfrenada carrera establecida por los principales laboratorios y fabricantes para hallar sustitutos de los refrigerantes prohibidos. Primero, en una fase que no requiera la modificación sustancial de los equipos (refrigerantes drop in) y posteriormente en otra que utilizaría los refrigerantes llamados definitivos que sí requeriría la modificación de los equipos o la construcción de nuevos.

Esta carrera aún no ha terminado y por lo tanto no se puede afirmar que existan determinados refrigerantes consensuados por todo el mundo como sustitutos de los prohibidos. Además, el problema se ha complicado con otro hecho a tener en cuenta en los próximos años. Se ha abierto un debate internacional sobre el efecto de determinados gases, entre ellos los refrigerantes, sobre el efecto invernadero, responsable del cambio climático. Así, resulta que algunos refrigerantes propuestos como sustitutos definitivos, porque son benignos para la capa de ozono, no lo son para el efecto invernadero. [1-3]

1.4 Identificación de refrigerantes.

Los refrigerantes se identifican por números después la letra **R**, que significa "refrigerante". El sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers). Es necesario estar familiarizado con los números, así como con los nombres de refrigerantes. Cabe mencionar que las mezclas zeotrópicas (mezclas que no tienen constante la temperatura de ebullición a una presión determinada), son refrigerantes transitorios que se desarrollaron para sustituir al R-22 y al R-502, aunque algunas de estas, van a permanecer como sustitutos de estos refrigerantes. [3-28]

1.5 Propiedades Seguras De Los Refrigerantes.

Para que una sustancia se apropiada para usarse como refrigerante, se busca que cumpla con la mayoría de las siguientes características:

- **Baja temperatura de ebullición:** Un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica.
- **Fácilmente manejable en estado líquido:** El punto de ebullición debe ser controlable con facilidad de modo que su capacidad de absorber calor sea controlable también.
- **Alto calor latente de vaporización:** Cuanto mayor sea el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
- **No inflamable, no explosivo, no tóxico:** Químicamente estable a fin de tolerar años de repetidos cambios de estado.
- **No corrosivo:** Para asegurar que en la construcción del sistema puedan usarse materiales comunes y de larga vida de todos los componentes.
- **Moderadas presiones de trabajo:** las elevadas presiones de condensación requieren un equipo extra pesado. La operación en vacío introduce la posibilidad de penetración de aire en el sistema.
- **Fácil detección y localización de pérdidas:** Las pérdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del sistema.

- **Inocuo para los aceites lubricantes:** La acción del refrigerante en los aceites lubricantes no debe alterar la acción de lubricación.
- **Bajo punto de congelación:** La temperatura de congelación tiene que estar muy por debajo de cualquier temperatura a la cuál pueda operar el evaporador.
- **Alta temperatura crítica:** Un vapor que no se condense a temperatura mayor que su valor crítico, sin importar cuál elevada sea la presión. La mayoría de los refrigerantes poseen temperaturas críticas superiores a los 93 °C.
- **Moderado volumen específico de vapor:** Para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- **Bajo costo:** A fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario. **[1]**

1.6 Propiedades termodinámicas.

Las propiedades termodinámicas de los refrigerantes son aquellas que tienen relación con la transferencia de calor. Estas propiedades se publican para cada refrigerante en forma de Tablas. Estas se dividen en dos secciones: Propiedades de Saturación de Líquido y Vapor, y Propiedades del Vapor Sobrecalentado. Las primeras comúnmente a intervalos de temperatura, y las segundas, se dan tanto a intervalos de presión, como de temperatura. **[28-30]**

Estas Tablas son elaboradas por los fabricantes de refrigerantes y algunas asociaciones relacionadas con refrigeración, y se pueden encontrar en libros de texto, manuales o boletines técnicos. Las de mayor aplicación para resolver problemas de cálculos y diseño de equipos, son las Tablas de propiedades termodinámicas de saturación. **[5]**

Las propiedades termodinámicas son necesarias para evaluar y estudiar los ciclos termodinámicos de refrigeración.

En la práctica las siguientes propiedades son las más importantes:

- Presión.
- Temperatura para determinar el estado del fluido.
- Entalpía.
- Entropía.
- Volumen específico para el análisis de los ciclos termodinámicos.

1.7 Clasificación de los refrigerantes.

En la clasificación de los refrigerantes se utiliza el criterio de ASHRAE y las indicaciones de la EPA (Environmental Protection Agency). La ASHRAE clasifica los refrigerantes de forma muy general en los tipos siguientes:

Refrigerantes hidrofluorocarbonados.

Estos refrigerantes constituyen el grupo de refrigerantes más ampliamente usados. Su nombre indica que son derivados de los hidrocarburos (compuestos de hidrogeno y carbono), pero contienen también elementos llamados Halógenos (como el cloro y el flúor). Se usa así el nombre de fluorocarbonados puesto que todos los halocarburos que se utilizan como refrigerantes contienen flúor. **[1-21]**

Refrigerante 22 (R-22).

Conocido con el nombre de Freón 22, se emplea en sistemas de aire acondicionado domésticos y en sistemas de refrigeración comerciales e industriales incluyendo: cámaras de conservación e instalaciones para el procesado de alimentos: refrigeración y aire acondicionado a bordo de diferentes transportes; bombas de calor para calentar aire y agua. Se puede utilizar en compresores de pistón, centrífugo y de tornillo.

El Freón 22 (CHClF) tiene un punto de ebullición a la presión atmosférica de -40,8 °C. Las temperaturas en el evaporador son bajas -87°C. Presenta como ventaja el calor relativamente pequeño de desplazamiento del compresor. La temperatura en la descarga debe ser 90 °F mayor a la temperatura sobrecalentada, en la succión debe conservarse en su valor mínimo, sobre todo cuando se usan unidades herméticas motor-compresor. **[1]**

En aplicaciones de temperatura baja -40°C, donde se tienen relaciones de compresión altas, se recomienda tener en enfriamiento con agua al cabezal y a los cilindros del compresor. Los condensadores enfriados por aire empleados con el refrigerante 22, deben ser de un tamaño tal que permitan circular al aire sin ninguna dificultad para así poder disipar el calor que lleva el refrigerante. Aunque el refrigerante 22 es miscible con aceite en la sección de condensación a menudo suele separársele del aceite en el evaporador. No se han tenido dificultades en el retorno de aceite después del evaporador cuando se tiene el diseño adecuado del serpentín del evaporador y de la tubería de succión. Siendo un fluorcarburo, el refrigerante 22 es un refrigerante seguro.

Se comercializa en cilindros retornables (CME) de 56,7 Kg., cilindros desechables de 22,68 Kg., cilindros desechables de 13,61 Kg. y cajas de 12 latas de 5,10 Kg. cada una. **[1-3]**

Refrigerante 502 (R-502).

Mezcla azeotrópica (mezcla con punto de ebullición constante a una presión determinada) de R-22 y R-115 (CClF₂-CF₃) con una proporción del 48,8 y del 51,2 % en peso respectivamente, en aplicaciones de baja temperatura (cámaras de congelación, túneles, etc.). Actualmente es uno de los refrigerantes que está **prohibido su uso.** **[1-8]**

Refrigerante 12 (R-12).

Cl₂F₂C (diclorodifluorometano) se utiliza en aplicaciones de temperatura media (conservación de productos frescos, cámaras de 0 °C). En la actualidad este refrigerante tiene muchas aplicaciones en la industria de la refrigeración. Al igual que el R 502 actualmente es uno de los refrigerantes que está **prohibido su uso**. [3]

Refrigerantes hidrocarburos.

Algunos hidrocarburos se utilizaban como refrigerantes; entre estos se incluye el propano, el metano y etano. Sin embargo, son muy inflamables y explosivos, lo que limita en extremo su utilización. Se utilizan a veces en plantas petroquímicas y en las refinerías de petróleo debido en parte a su disponibilidad. [1]

Refrigerantes halogenados.

Los refrigerantes halogenados son derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de flúor y/o cloro principalmente. Debido a su alta estabilidad físico-química y su nula toxicidad han sido muy usados como líquidos refrigerantes, agentes extintores y propelentes para aerosoles.

Estos compuestos son muy reactivos en algunos casos (cloruro de hidrógeno), en otros casos se acumulan en las plantas y atacan a las hojas o impiden el metabolismo del calcio de seres humanos y animales. [1]

Destacan en este grupo los clorofluorocarbonos (CFC), gases más utilizados en la industria de fabricación de espumas y aislantes, como fluidos refrigerantes y como propelentes en aerosoles. No existen fuentes naturales de estos gases y tienen una participación importante en la destrucción de la capa de ozono que protege a la Tierra y en los problemas de calentamiento global ya que absorben con mucha intensidad la radiación terrestre de onda larga. [9]

Derivados halogenados saturados.

Proceden del metano, etano y propano por sustitución parcial o total de los átomos de hidrógeno por átomos de Cl, F. Pueden ser del tipo:

CFC.

Contienen **Cl, F y C** en su molécula. Se denominan clorofluorcarbonados. Estos refrigerantes dejaron de utilizarse a finales de 1994 en la unión americana (Propuesta de Reglamentación de la unión europea (CUE) 594/91, modificado por el 3952/92) y a finales de 1995 en el resto de los países occidentales. [11]

HCFC.

Contienen **H, Cl, F y C** en su molécula. Se denominan hidroclorofluorcarbonados. Dejarán de producirse en Europa a finales de 2014

(Propuesta de Reglamento comisión de la unión europea (CUE) 7409/94) y a finales del 2029 en los otros países firmantes del Protocolo de Montreal, aunque estas fechas pueden verse modificadas por decisión de los organismos competentes. [11]

HFC.

Contienen H, F y C en su molécula. Se denominan hidrofluorocarbonados. Son compuestos que no perjudican la capa de ozono (un Potencial Destructivo de Ozono, PDO, nulo). [4-3]

PFC.

Sólo contienen F y C. Se denominan perfluorocarbonados El prefijo "per" hace referencia a que el compuesto tiene el máximo número posible de átomos de flúor. Son compuestos que no perjudican la capa de ozono (un ODP nulo).

Mezclas Zeotrópicas.

Se llama así a las mezclas formadas por dos o más componentes (refrigerantes puros) de diferente volatilidad. Cuando estas mezclas se evaporan o se condensan en un sistema de refrigeración, su composición y su temperatura de saturación cambian. La palabra zeótropo se deriva de las palabras griegas Zein =hervir, y tropos = cambiar.

Al hervir esta mezcla en un evaporador, la composición del líquido remanente cambia. Esto es, al empezar a hervir el líquido, se evapora un porcentaje más elevado del componente más volátil. Por lo tanto, conforme continúa hirviendo la mezcla, el líquido remanente tiene menor concentración del componente más volátil, y mayor concentración del menos volátil. Cambio de composición del líquido, da como resultado un cambio en el punto de ebullición. La temperatura a la cual empieza a hervir el líquido (líquido saturado), se le conoce como punto de burbuja. La temperatura a la cual se evapora la última gota de líquido (vapor saturado), se le llama punto de rocío. A una misma presión, la temperatura del punto de burbuja es más baja que la del punto de rocío para cualquier mezcla zeotrópicas. A este fenómeno se le conoce como deslizamiento de temperatura. [16]

Refrigerantes Ecofreezer.

Los refrigerantes Ecofreezer (E12, E22, Eco134, y Eco404) son mezclas zeotrópicas de gases naturales, destinados a sustituir al R12 (CFC), R22 (CFC), R134a (HFC), y R404a como gas refrigerante en equipos de refrigeración, aire acondicionado y congelación. [21]

El descubrimiento de estos refrigerantes es una alternativa totalmente ecológica para el cambio de los refrigerantes, ya que estos productos no dañan la capa de ozono (Zero ODP) y no producen efecto invernadero el cual les proporcionará ahorros en el consumo de la energía eléctrica de sus equipos.

Los productos Ecofreezer son el resultado del desarrollo tecnológico llevado a cabo por un grupo de tecnólogos Mexicanos del Grupo Ecoenergía, que desde 1997, ha probado el funcionamiento de estos nuevos refrigerantes en diferentes equipos de aire acondicionado y refrigeración, obteniendo así óptimos resultados en el aspecto ecológico, además se ha comprobado que son más eficientes, obteniendo ahorros de hasta un 30% en el consumo de energía eléctrica. [5] [21]

El Desarrollo Tecnológico de estos productos naturales viene a resolver los requerimientos de una sociedad global cada día más preocupada con la conservación de su medio ambiente, por lo que tiene proyección global y ha merecido por su cobertura técnica y profundidad económica, el apoyo de instituciones como: **EI CONACYT** (Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología), La Secretaría de Desarrollo Económico del Estado de Nuevo León y La Secretaría de Economía, El FIDE-fideicomiso para el ahorro de energía, La **CFE** (Comisión Federal de Electricidad). **EI ITESM** (Instituto Tecnológico de Estudios Superiores Monterrey), por parte de La **EGADE** (Escuela de Graduados en Administración y dirección de Empresas), la aceleradora de negocios con base tecnológica: **EI CITT** (Centro de Innovación y Transferencia de Tecnología).

Los resultados de las miles de aplicaciones de los productos Ecofreezer han sido consistentes en proyectos de cambio de refrigerantes tradicionales (R12, R22, R134a y R404a) por los refrigerantes Ecofreezer respectivos. Estos se han llevado a cabo de 1997 a 2007 obteniéndose ahorros de energía eléctrica importantes. En esta etapa se iniciaron trabajos de desarrollo tecnológico en conjunto con empresas fabricantes de nivel mundial, preocupadas por incorporar en sus nuevas líneas de producción equipos de refrigeración y aire acondicionado trabajando con refrigerantes naturales. [10] [21]

Características de los gases refrigerantes Ecofreezer.

- Más ecológicos que los refrigerantes CFC, HFC.
- Más económicos que los refrigerantes CFC,HFC.
- Tecnología más duradera.
- No tóxico para el ser humano.
- Compatibles con gases actuales.
- Seguridad estable compatible.
- Uso comercial y doméstico.
- Eficiencia energética.
- Tecnología adecuada para México.

Refrigerante Ecofreezer modelo E-12.

El refrigerante Ecofreezer 12 (E12) ha sido desarrollado por Ecofreezer International S.A. de C.V. y se caracteriza por tener mayor rendimiento energético que los refrigerantes convencionales. El E12 es una mezcla zeotrópica de gases naturales por lo que resulta amigable con el medio ambiente al ser inocua para la capa de ozono y no contribuir al calentamiento global.

Aplicaciones: Refrigeración doméstica e Industrial.

Compatibilidad con los lubricantes: El refrigerante natural E12 es compatible con la gran mayoría de los lubricantes, desde los naturales hasta los sintéticos.

E12 trabaja sin problemas de compatibilidad con los materiales existentes en los equipos de refrigeración diseñados para trabajar con el R12. **[21]**

Refrigerante Ecofreezer modelo HC-22

El refrigerante Ecofreezer 22 (Eco22) ha sido desarrollado por Ecofreezer International S.A. de C.V. y se caracteriza por tener mayor rendimiento energético que los refrigerantes convencionales. El Eco22 es una mezcla zeotrópica de gases naturales por lo que resulta amigable con el medio ambiente al ser inocua para la capa de ozono y no contribuir al calentamiento global.

Aplicaciones: Refrigeración doméstica e Industrial. Aire acondicionado.

Compatibilidad con los lubricantes: El refrigerante natural Eco22 es compatible con la gran mayoría de los lubricantes, desde los naturales hasta los sintéticos. Trabaja sin problemas de compatibilidad con los materiales existentes en los equipos de refrigeración diseñados para trabajar con el R22. **[10]**

Mezclas Azeotrópicas.

Se llama así a las mezclas de dos o más componentes de diferente volatilidad, las cuales, al ser utilizadas en un sistema de refrigeración, NO cambian su composición ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador, o se condensan a una presión constante. La composición del líquido es la misma que la del vapor. Las mezclas azeotrópicas pueden inclusive ser destiladas, sin que cambie su composición. El prefijo "a" antes de la palabra zeótropo, es de raíz latina, y significa una negación, por lo que la palabra azeótropo se puede interpretar como que "no cambia al hervir". Al combinar los componentes, la mezcla resultante se comporta en muchas maneras, como si fuera un solo refrigerante puro, con una sola temperatura de saturación correspondiente a una presión dada. **[11]**

Refrigerante SUVA HP-62(R-404a).

El refrigerante SUVA HP62 (**Suva**® Marca Registrada por E.I. Dupont de Nemours and Company para sus refrigerantes) es una mezcla azeotrópica de los refrigerantes HFC-125, HFC-134a. Su punto de ebullición es de -46.45 °C (-51.62 °F) y esta temperatura indica el límite inferior de operación. Este refrigerante es propuesto para ser utilizado en equipos nuevos de refrigeración a bajas temperaturas, para sustituir al refrigerante HCFC-22. Sus principales propiedades físicas se muestran en la tabla 1.2. **[1-22]**

Propiedades físicas	Observaciones
Formula química	CHF ₂ F ₃ /CH ₃ CF ₃ /CH ₂ FCF ₃ (44/52/4 por peso)
Peso molecular	97.60
Punto de ebullición a una atmósfera	-46.45-51.62°F
Temperatura crítica	-72.07°C-621.40 °R
Presión crítica	3731.5 Kpa-541.2 Psia
Densidad crítica	484.5kg/m ³ -30.23Lb/ft ³
Volumen crítico	0.00206 m ³ /Kg.-0.0331 ft ³ /lb

Tabla I.2 Propiedades del R-404a.

Hidrocarburos saturados: Algunos hidrocarburos saturados pueden utilizarse directamente como refrigerantes, otros forman parte de mezclas que se han propuesto como sustitutos de los CFC y HCFC. Por ejemplo, el R-600, butano, es un componente minoritario del R-416A.

Hidrocarburos insaturados: Se puede decir lo mismo que en el caso de los saturados. Algunos hidrocarburos insaturados forman parte de mezclas propuestas como sustitutos de los CFC y HCFC. Por ejemplo el R-1270, el propileno, es un componente minoritario del R-411b.

Compuestos orgánicos no alquílicos: Entre ellos están el éter etílico, la metil amina, el éter metílico y algunos más que deben mencionarse debido a su utilización pionera más que a su utilización actual puesta que son inflamables y tóxicos.

Compuestos inorgánicos: Están los gases simples, O₂, N₂, etc. y los compuestos inorgánicos, H₂O, NH₃, CO₂, etc.

1.8 Grupo de clasificación por grado de seguridad.

Los gases refrigerantes generalmente vienen envasados en cilindros metálicos desechables. Los hay de 6.8 Kg, 13.6 Kg y 22.6 Kg. Estas presentaciones pueden variar según el tipo de gas refrigerante o según la especificación del fabricante. **[6-8]**

Los fabricantes de gases refrigerantes los envasan en cilindros de colores, respetando el código de colores de ARI (American Refrigeration Institute); que a su vez utiliza el lenguaje PMS (Pantone® Matching System) que es un lenguaje internacional de impresión que se utiliza para los colores. El ARI asigna los colores de acuerdo con el Standard 34-67 de ASHRAE siguiendo la siguiente clasificación:

Clase I

Refrigerantes Líquidos: Estos son refrigerantes que tienen un punto de ebullición superior a los 20° C (68° F). La presentación de estos gases normalmente se efectúa en un tambor. Ejemplos: R-11, R-113, R-123. **[28-30]**

Clase II

Refrigerantes de “Baja Presión”: Los envases de estos gases pueden soportar una presión interior máxima hasta de 500 psia (Libras por pulgada cuadrada). Ejemplos: R-12, R-134a y el R-22.

Clase III

Refrigerantes de “Alta Presión”: Estos gases se envasan en cilindros que tienen una presión mínima de trabajo de al menos 500 psig. Ejemplos: R-13, R-23 y el R-503.

Clase IV

Refrigerantes Inflamables: Estos refrigerantes ya sean Zeotropos o Azeótropos que tienen la clasificación 2 ó 3 de inflamabilidad otorgada por ASHRAE en el Standard 34. Ejemplos: R-114B o el R-411A

Los cilindros desechables son hechos con base en las especificaciones establecidas por el Departamento de Transporte de los Estados Unidos DOT (Department Of Transportation), el cual tiene una autoridad reguladora sobre todos los materiales peligrosos en el transporte comercial. Los cilindros desechables deben de -cumplir con la Especificación 39. Se les llama “cilindros de un solo viaje” y en nuestro país los conocemos como cilindros desechables o no recargables y siempre son referidos como “DOT-39”. **[28-30]**

Por ejemplo, todos los cilindros utilizados por los **CFC** están diseñados para poder contener las presiones generadas por el R-502, que es el refrigerante que tiene la presión más alta. Los cilindros desechables hechos para el R-502 deben de estar considerados para trabajar a una presión de servicio de 260 psig.

La especificación DOT-39 estipula que los cilindros diseñados para soportar una presión de 260 psig, deben de ser probados a una presión de fuga de 325 psig. Un cilindro de cada 1000 se presuriza hasta el punto de falla o de fuga.

El cilindro no debe fallar a una presión menor de 650 psig. Estas pruebas se hacen para asegurar que los usuarios tengan cilindros seguros y sin fugas.

[1-11]

1.9 Guía de reemplazo de refrigerantes.

La siguiente estructura muestra la guía de reemplazo para cada refrigerante cortesía de Suva® marca registrada por E.I. Dupont de Nemours and Company para sus refrigerantes. [22]

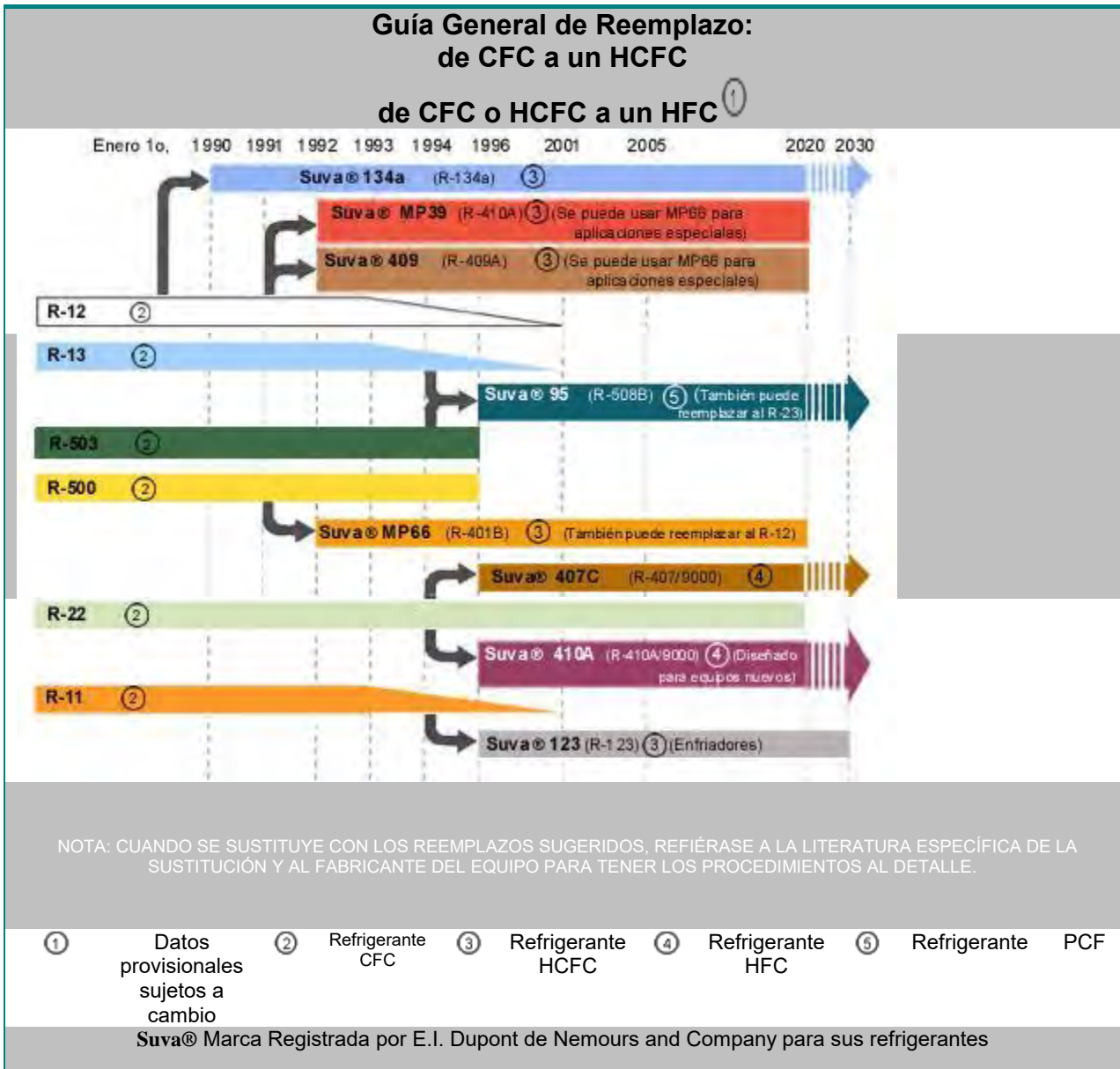


Figura I.1. Estructura que muestra el reemplazo de refrigerantes.

1.10 Ciclos de refrigeración.

Para analizar los diferentes ciclos de refrigeración, es necesario estudiar los ciclos ideales de cada uno de ellos. De esta manera, se comprenderán los principios termodinámicos en que se basan, y así será posible entender mejor su realización práctica. Los ciclos de refrigeración que se consideran de más amplia utilización son:

1. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
2. Sistema de bomba de calor.
3. Ciclo de refrigeración por gas (aire).
4. Ciclo de refrigeración por absorción.

Este trabajo está dirigido al estudio del ciclo de refrigeración mecánica.

1.10.1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

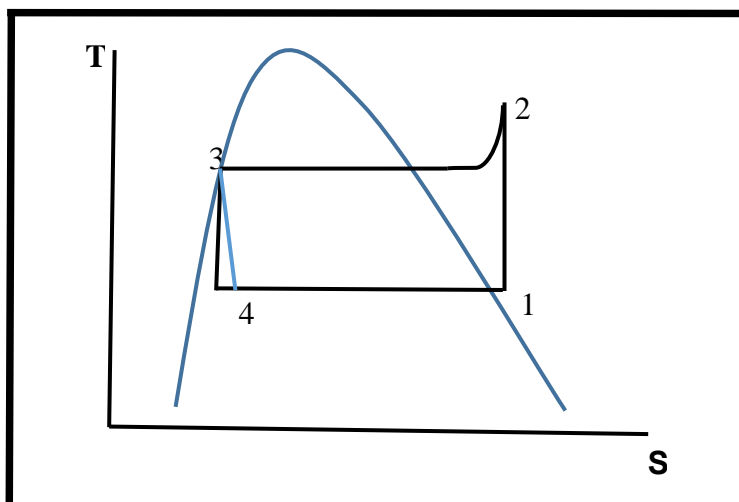


Figura I.2. Esquema del ciclo de compresión de vapor.

El Ciclo inverso de Carnot es un estándar con el cual se pueden comparar todos los ciclos reales, no es práctico para propósitos de refrigeración. Sin embargo, sería muy deseable aproximarse a los procesos de adición de calor a temperatura constante y de expulsión de calor a temperatura constante, con objeto de lograr el máximo coeficiente de operación posible. Esto se logra en buena medida con un dispositivo de refrigeración según el ciclo de compresión de vapor Figura I.2. [6] [4]

Procesos que forman el ciclo:

De 1 a 2 Compresión: Esta se lleva a cabo generalmente por medio de un compresor recíprocante, pero, también es común utilizar en este proceso a compresores rotatorios, de paletas deslizantes y de tornillo, así como compresores centrífugos de etapas múltiples para grandes instalaciones. En refrigeración, la temperatura del vapor que entra al compresor está por debajo de la temperatura

ambiente, y por lo tanto la dirección del flujo térmico será hacia el interior durante las etapas iniciales de la compresión.

Una vez que la temperatura del vapor alcanza la temperatura ambiente, la dirección del flujo térmico se invierte. Así, se forma un equilibrio entre los flujos de calor hacia el interior y hacia el exterior, por lo que se considera que el proceso de compresión es adiabático.

En el caso ideal, la fricción (tanto mecánica como del fluido) se desprecian, por lo tanto, la compresión adiabática también es isotrópica. Por lo que, en el diagrama p-s (presión – entropía), la compresión sigue una línea a entropía constante y ascendente, desde la presión más baja (evaporación), hasta la presión más alta (condensación).

Los compresores de refrigeración (particularmente los usados en bajas temperaturas) se aíslan frecuentemente, debido a que el flujo térmico hacia el interior incrementa el trabajo de compresión.

En el ciclo básico, de acuerdo a la Figura 1,2 se considera que el punto 1 se encuentra en la línea de vapor saturado, y el punto 2 en la región de sobrecalentamiento. [7]

De 2 a 3 Condensación: Esta se realiza en el condensador mediante agua enfriada o más comúnmente con aire ambiente. El condensador consiste de una serie de tubos, o tubo dispuesto a manera de serpentín, a través del cual pasa el refrigerante.

Los tubos están provistos con aletas para incrementar, y ser más eficientes, a la superficie de transferencia de calor. Se considera que éste proceso se lleva a cabo a presión constante, aunque en la realidad se producen pequeñas caídas de presión.

La primera parte de la condensación es el enfriamiento del vapor sobrecalentado que regresa a la condición saturada, durante la cual hay una disminución de la temperatura. Una vez que se alcanza la saturación, la temperatura permanece constante. Además, la disminución del calor provoca que el vapor se condense hasta el punto 3 (Figura 1.2), en el cual todo el vapor se ha condensado en líquido. [7]

De 3 a 4 Expansión (estrangulamiento): El refrigerante sale del condensador como líquido a presión. Para que se efectúe la evaporación y asimismo, el efecto de refrigeración, es necesario que la presión sea reducida a aproximadamente la del vapor antes de entrar al compresor. Esto se logra haciendo pasar el líquido a través de una válvula de regulación o de expansión. Como resultado de la caída de presión (expansión) en este dispositivo, una parte del líquido pasa en forma de vapor, de manera que de la válvula sale una mezcla de líquido saturado más vapor.

El proceso de expansión se lleva a cabo a entalpía constante. Por lo tanto, este proceso se representa por medio de una línea vertical en el diagrama p-h. La presión disminuye hasta que se alcanza el punto 4, con la misma presión que en el punto 1, como se observa en la figura 1.3 [7]

De 4 a 1 Evaporación: Después de salir de la válvula reguladora, el refrigerante se encuentra a baja presión, por lo tanto, se podrá evaporar con facilidad a baja temperatura. La transferencia de calor se efectúa en el evaporador, al igual que el condensador, el evaporador consiste básicamente de un tubo aletado y dispuesto como serpentín y localizado en el espacio por enfriar. Asimismo, está aislado del medio exterior para mantener baja la temperatura de dicho espacio. El vapor que sale del evaporador regresa al lado de succión del compresor. De esta manera, se inicia nuevamente el ciclo de refrigeración. Al igual que la condensación, la evaporación es un proceso a presión constante. Puesto que el punto 4 (Figura 1.3) se encuentra en la región húmeda, la temperatura también permanece constante de manera que el calor es absorbido hasta que todo el líquido se convierte en vapor saturado seco en el punto 1. [7]

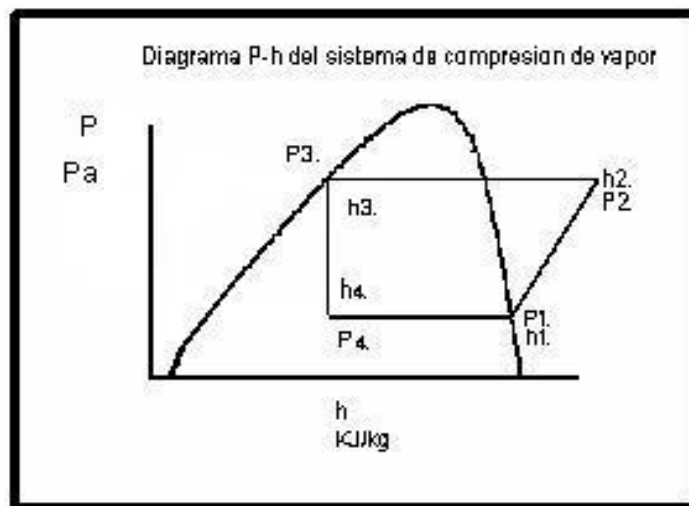


Figura 1.3. Diagrama p-h del ciclo de compresión de vapor

1.10.2 Ciclo de refrigeración mecánica.

- A. Evaporador
- B. Compresor
- C. Condensador
- D. Válvula de expansión.

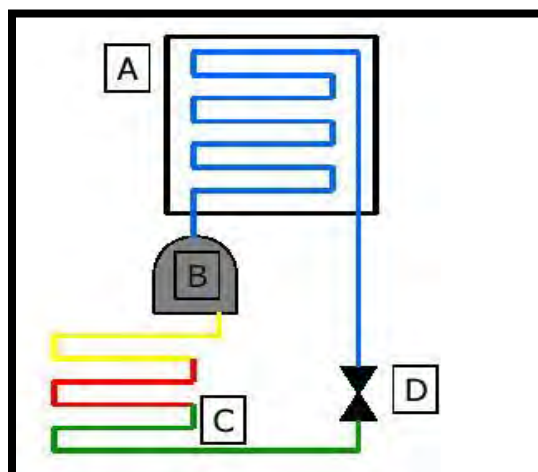


Figura I.4. Sistema del ciclo de Refrigeración.

Los sistemas de refrigeración son dispositivos utilizados para extraer energía en forma de calor de elementos que pueden ser sólidos, líquidos o gases. Un sistema de refrigeración consta básicamente de cuatro elementos Figura I.4.

Elementos que componen un ciclo de refrigeración mecánica.

Evaporador.

Su función es la de extraer el calor del medio refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. El evaporador recibe refrigerante a baja presión y baja temperatura y lo entrega a baja presión y alta temperatura. Según el tipo de alimentación de líquido puede ser de expansión seca, inundado o recirculado. Según el tipo de construcción pueden ser de tubo descubierto, de superficie plana o de tubos aleteados. En la Figura I.5 se puede ver una fotografía de un evaporador. [2-3]



Figura I.5. Evaporador.

Compresor.

Su función es la de incrementar la presión del refrigerante gaseoso que regresa del sistema, dando las condiciones requeridas para la condensación. El compresor, Figura I.6 recibe refrigerante a baja presión y alta temperatura y lo entrega a alta presión y alta temperatura. [6-12]



Figura I.6. Compresores.

Condensador.

Su función es la de realizar el intercambio de calor en el refrigerante, lo cual permite su cambio de estado gaseoso a líquido. El condensador recibe refrigerante a alta presión-alta temperatura y lo entrega a alta presión-baja temperatura, en la Figura I.7 se puede observar un esquema de un condensador. El condensador es un equipo de transferencia de calor. En donde el vapor refrigerante caliente cede calor hacia el medio condensante, como resultado, el refrigerante es primero enfriado hasta saturación y después condensado hasta su fase de estado líquido. Los medios condensantes usados más comúnmente son el aire, el agua o una combinación de los dos. [1-7]

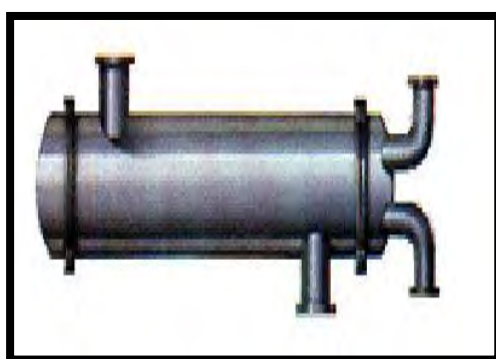


Figura I.7. Condensador.

Válvula de expansión.

Es el elemento que asegura la alimentación automática del fluido frigorífico a la evaporadora, para poder llenar ésta de líquido según las necesidades caloríficas. La válvula de expansión regula en función del sobrecalentamiento a la salida del evaporador teniendo en cuenta que la presión y la temperatura son proporcionales. Figura I.7 [1-7]

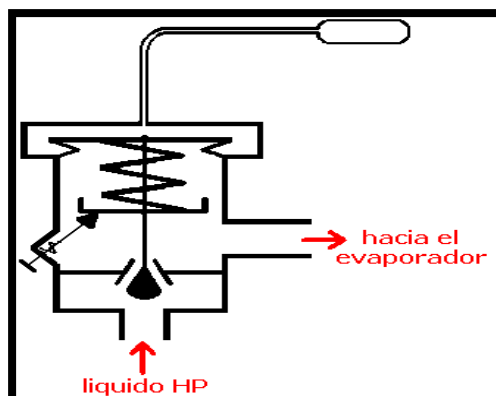


Figura I.8. Válvula de expansión.

1.11 Balance De Energía.

Efecto de refrigeración (ER).

Considerando el balance de energía para el evaporador de la figura I.9, la ecuación de energía para un flujo estacionario es:

$$\dot{Q}_{EXT} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Donde:

Q_{ext} : Calor extraído. (Btu/lbm).

h : Entalpía (Btu/lbm).

\dot{m} : Flujo másico.

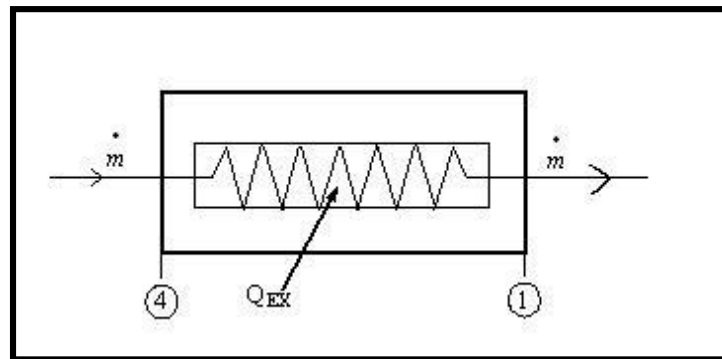


Figura 9. Balance térmico de un evaporador.

El **efecto de refrigeración (ER)** es la entrada de calor (calor extraído del espacio por enfriar " Q_{ext} ") por kilogramo de refrigerante que fluye a través del evaporador. Por lo tanto:

$$ER = h_1 - h_4$$

Donde h_1 y h_4 son las entalpías del líquido que sale y que entra al evaporador respectivamente.

Calor rechazado (Q_R).

Llevando a cabo un análisis similar para el condensador. Se tiene:

$$Q_R = h_2 - h_3$$

Donde Q_R es el calor que rechaza el condensador por Kg. de refrigerante.

Trabajo neto (W_s).

Se supone que el proceso de compresión es isoentrópico (adiabático reversible). Por lo que no hay intercambio térmico, sólo trabajo de entrada, y de la ecuación de la energía para flujo estacionario:

$$W_s = h_2 - h_1$$

Donde W_s es el trabajo suministrado por kg. de refrigerante.

Coficiente de operación (COP).

El coeficiente de operación es la relación del efecto refrigerante con respecto al trabajo de entrada (suministrado). Por lo tanto, el COP teórico es:

$$\text{COP} = \text{ER} / W_s = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1)$$

El **COP** es una medida de la eficiencia del sistema. Mientras mayor sea el efecto de refrigeración alcanzado a partir de un trabajo de entrada determinado, el sistema será más óptimo. Sin embargo, el COP generalmente es mayor de la unidad, puesto que el ER no puede ser mayor que W_s , por lo tanto, no es conveniente llamar al COP una eficiencia, puesto que esta última siempre es menor de 1. El COP real frecuentemente está en el orden de 2 a 3, y el COP teórico es considerablemente mayor. **[7]**

1.12 Cantidad de refrigerante.

La cantidad de refrigerante circulado por minuto se encuentra a partir de la definición de tonelada de refrigeración y del calor absorbido por el evaporador. Para el ciclo ideal, el trabajo por tonelada de refrigeración está determinado por:

$$\frac{HP}{TON} = 4.717 \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4}$$

Si las condiciones del sistema son de flujo estacionario, la cantidad de flujo másico es constante en cualquier parte del sistema. El balance térmico por kg de refrigerante es:

$$Q_R = \text{ER} + W_s$$

Así:

$$h_2 - h_3 = (h_1 - h_4) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4$$

Ya que:

$$h_3 = h_4$$

Esto indica que el refrigerante sale del condensador como líquido a presión para que se efectúe la evaporación y así mismo, el efecto de refrigeración, es necesario que la presión sea reducida a aproximadamente la del vapor antes de entrar al compresor. Esto se logra haciendo pasar el líquido a través de una válvula de regulación o de expansión. Como resultado de la caída de presión (expansión) en este dispositivo, una parte del líquido pasa en forma de vapor, de manera que de la válvula sale una mezcla de líquido saturado más vapor. **[7-9]**

CAPITULO II

Efecto del COP en el sistema mediante el uso de un refrigerante hidrofurocarbonados y halogenado.

Capítulo II

En este capítulo se presenta el análisis de los efectos que producen la variación de presión y temperatura de evaporación en el comportamiento teórico del ciclo de refrigeración. Los refrigerantes considerados en este análisis son el R-22(HCHF), R-134a (HFC).

Los parámetros de comparación que se analizan, son los siguientes.

- Efecto refrigerante (**ER**)
- Trabajo suministrado (**Ws**)
- Calor rechazado (**QR**)
- Coeficiente de operación (**COP**).

Los cálculos correspondientes se realizaron en dos etapas: La primera suponiendo que la presión del condensador se mantiene constante a 1 Mpa. Se determinó el COP del ciclo de refrigeración para las siguientes presiones del evaporador: 100, 120, 140, 160, 200, 280, 320, 400 y 500 Kpa.

Para el refrigerante 22 y 134a (R-22y R-134a) y la segunda suponiendo que la presión del evaporador se mantiene constante a 120 Kpa. Se determinó el COP del ciclo de refrigeración para las siguientes presiones del condensador: 400, 500,600, 700, 800,900 y 1000 Kpa.

Para realizar los cálculos correspondientes, se desarrolló un pequeño programa en una hoja de cálculo que permitió calcular y graficar los resultados obtenidos, y así comparar el comportamiento de los refrigerantes.

2.1 Programa de cálculo.

El programa se desarrolló mediante una hoja de cálculo al que se le asignó el nombre de refrigerantes, escrito en Excel. Este programa calcula el efecto refrigerante (ER), el trabajo suministrado (Ws), El calor rechazado (QR), el coeficiente de operación (COP), la eficiencia global, mecánica y adiabática.

Los datos suministrados al programa son entalpías (de vapor saturado, vapor sobrecalentado, vapor de líquido saturado y de mezcla liquido vapor.) Carga térmica de refrigeración, volumen específico de succión y temperatura, así como las presiones de succión y condensación.

A Continuación en la figura II.1 se describe el diagrama de flujo de las operaciones que realiza el programa.

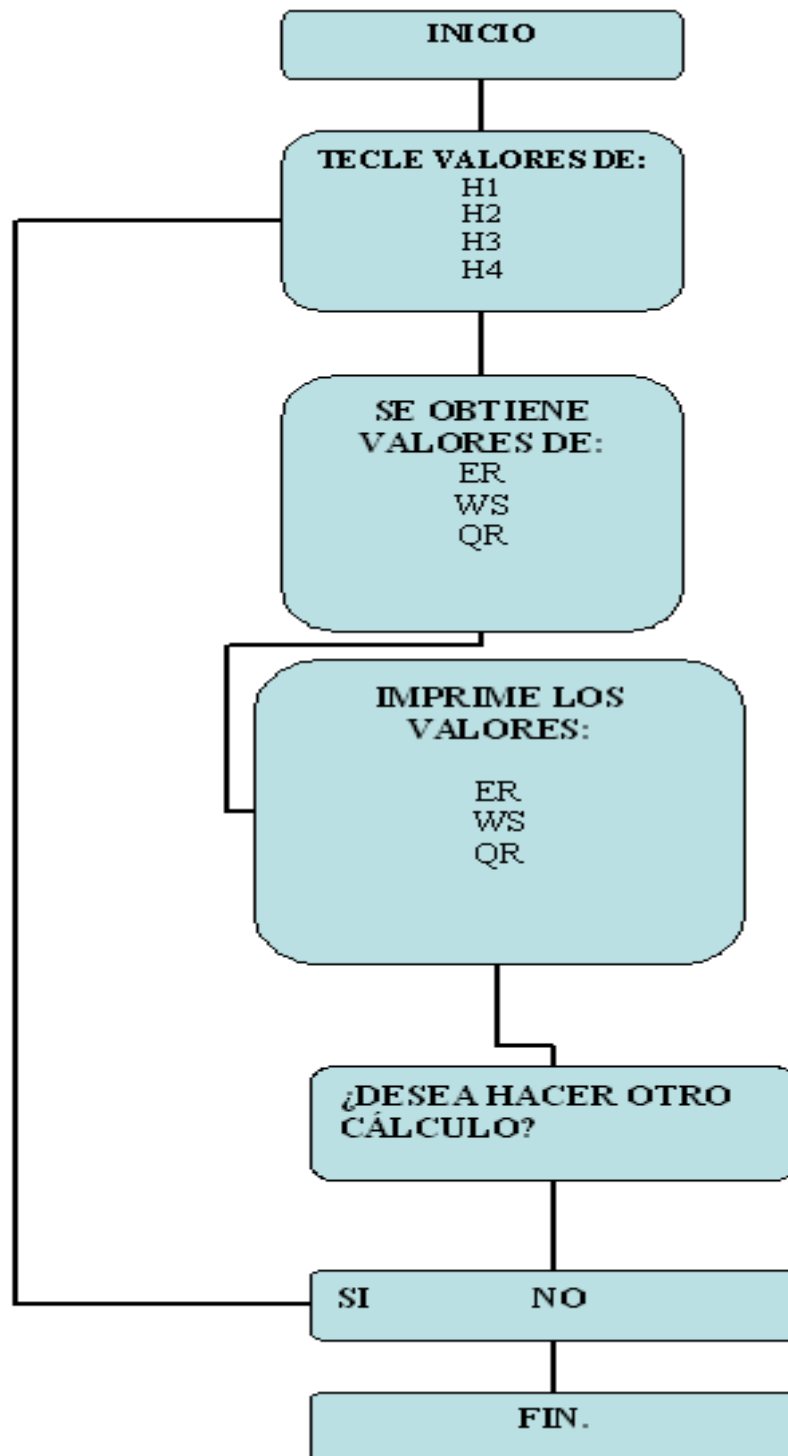


Figura II.1 Diagrama de flujo del programa de refrigeración.

2.2 Comportamiento del ciclo de refrigeración.

Aplicando el programa para cada refrigerante se trazaron las curvas de comportamiento que indican las variaciones del ciclo teórico comprendido entre las temperaturas de condensación y evaporaciones así como también la presión del evaporador y del condensador.

2.3 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el refrigerante 22 (R-22) a presión del condensador constante.

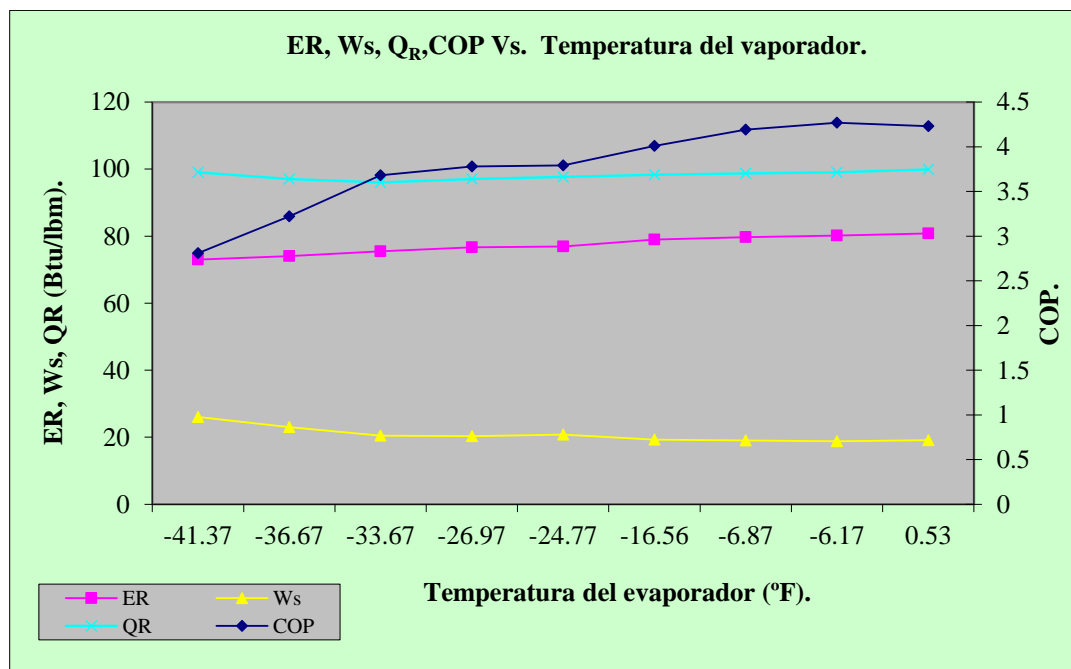
En la tabla II.1 se presenta los valores del balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-22 a presión del condensador constante.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	W _s (Btu/lbm)	COP _{ideal}
14.5	145	-41.37	23.73	73	99	26	2.81
17.4	145	-36.67	23.73	74	97	23	3.22
20.3	145	-33.67	23.73	75.5	96	20.5	3.68
23.2	145	-26.97	23.73	76.7	97	20.3	3.78
29	145	-24.77	23.73	76.9	97.7	20.8	3.79
40	145	-16.56	23.73	79	98.3	19.3	4.01
56	145	-6.87	23.73	79.7	98.7	19	4.19
58	145	-6.17	23.73	80.2	99	18.8	4.27
72.56	145	0.53	23.73	80.80	99.90	19.10	4.23

Tabla II.1. Balance de energía para el R-22.

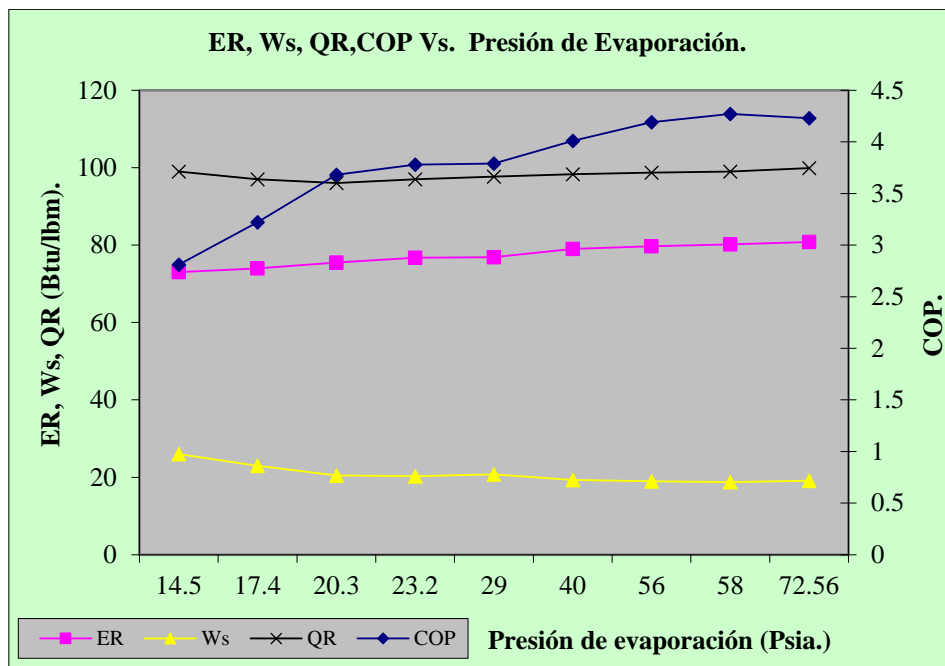
Comportamiento del sistema.

En la Grafica A1 Se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la temperatura del evaporador(T1) observando que a mayor temperatura de evaporación aumenta el coeficiente de operación (COP), el trabajo suministrado disminuye (W_s), también se identifica que el efecto refrigerante aumenta (ER) y el calor rechazado varia muy poco.



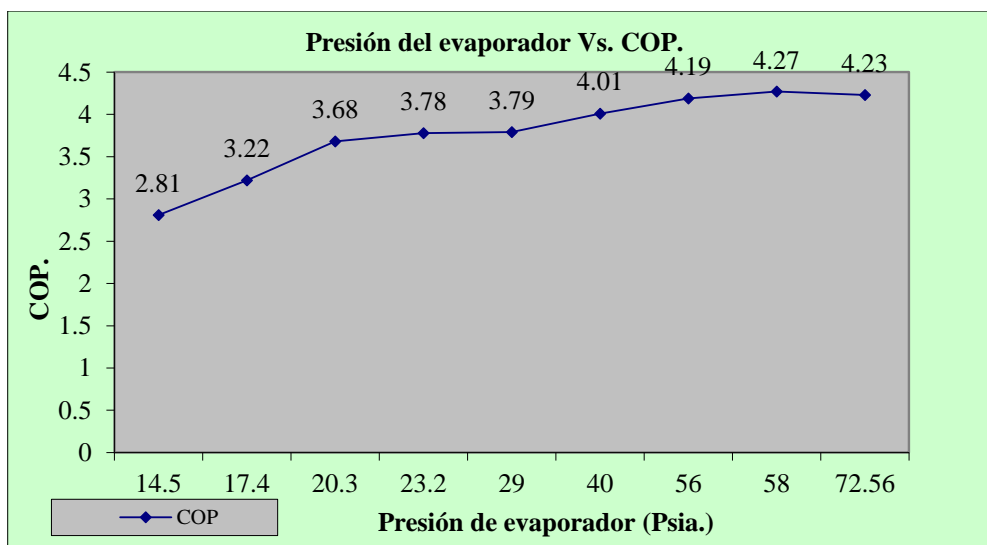
Grafica A1. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la temperatura del evaporador.

En la Grafica A2. Indica el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión del evaporador (P1), observando un aumento del (COP), y notando que el trabajo suministrado disminuye (Ws) teniendo que el valor alto es de 26 Btu/lbm en la presión alta de 58 Psia y el valor mínimo es de 18.8 Btu /lbm. En la presión del evaporador baja de 14.5 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este se incrementa y corresponde al valor más alto de 80.80 Btu/lbm y el valor más bajo de 73 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) varía entre un rango de 99-99.90 Btu/lbm. Alcanzando en la presión alta del evaporador un valor de 99.90 Btu/lbm y un valor mínimo de 99 Btu/lbm.



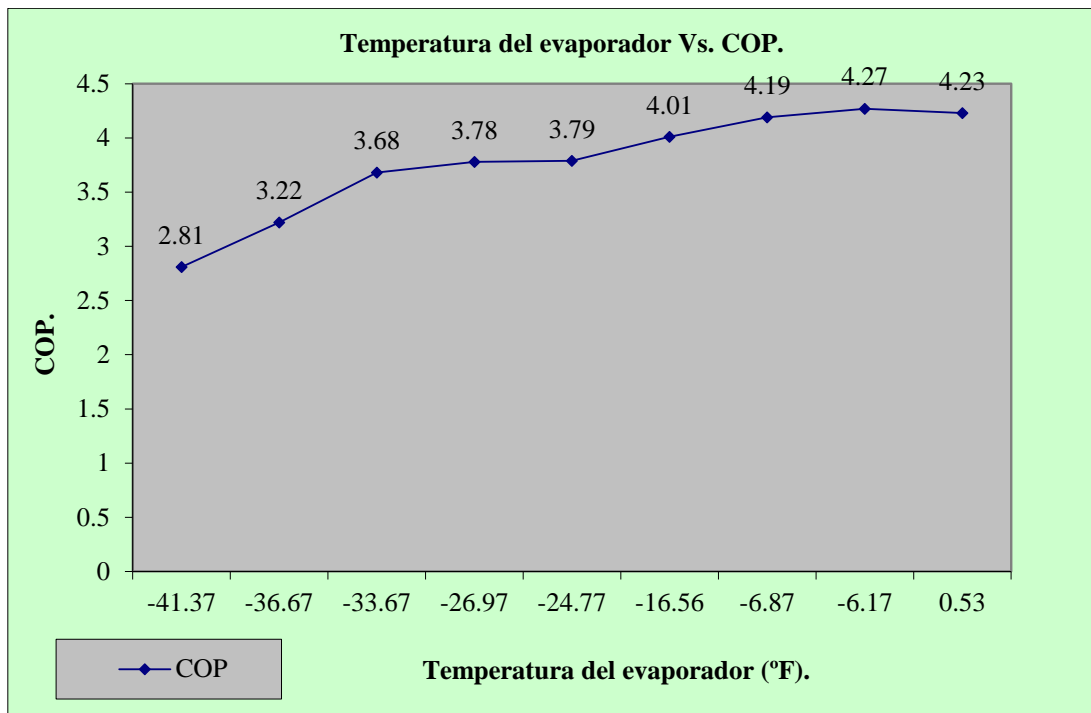
Grafica A2. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión del evaporador.

En la gráfica A3. Indica el comportamiento de COP vs. Temperatura del evaporador alcanzando el COP alto de 4.23 para una temperatura de 0.53 °F a una presión de 72.56 (Psia) y alcanzando el COP bajo de 2.81 para un temperatura de evaporación de -41.37°F y con una presión de 14.5 Psia.



Grafica A3. Comportamiento del COP respecto a la presión de evaporación.

En la gráfica A4. Se observa el comportamiento de COP vs. Presión del evaporador alcanzando el COP más alto de 4.23 para una presión de 72.56 (Psia) y el COP más bajo de 2.81 para una presión de 14.5 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del condensador se mantienen constantes.



Grafica A4. Comportamiento del COP respecto a la Temperatura del evaporador.

2.4 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante 134a (R-134a) a presión del condensador constante.

En la tabla II.2 se indica los valores que se obtiene del balance de energía aplicando el programa de cómputo desarrollado, estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-134a a presión del condensador constante.

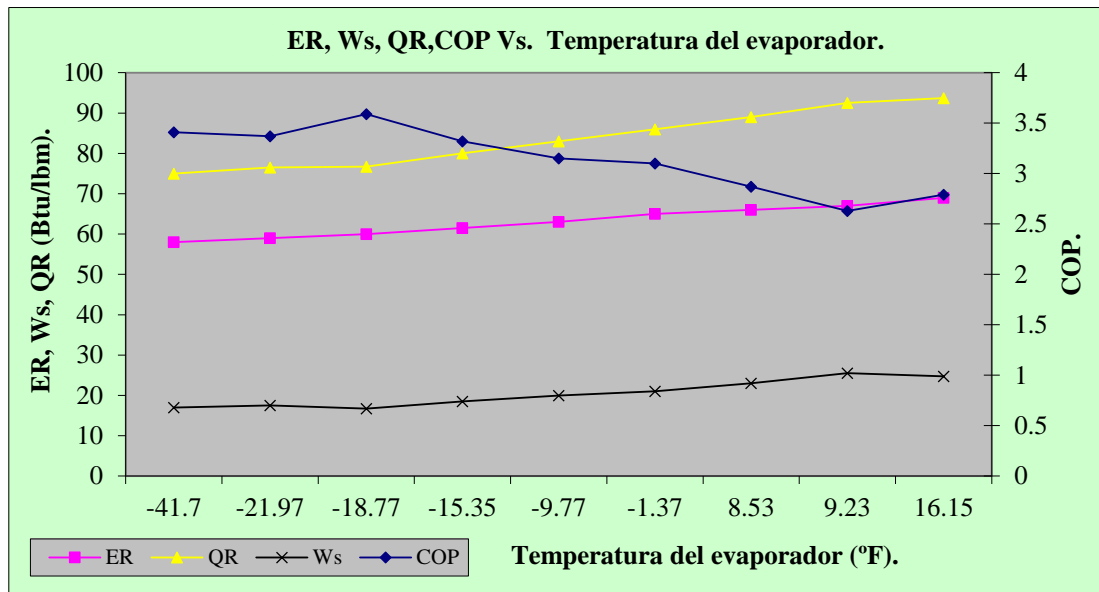
P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
14.50	145	-41.7	23.73	58.00	75.00	17.00	3.41
17.40	145	-21.97	23.73	59.00	76.50	17.50	3.37
20.30	145	-18.77	23.73	60.00	76.70	16.70	3.59
23.20	145	-15.35	23.73	61,50	80.00	18.50	3.32
29.00	145	-9.77	23.73	63,00	83.00	20.00	3.15
40.60	145	-1.37	23.73	65,00	86.00	21.00	3.10
56.60	145	8.53	23.73	66,00	89.00	23.00	2.87
58.05	145	9.23	23.73	67,00	92.50	25.50	2.63
72.00	145	16.15	23.73	69,00	93.70	24.70	2.79

Tabla II.2 Balance de energía para el R-134a

Comportamiento del sistema.

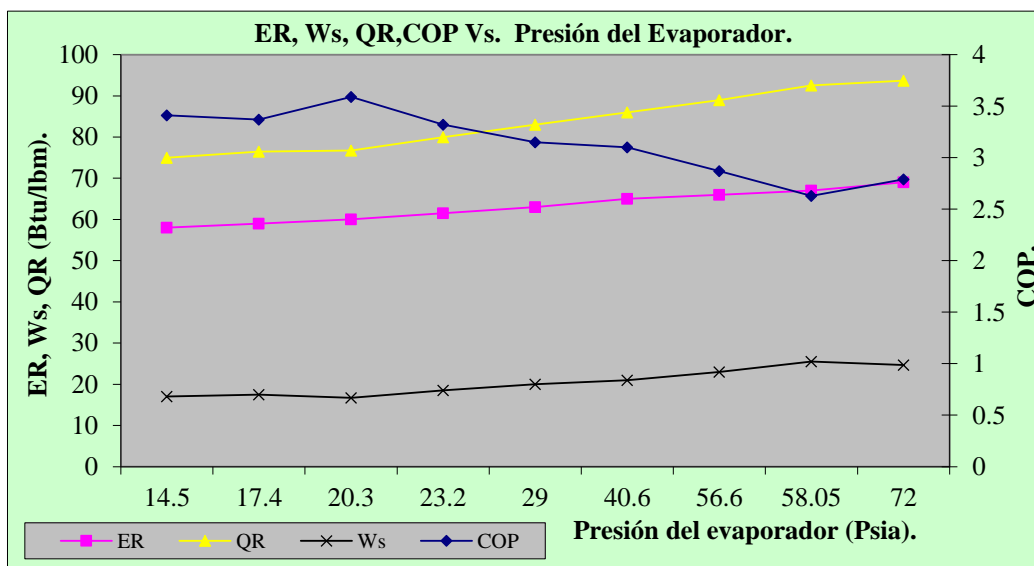
En la Grafica B1 se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la temperatura del evaporador (T1) observando que a

mayor temperatura de evaporación disminuye el coeficiente de operación (COP), el trabajo suministrado aumenta (W_s), también se identifica que el efecto refrigerante aumenta (ER) y el calor rechazado aumenta.



Grafica B1. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del evaporador.

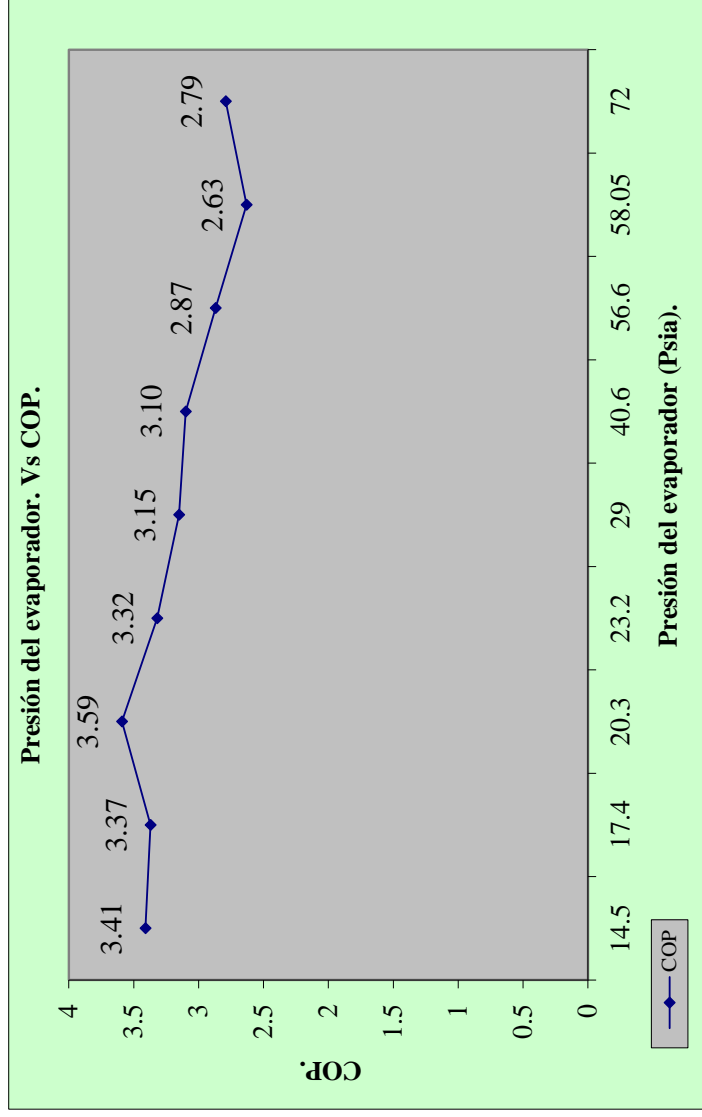
En la Grafica B2. Indica el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión del evaporador (P_1), observando una disminución del (COP), y notando que el trabajo suministrado aumenta (W_s) teniendo que el valor alto es de 24.70 Btu/lbm en la presión alta de 72.0 Psia y el valor bajo es de 17 Btu/lbm. En la presión del evaporador baja de 14.50 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este se incrementa y alcanza el valor más alto de 69.0 Btu/lbm y el valor mínimo de 58.0 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) aumenta alcanzando en la presión alta del evaporador un valor de 93.70 Btu/lbm y un valor mínimo de 75 Btu/lbm.



Grafica B2. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la presión del evaporador.

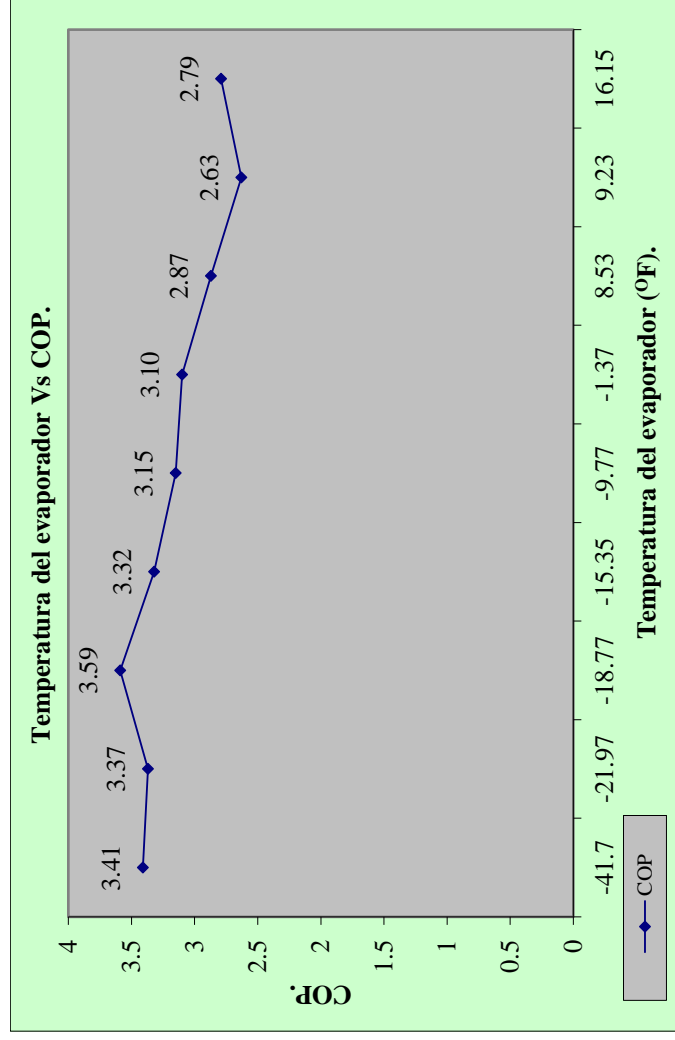
En la gráfica B3. Se analiza el comportamiento de COP vs. Temperatura del evaporador alcanzando el COP más alto de 3.41 a una temperatura de -41.7°F

y con una presión de 14.50 (Psia) y alcanzando el COP más bajo de 2.79 para un temperatura de evaporación de 13.13°F para una presión de 72 Psia.



Gráfica B3. Comportamiento del refrigerante 134a COP respecto a la presión del evaporador.

En la gráfica B4. Se comparará el comportamiento de COP vs. Presión de evaporación alcanzando el COP más alto de 3.41 para una presión de 14.50 (Psia) y alcanzando el COP más bajo de 2.79 para una presión de 72.82 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del condensador se mantienen constantes.



Gráfica B4. Comportamiento del refrigerante 134a COP respecto a la temperatura del evaporador.

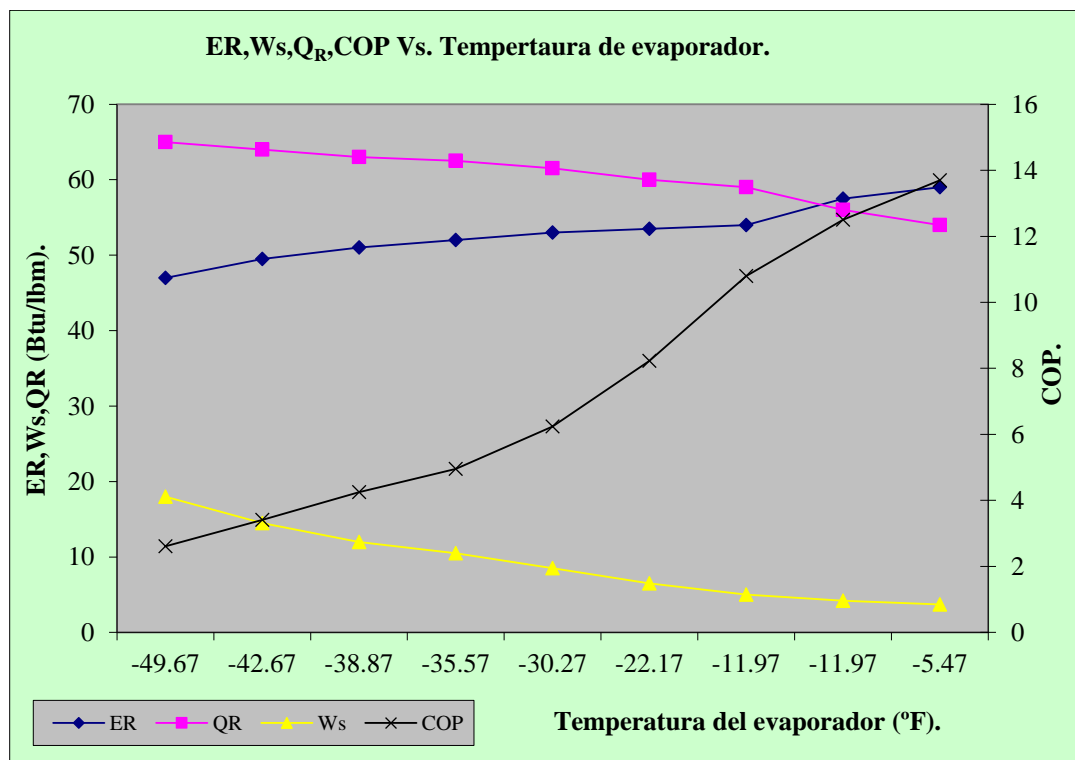
2.5 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante 404a (HP-62) a presión del condensador constante.

En la tabla II.3 Indica los valores obtenidos del balance de energía aplicando el programa de cómputo desarrollado estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-134a a presión del condensador constante.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
14.5	145	-49.67	17.53	47	65	18	2.61
17.4	145	-42.67	17.53	49.5	64	14.5	3.41
20.3	145	-38.87	17.53	51	63	12	4.25
23.2	145	-35.57	17.53	52	62.5	10.5	4.95
29	145	-30.27	17.53	53	61.5	8.5	6.24
40	145	-22.17	17.53	53.5	60	6.5	8.23
56	145	-11.97	17.53	54	59	5	10.8
58	145	-11.97	17.53	57.5	56	4.2	12.5
72.56	145	-5.47	17.53	59.00	54.00	3.70	13.70

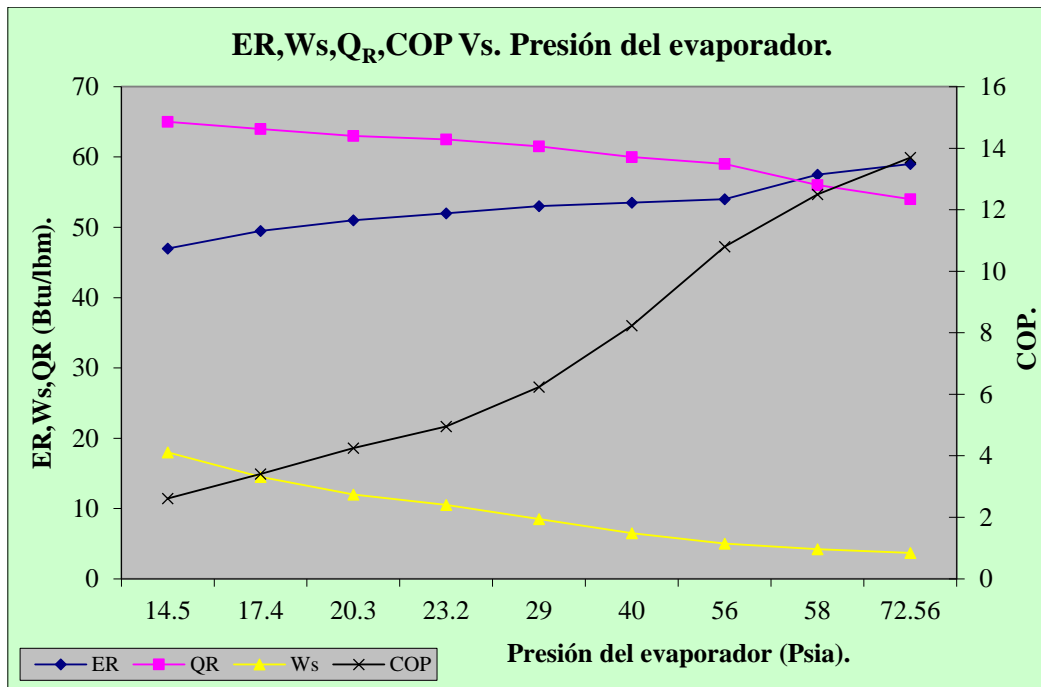
Tabla II.3 Comportamiento del R-404a (HP-62).

Comportamiento del sistema: En la Grafica C1 se comparan el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la temperatura de evaporador (T1) observando que a mayor temperatura de evaporación aumenta el coeficiente de operación (COP), el trabajo suministrado (Ws) disminuye, también se identifica que el efecto refrigerante (ER) aumenta y el calor rechazado disminuye.



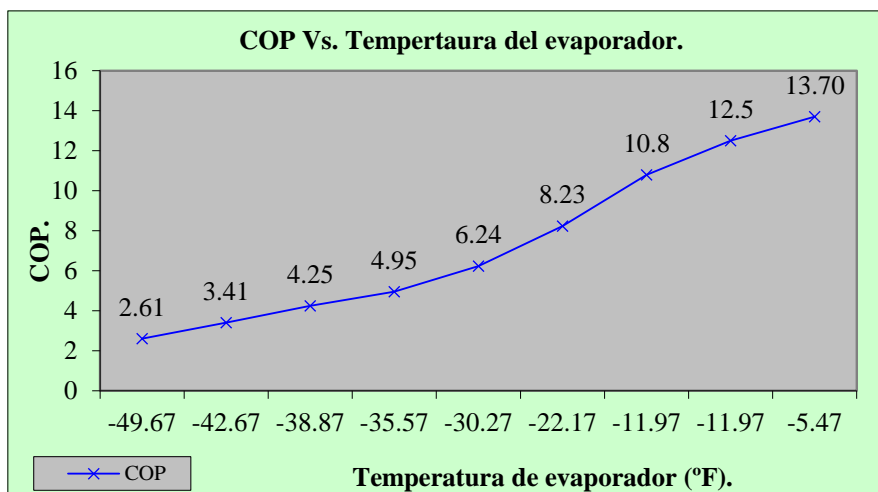
Grafica C1. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la temperatura del evaporador.

En la Grafica C2 Se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión de evaporación (P1), observando un aumento del (COP), y notando que el trabajo suministrado disminuye (Ws) teniendo que el valor alto es de 18 Btu/lbm en la presión de evaporación de 14.5 Psia y el valor bajo es de 3.70 Btu /lbm. En la presión del evaporador de 72.56 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este se incrementa y alcanza el valor alto de 59.0 Btu/lbm y un valor mínimo de 47 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) aumenta alcanzando en la presión alta del evaporador un valor de 54 Btu/lbm y un valor mínimo de 65 Btu/lbm en la presión baja.



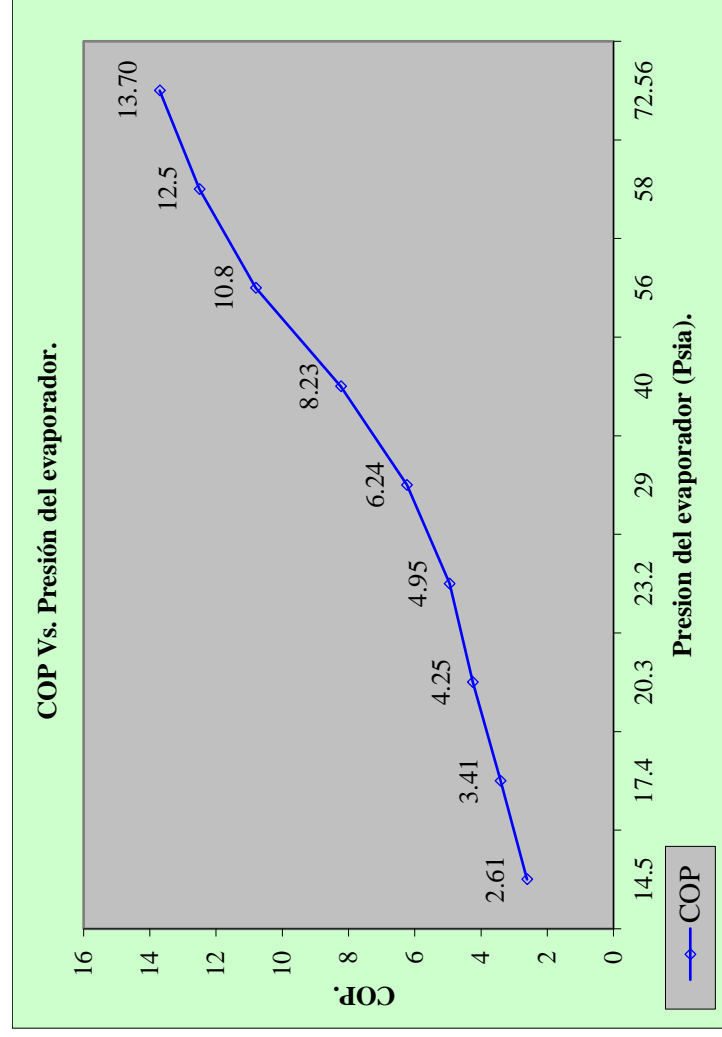
Grafica C2. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la Presión de evaporador

En la gráfica C3. Se compara el comportamiento de COP vs. Temperatura de evaporador alcanzando el COP más alto de 13.70 para un temperatura de evaporación de -5.47 °F de a una presión de evaporación de 72.56 (Psia) y alcanzando el COP más bajo de 2.61 para un temperatura de evaporación de -49.67 °F para una presión de 72.65 Psia.



Grafica C3. Comportamiento del refrigerante 404a COP respecto a la temperatura del evaporador.

En la gráfica C4. Se comparan el comportamiento de COP vs. Presión del evaporador alcanzando el COP alto de 13.70 para una presión de evaporación de 72.56 (Psia) y alcanzando el COP bajo de 2.61 para una presión de evaporación de 14.5 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del condensador se mantienen constantes.



Gráfica C4. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la presión del evaporador.

2.6 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante 22 (R-22) a presión del evaporador constante (PVC).

En la tabla II.4 Se presentan los valores que se obtienen del balance de energía aplicando el programa de cómputo desarrollado estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-22 a presión del evaporador constante.

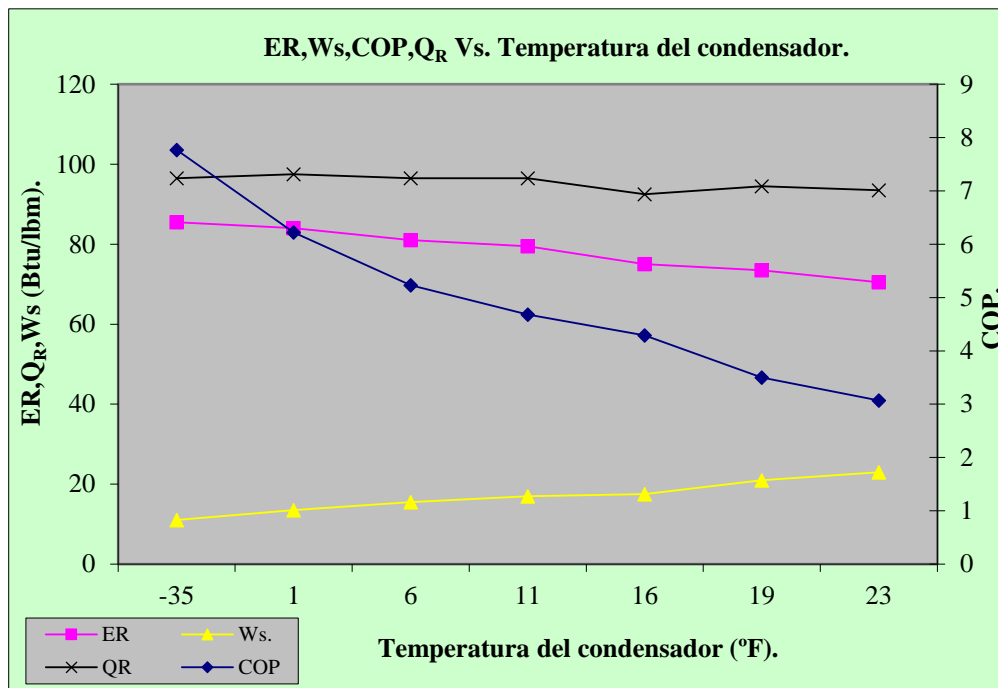
P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	W _s . (Btu/lbm)	COP _{ideal}
17.41	58.00	-36.67	-34.57	85.50	96.50	11.00	7.77
17.41	72.56	-36.67	0.53	84.00	97.50	13.50	6.22
17.41	87.08	-36.67	6.23	81.00	96.50	15.50	5.23
17.41	101.16	-36.67	11.13	79.50	96.50	17.00	4.68
17.41	116.11	-36.67	15.83	75.00	92.50	17.50	4.29
17.41	130.62	-36.67	19.23	73.50	94.50	21.00	3.50
17.41	145.14	-36.67	23.03	70.50	93.50	23.00	3.07

Tabla II.4 Balance de energía para el refrigerante 22 (R-22) a PVC.

Comportamiento del sistema

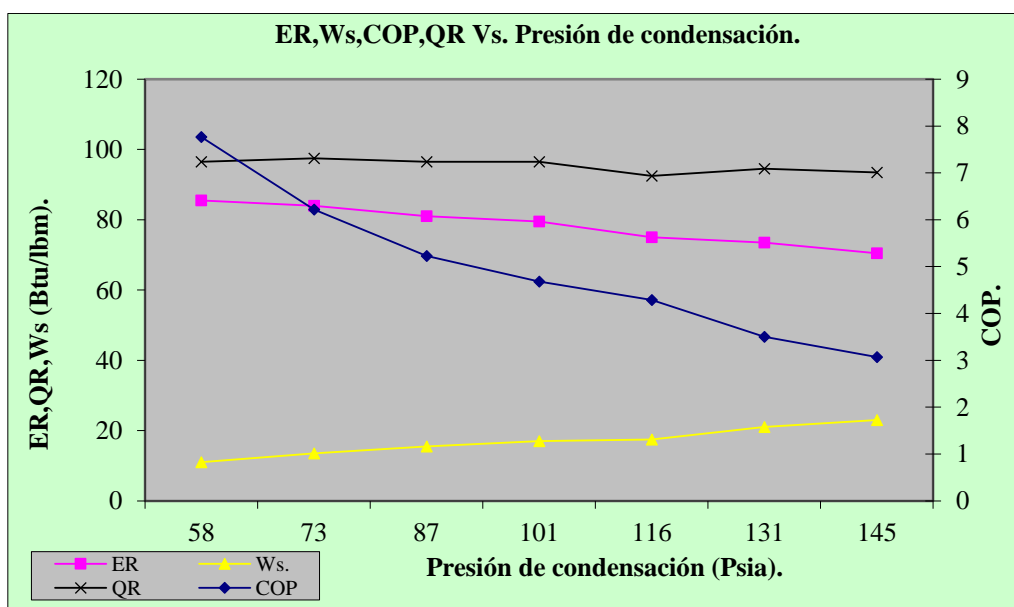
En la Gráfica D1 se comparan el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la temperatura de Condensación(T3) observando que a mayor temperatura de condensación disminuye el coeficiente de operación

(COP), el trabajo suministrado aumenta (W_s), también se identifica que el efecto refrigerante y el calor rechazado disminuyen.



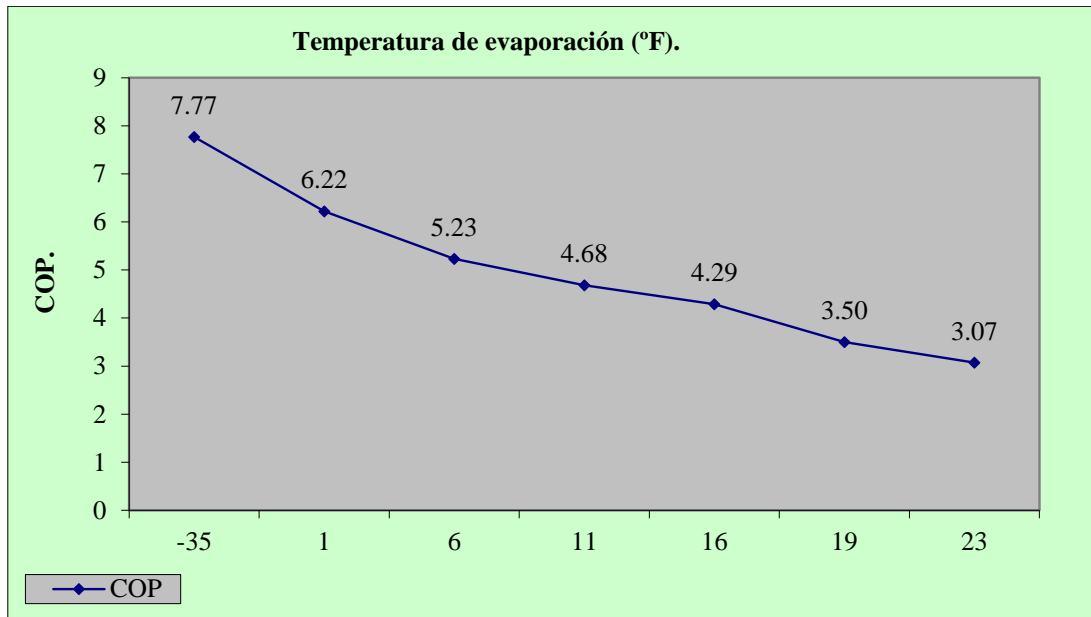
Grafica D1. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la temperatura de evaporación.

En la Grafica D2 Se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión de condensación (P_3), observando una disminución del (COP), y notando que el trabajo suministrado aumenta (W_s) teniendo que el valor alto es de 23.0 Btu/lbm en la presión alta de 145.14 Psia y el valor bajo es de 11.0 Btu /lbm en la presión del condensador baja de 58.0 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este disminuye y teniendo el valor alto de 85.50 Btu/lbm y el valor bajo de 70.50 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) disminuye entre un rango de 96.50-93.50 Btu/lbm. Alcanzando en la presión más alta del condensador un valor de 145.14 Psia y un valor mínimo de 58 psia.



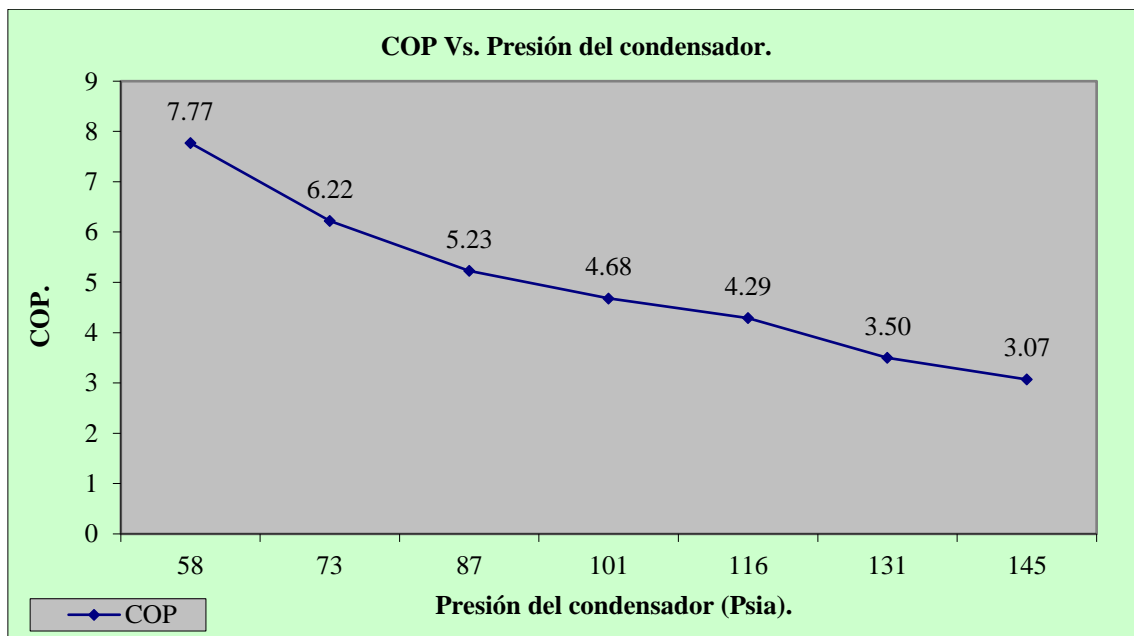
Grafica D2. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión de evaporación.

En la gráfica D3. Se compara el comportamiento de COP vs. Temperatura de condensación alcanzando el COP alto de 7.77 para un temperatura de -7.57 °F a una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 3.07 para un temperatura de evaporación de 23.13 °F para una presión de 145.14 Psia.



Grafica D3. Comportamiento del refrigerante 22 COP vs. Temperatura de evaporación.

En la gráfica D4. Se comparan el comportamiento de COP vs. Presión de evaporación alcanzando el COP alto de 7.77 para una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 3.07 para una presión de 145.14 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del evaporador se mantienen constantes.



Grafica D4. Comportamiento del refrigerante 22. COP vs. Presión de evaporación.

2.7 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante a (R-134a) a presión del evaporador constante.

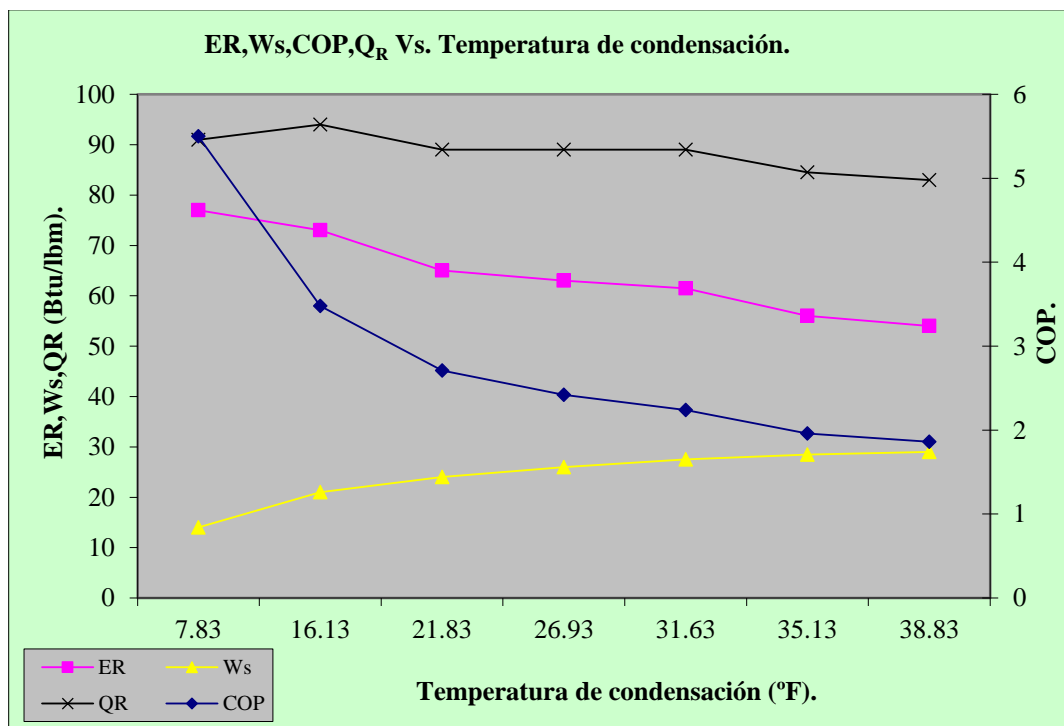
En la tabla II.5 Se indica los valores que proporciona el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-134a a presión del evaporador constante.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
17.41	58.00	-21.97	7.83	77.00	91.00	14.00	5.50
17.41	72.56	-21.97	16.13	73.00	94.00	21.00	3.48
17.41	87.08	-21.97	21.83	65.00	89.00	24.00	2.71
17.41	101.16	-21.97	26.93	63.00	89.00	26.00	2.42
17.41	116.11	-21.97	31.63	61.50	89.00	27.50	2.24
17.41	130.62	-21.97	35.13	56.00	84.50	28.50	1.96
17.41	145.14	-21.97	38.83	54.00	83.00	29.00	1.86

Tabla II.5 balance de energía para el R-134a a presión del evaporador constante.

Comportamiento del sistema

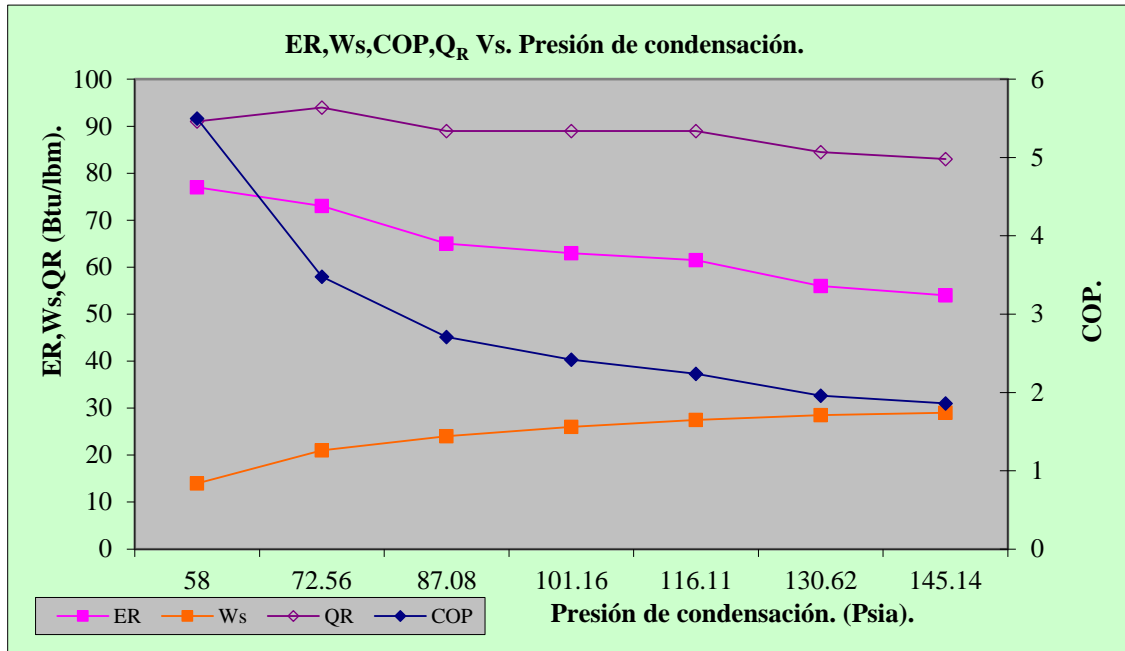
En la Grafica E1 se comparan el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la temperatura de Condensación(T3) observando que a mayor temperatura de condensación disminuye el coeficiente de operación (COP), el trabajo suministrado disminuye (Ws), también se identifica que el efecto refrigerante disminuye (ER) y el calor rechazado disminuye.



Grafica E1. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del condensador.

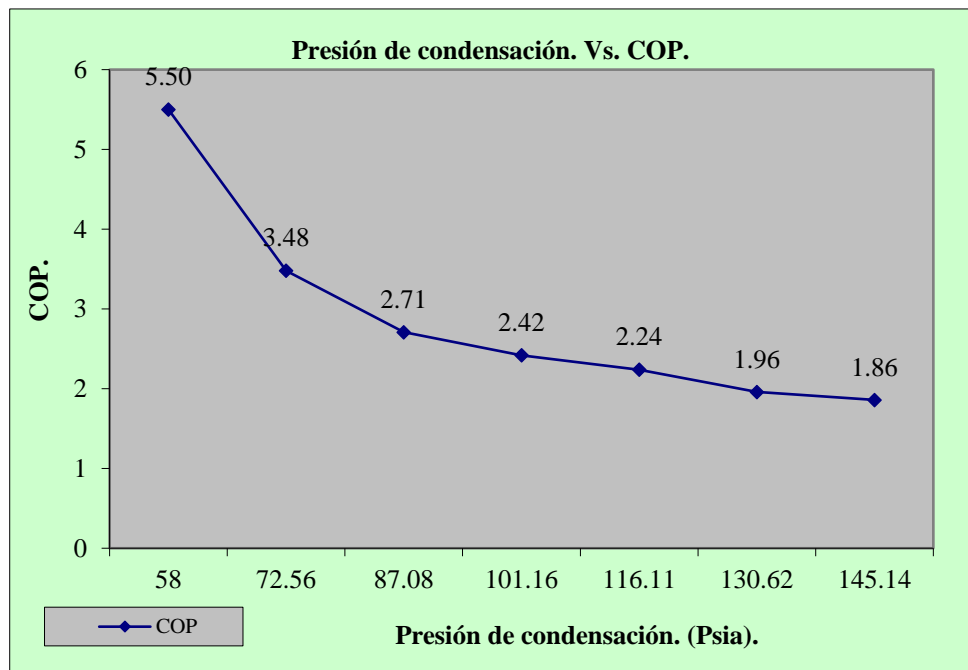
En la Grafica E2. Indica el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión de condensación (P3), observando que el COP desciende y que el trabajo suministrado aumenta (Ws) teniendo que el valor alto es de 29.0

Btu/lbm en la presión alta de 145.14 Psia y el valor bajo es de 14.0 Btu/lbm en la presión del condensador baja de 58.0 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este disminuye y teniendo el valor alto de 77 Btu/lbm y el valor bajo de 54 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) disminuye entre un rango de 91-83 Btu/lbm alcanzando en la presión alta del condensador un valor de 145.14 Psia y un valor mínimo de 58 psia.



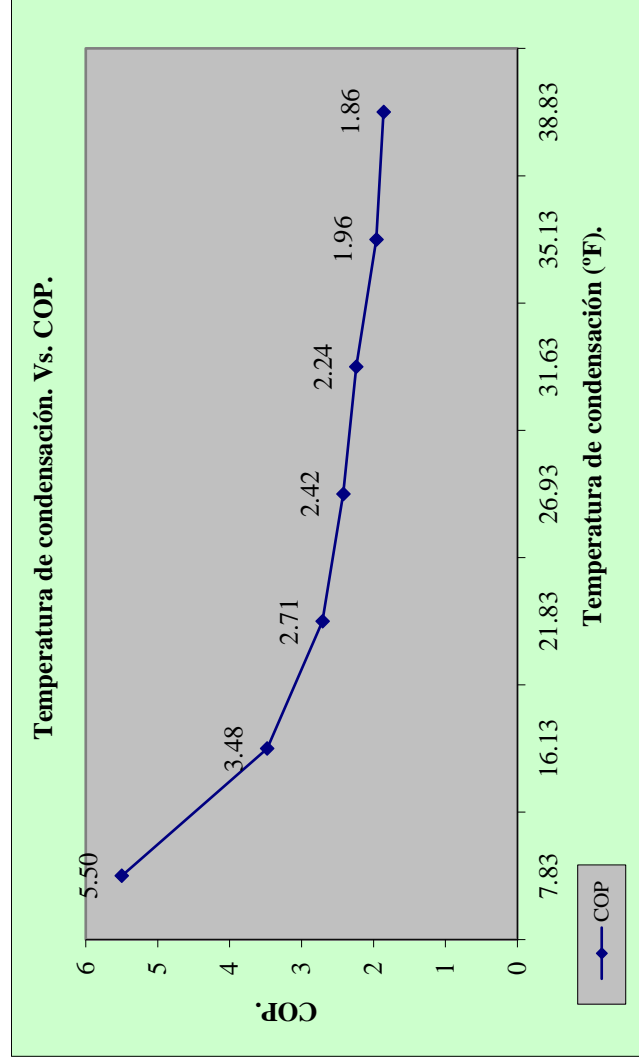
Gráfica E2. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la presión del condensador.

En la gráfica E3. Indica el comportamiento de COP vs. Presión de evaporación alcanzando el COP alto de 5.50 para una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 1.86 para una presión de 145.14 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del evaporador se mantienen constantes.



Gráfica E3. Comportamiento del refrigerante 134a. COP Vs. Temperatura del condensador.

En la gráfica E4. Se compara el comportamiento de COP vs. Temperatura de condensación alcanzando el COP alto de 5.50 para un temperatura de 7.83 °F de a una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 1.86 para un temperatura de condensación de 38.83 °F para una presión de 145.14 Psia.



Gráfica E4. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del condensador.

2.8 Comportamiento del ciclo de refrigeración para el Refrigerante 404a (HP-62) a presión del evaporador constante.

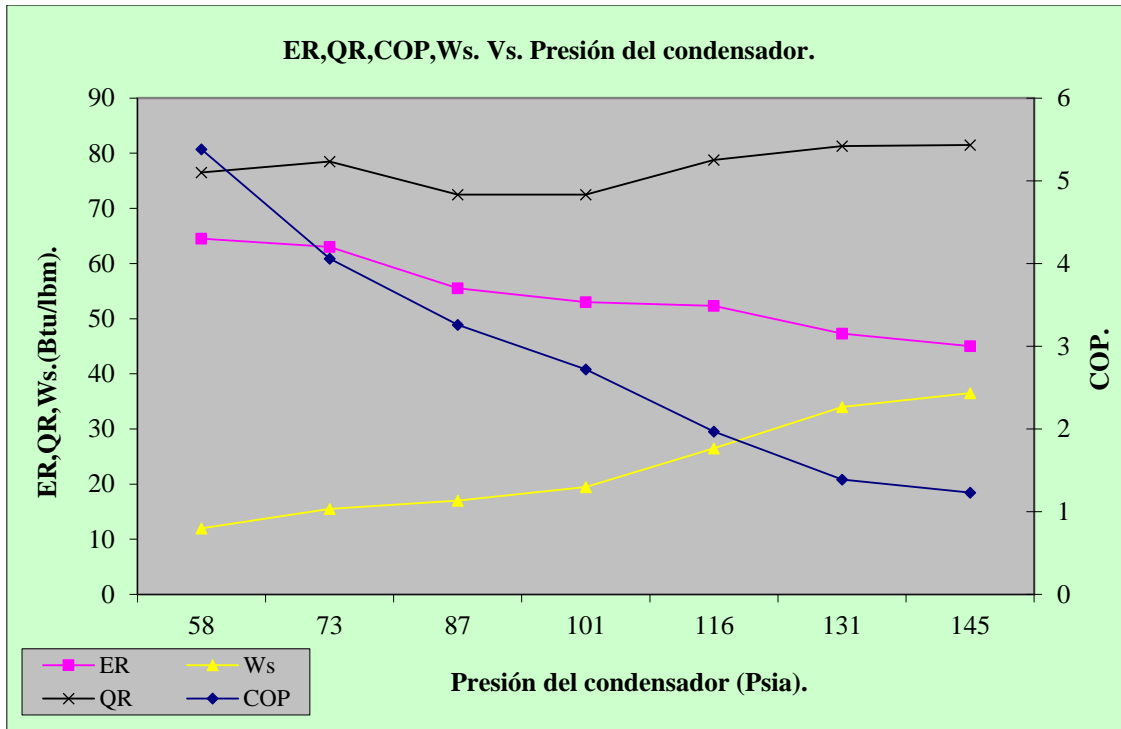
En la tabla II.6 Se indica los valores que proporciona el balance de energía aplicando el programa de cómputo desarrollado estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como las presiones y temperaturas del evaporador y del condensador para el ciclo de refrigeración con R-404a a presión del evaporador constante.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
17.41	58.00	-21.97	-13.27	64.50	76.50	12.00	5.38
17.41	72.56	-21.97	-5.47	63.00	78.50	15.50	4.06
17.41	87.08	-21.97	0.13	55.50	72.50	17.00	3.26
17.41	101.16	-21.97	5.33	53.00	72.50	19.50	2.72
17.41	116.11	-21.97	13.03	52.30	78.80	26.50	1.97
17.41	130.62	-21.97	13.03	47.30	81.30	34.00	1.39
17.41	145.14	-21.97	18.13	45.00	81.50	36.50	1.23

Tabla II.6 Balance de energía del R-404a (HP-62) a PVC

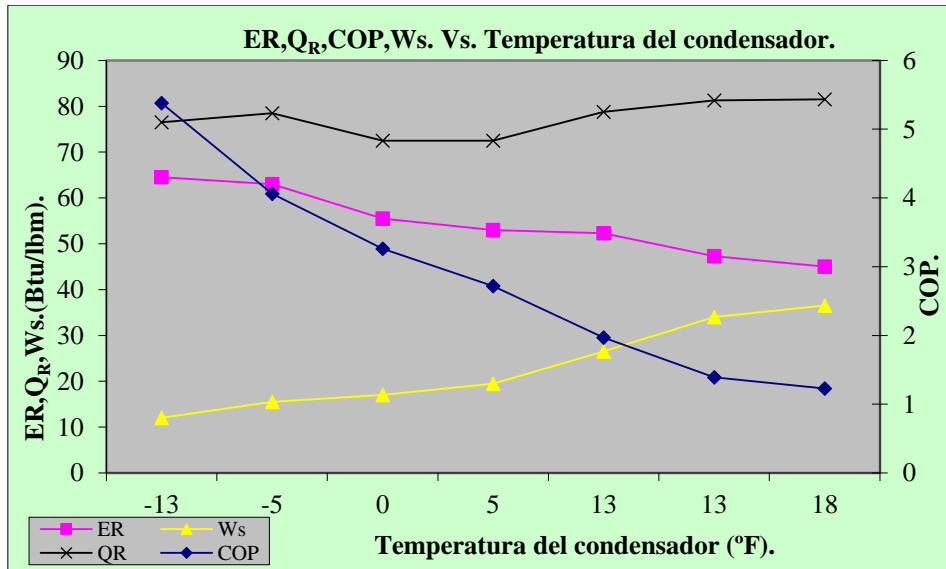
Comportamiento del sistema

En la Gráfica F1 Indica el comportamiento en el ciclo de refrigeración mecánica de los parámetros efecto refrigerante, calor rechazado, trabajo suministrado, y coeficiente de operación con respecto a la temperatura de Condensación (T3) observando que a mayor temperatura de condensación disminuye el coeficiente de operación (COP), el trabajo suministrado aumenta (Ws), también se identifica que el efecto refrigerante disminuye (ER) y el calor rechazado aumenta.



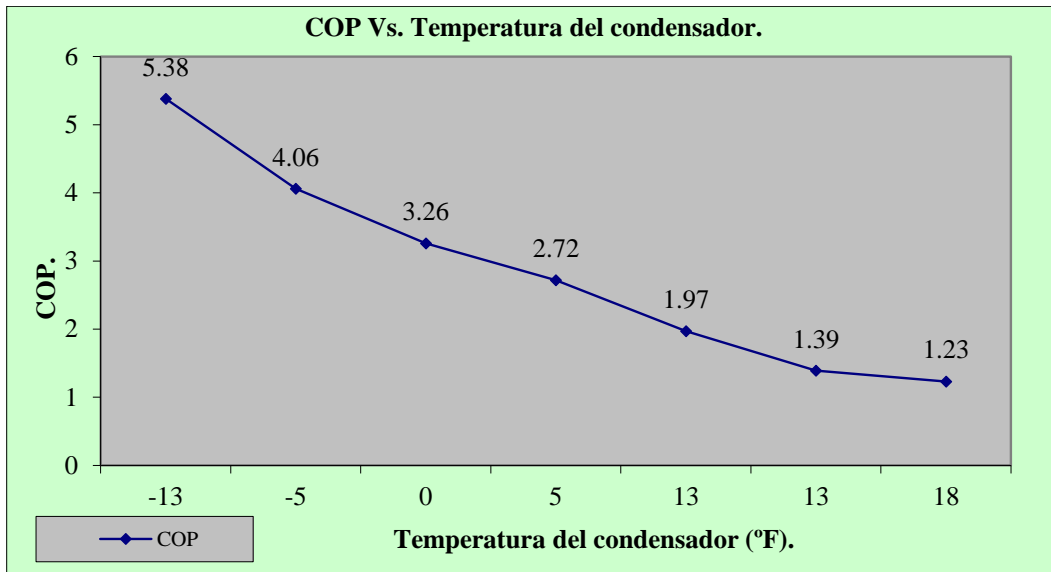
Grafica F1. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la presión del evaporador constante.

En la Grafica F2. Indica el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica respecto a la presión de condensación (P_3), observando un disminuyo del COP, y notando que el trabajo suministrado aumenta (W_s) teniendo que el valor alto es de 36.50 Btu/lbm en la presión alta de 145.14 Psia y el valor bajo es de 12.0 Btu/lbm en la presión del condensador baja de 58.0 Psia, también se observa que el efecto refrigerante (ER) a medida que aumenta la presión este disminuye y teniendo el valor alto de 64 Btu/lbm y el valor bajo de 45 Btu/lbm y el calor rechazado (QR) aumenta entre un rango de 76.50-81.50 Btu/lbm alcanzando en la presión alta del condensador un valor de 145.14 Psia y un valor bajo de 58 psia.



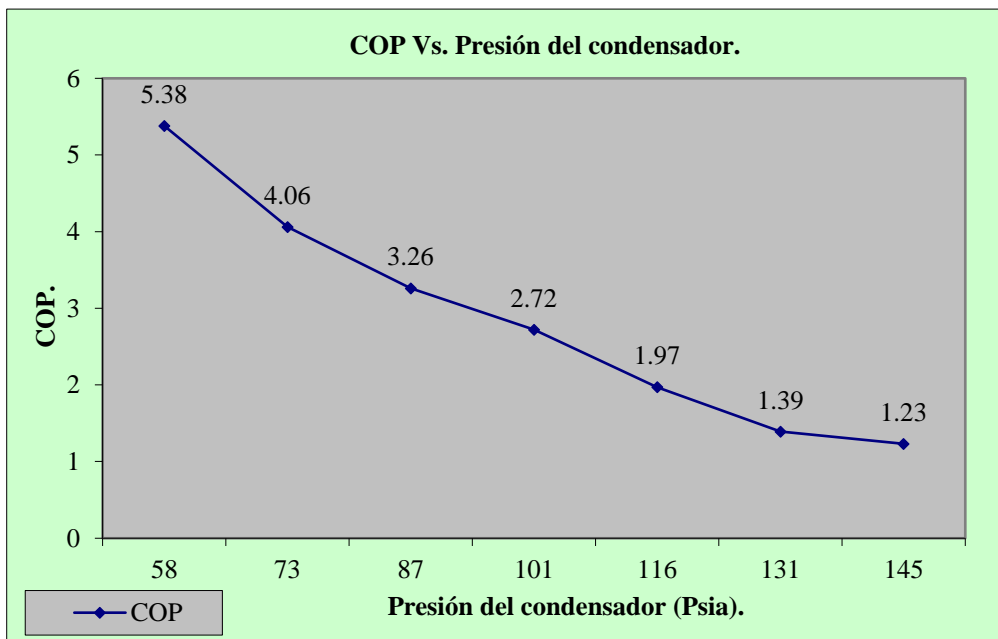
Grafica F2. Comportamiento del refrigerante 404 respecto a la Temperatura del condensador.

En la gráfica F3. Se compara el comportamiento de COP vs. Temperatura de condensación alcanzando el COP alto de 5.38 para un temperatura de -13.27 °F de a una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 1.23 para un temperatura de condensación de -41.87 °F para una presión de 145.14 Psia.



Grafica F3. Comportamiento del refrigerante 404. COP Vs. Temperatura del condensador.

En la gráfica F4. Se comparar el comportamiento de COP vs. Presión de condensador alcanzando el COP alto de 5.38 para una presión de 58.0 Psia y alcanzando el COP bajo de 1.23 para una presión de 145.14 Psia. Teniendo en cuenta que la temperatura y presión del evaporador se mantienen constantes.



Grafica F4. Comportamiento del refrigerante 404a. COP Vs. Presión del condensador.

Observaciones de las pruebas realizadas:

- Del análisis realizado para los distintos refrigerantes aplicando el programa de refrigeración se tiene que el mejor COP (Coeficiente de operación) es cuando la presión del condensador es constante trabajando con R-22 los parámetros de efecto refrigerante, trabajo suministro, calor rechazado y coeficiente de operación aumentan.
- Para el R-134a hubieron más variaciones como se puede observar ya que en el caso del efecto refrigerante aumento y con respecto al trabajo suministrado el calor rechazado y el coeficiente de operación estos disminuyeron cuando se variaba la presión.
- Cuando se mantuvo el evaporador constante y se varió la presión del condensador los parámetros se invirtieron de tal manera que el COP disminuye para los refrigerantes R-22, R-404a y R-134a.
- Se observa que cuando se mantiene la presión del condensador constante trabaja menos el equipo y esto puede beneficiar de alguna forma u otra ya que hay más enfriamiento dentro del área a enfriar y el consumo energético del equipo es bajo.
- No obstante, se ha observado que cuando se trabaja a la inversa el equipo esto es, cuando varía la presión del condensador el equipo se esfuerza más en trabajar y esto puede ocasionar que disminuya el tiempo de vida del equipo.
- También se notó que cuando se tiene la presión constante en el condensador los parámetros eléctricos como voltaje, corriente variaban más, es decir se tenía más calor rechazado, pero teníamos más consumo de corriente eléctrica.

CAPITULO III.

**Descripción y calibración del sistema de refrigeración experimental FEEDBACK
39-100.**

Capítulo III.

En este capítulo, se presenta el funcionamiento del equipo de refrigeración empleado para el presente estudio, así como los componentes que los conforman y que son el condensador, evaporador, válvula de expansión y el compresor. También se proporcionara la descripción de los materiales que se utilizaron para cada prueba.

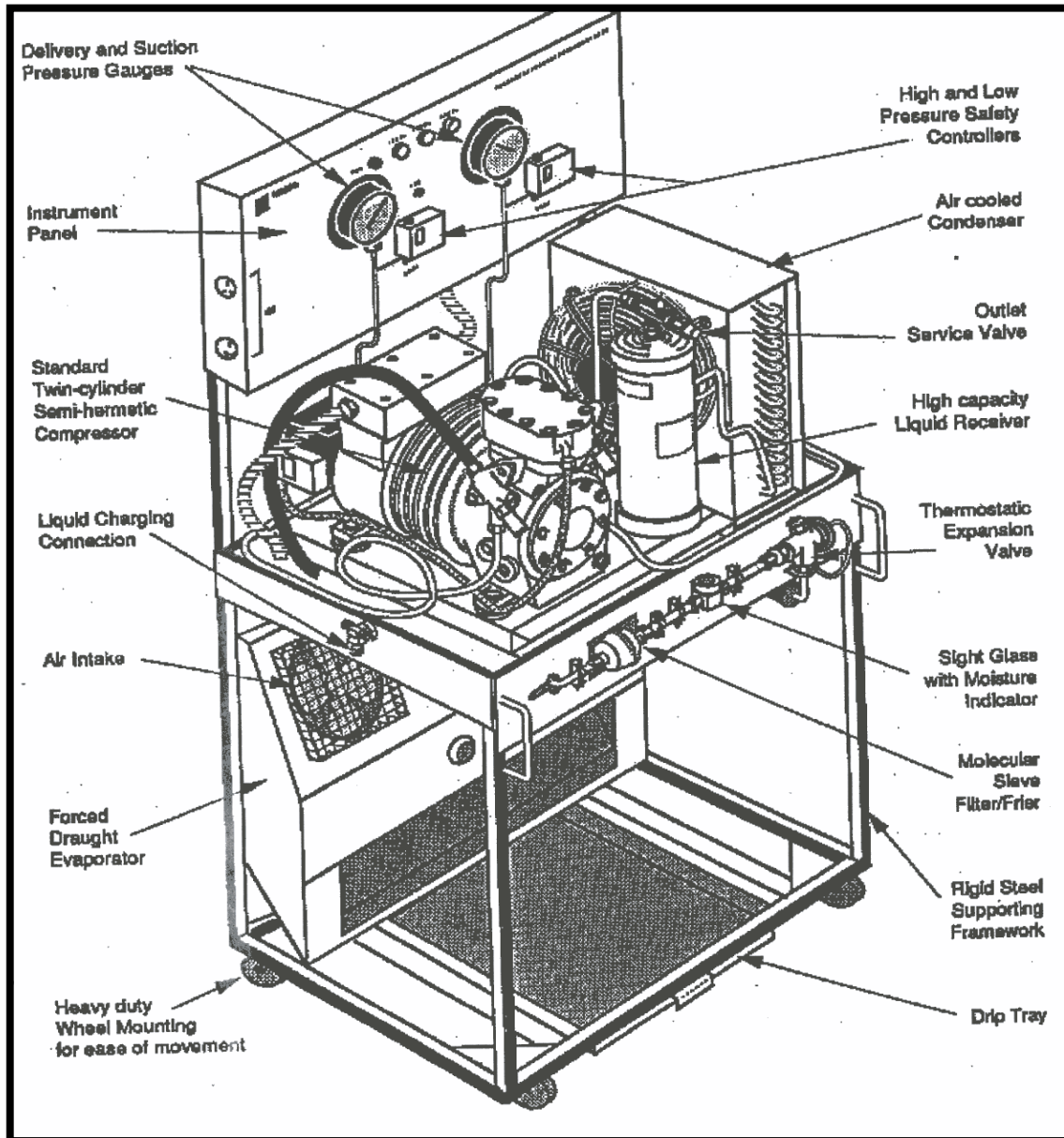


Figura III.1. Tutor de refrigeración y de aire acondicionado.

3.1 Descripción del tutor de refrigeración feedback 39-100.

El sistema tutor de refrigeración y de A. A. Mostrado en la figura III.1 consiste de una unidad de condensación enfriada con aire montada sobre una estructura rígida de acero. Tiene dispuesto un ventilador de aire de tiro forzado, con el flujo de líquido refrigerante controlado por una válvula termostática de expansión.

Se dispone de un panel vertical que cuenta con indicadores y switches, así como arreglos de cortes por alta o baja presión que proporcionan seguridad tanto a los usuarios como al equipo. La presión y temperatura del refrigerante es medida mediante dos indicadores. El diseño de la unidad es tal que permite que todos los componentes sean fácilmente accesibles para examinación, remoción, ajuste y reemplazo. Asimismo, la estructura de la unidad está montada sobre ruedas para su fácil transportación.

3.2 Unidad de condensadora enfriada por aire.

Figura III.2. Unidad Condensadora de tubos aletados con ventilador y depósito de líquido montados sobre una placa base común.

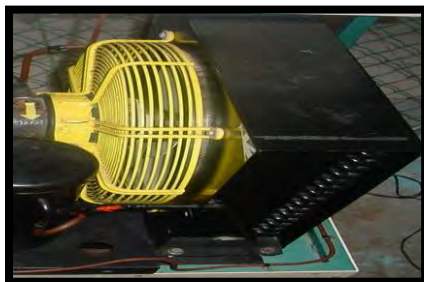


Figura III.2. Unidad Condensadora.

3.3 Unidad compresora.

Figura III.3. Compresor semi-hermético de dos cilindros, Compresor y motor eléctrico de impulsión directamente acoplados por una flecha común. Ensamblados dentro de una coraza de hierro fundido probada hidráulicamente a 360 psi. Válvulas de acero flexibles de succión y descarga dispuestas en la placa de válvula desmontable entre el cuerpo del compresor y el cabezal del cilindro.



Válvulas estándar de servicio dispuestas en la succión y en la descarga del compresor, con su conexión respectiva al indicador y al sistema de corte (cut-out). Sistema de corte por alta presión permanentemente conectado al cabezal del compresor.

Figura III.3. Unidad compresora.

Protección del motor eléctrico por temperatura y corriente.

Datos mecánicos:

Basados en la temperatura de evaporación de -6°C (21°F) (operación normal) usando R-22. Desplazamiento Volumétrico nominal: $3.96\text{ m}^3/\text{h}$ Potencia nominal: 746W . Relación de extracción: 2039 Kcal. /h a 27°C (80°F) 1738 Kcal. /h a 38°C (100°F)

Datos eléctricos del motor: Motor: $220/240\text{V}$, 50Hz , 1-Phase Capacitor Start/Run Induction 1450 rpm , LRA: 34 A , FLA: 6.8 A .

Condensador y Ventilador .Condensador enfriado por aire de tubos aletados en doble fila esta soportado en placas terminales de acero de grueso calibre.

Adecuadamente dimensionado para dar una presión de condensación correspondiente a aproximadamente 20°C (35°F) por arriba de la temperatura ambiente bajo condiciones de carga normal.

Un motor eléctrico acciona un ventilador de tipo propela de alabes múltiples. Este aspira el aire a través del condensador y lo descarga hacia la unidad motora del compresor

Datos mecánicos: Diámetro del Ventilador: 356 mm , Desplazamiento: Aprox. $40\text{ m}^3/\text{min}$. Datos eléctricos Motor: 90W , $220/240\text{V}$, 50Hz , 1-Phase Capacitor Start/Run Induction, LRA: 2.4 A , FLA: 1 A

3.4 Depósito de líquido.

Figura III.4 Es un cilindro vertical de acero, céntrico con un conector y una válvula de servicio de dos direcciones en la descarga del líquido.

Volumen interno: 3.8L . Máx. Carga Refrigerante: 3 Kg. de R-22 a 75°C (167°)



Figura III.4. Depósito de líquido.

3.5 Unidad evaporadora.

En la Figura III.5, se muestra la unidad evaporadora, la cual consta de una serie de serpentines de enfriamiento dentro de una envolvente y con aletas de aluminio. Además, posee dos ventiladores para la circulación de aire conectados independientemente. El aire del cuarto es succionado al interior de ésta unidad a través de unas mallas de alambre mediante los ventiladores, los cuales están acoplados en la parte superior dentro de una guarda de PVC.

El aire es descargado horizontalmente por la parte inferior. Se cuenta con un drenaje de condensado y una charola colectora del mismo. Los serpentines están contruidos con uniones de tubería de cobre, probados a 200 psi y aletados externamente con hojas de aluminio. En ciertos casos, se cuenta con una cubierta deflectora de aire que se ajusta en la parte frontal del evaporador.

Datos mecánicos:

Usando R-22 y basado en la temperatura de evaporación de $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($21\text{ }^{\circ}\text{F}$): 1764 Kcal. /h en un ambiente de $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($70\text{ }^{\circ}\text{F}$)

2520 Kcal. /h en un ambiente de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($90\text{ }^{\circ}\text{F}$)

Ventilador de circulación de aire (Tipo propela de 5 álabes), Diámetro: 229 mm

Desplazamiento: $15.6\text{ m}^3/\text{min.}$, Tiro de aire: 3.66 m,

Datos eléctricos: Motores: 15W, 220/240V, 50 Hz, 1 phase, 0.96 A



Figura III.5. Unidad evaporadora.

3.6 Sistema de control (Válvula de expansión termostática). Figura III.6.

Es tipo compensadora. Tiene conexiones en los extremos de admisión y de descarga. Capacidad: $3009\text{ Kcal. /h} = 0,99\text{ TR}$ Máx. Presión de operación: 405 psig Máx. Presión de prueba de la válvula: 520 psig Tubo capilar: 1.5m long. Ajustada para $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($7\text{ }^{\circ}\text{F}$) de sobrecalentamiento en succión. Controles, Corte por alta presión (se abre el circuito eléctrico con el incremento de Presión). Corte por baja presión (se abre el circuito eléctrico con la caída de presión).

Rango Diferencial	Alta presión 150-450psi 40-100psi	Baja presión. 15inhg-100psi 10-60psi
Factor de ajuste		
Corte diferencial	300psi 40psi	5psi 25psi



Figura III.6. Válvula de expansión.

3.7 Instrumentos de medición.

3.7.1 Manómetros.

Se dispone de dos indicadores de carátula (manómetros) de 10 cm. Figura III.7. De diámetro para las lecturas de las presiones manométricas de succión y descarga respectivamente. Descarga: Escala de presión de 0-360 psi con escalas equivalentes de temperatura de saturación para refrigerante 12, 22 y 502 (la de R-22 en la escala de diámetro medio).

Succión: Tipo compound. Escala de 30 in Hg. -160 psi, con las escalas de temperatura como la especificada en el manómetro de descarga.



Figura III.7. Medidores de presión.

3.7.2 Filtro secador.

Consta de un filtro desecante molecular para alta remoción de humedad y ácidos, cada vez que se cambia el refrigerante se tiene que cambiar al filtro ya que este ayuda a la absorción de humedad. Figura III.8.



Figura III.8. Filtro secador.

3.7.3 Mirilla de flujo líquido.

Indica claramente la presencia de burbujas de vapor en la línea de líquido. Incorpora un indicador de humedad del tipo de cambio de color. Figura III.9



Figura III.9. Válvula de expansión.

Temperaturas de operación.

La unidad opera adecuadamente en temperaturas ambiente de hasta 32 °C (90 °F). Se recomienda que en ambientes que excedan los 32 °C, la unidad no opere por períodos mayores a dos horas para evitar un sobrecalentamiento en el sistema motor –compresor. Protección eléctrica: Fusible montado en el panel de instrumentos. Lámparas indicadoras. By-pass de baja presión: Telephone slide 12V 100mA

Descarga: Escala de presión de 0-360 psi con escalas equivalentes de temperatura de saturación para refrigerante 12, 22 y 502 (la de R-22 en la escala de diámetro medio).

Succión: Tipo compound. Escala de 30 in Hg.160 psi, con las escalas de temperatura como la especificada en el manómetro de descarga.

Refrigerante. Opera normalmente con R-22. Capacidad normal del sistema: 1.5 Kg.

Aceite de compresor. Tellus 68; Texaco Capella "E"; Mobile Gorgoyle Artic 155; Energol 65; Surisco 3 GS; Duckhams Zeroflo 4; Eurmah Castrol Icematic 266; Ansul 150 (blue cap).

Se recomienda la cantidad de 5 lt (8.8 pt). Cuando no se utilice, mantenerlo sellado para prevenir contaminación por humedad.

Temperaturas de operación. La unidad opera adecuadamente en temperaturas ambiente de hasta 32 °C (90 °F).

Se recomienda que en ambientes que excedan los 32 ° C, la unidad no opere por períodos mayores a dos horas para evitar un sobrecalentamiento en el sistema motor -compresor.

Protección eléctrica. Fusible de 10A montado en el panel de instrumentos.

Lámparas indicadoras. Bay-pass de baja presión: Telephone slide 12V 100mA.

Dimensiones y Peso:

- Altura 1642 mm. (64.6in)
- Largo 876 mm. (34.5in)
- Ancho 604 mm. (23.8in)
- Peso 129 Kg. (284lb)

3.8 Arranque del equipo.

A continuación se describe el procedimiento de operación del equipo.

1. Asegurarse que la válvula de descarga del depósito de líquido esté completamente abierta.
2. Encender el ventilador de enfriamiento del condensador y verificar que haya libre flujo de aire. Si existe alguna anomalía, ésta deberá ser rectificadas antes de arrancar el compresor.
3. Encender el compresor y observar con cuidado los manómetros. El indicador de succión debe caer lentamente y el de descarga subir también lentamente. Si el de succión cae rápidamente o el de descarga sube rápidamente, o si ocurren pequeños cambios en la presión de ambos indicadores, apagar inmediatamente el compresor e investigar el problema. Se puede dar el caso que las agujas indicadoras de los manómetros fluctúen excesivamente, haciendo difícil la toma de una lectura exacta. Este movimiento puede ser amortiguado girando el vástago de la válvula de servicio apropiada muy lentamente en sentido contrario a las manecillas de un reloj. Esto reduce el flujo de gas pulsante moviendo la válvula a la posición más cercana a su asiento, sin afectar la exactitud de la presión que es medida. No girar el vástago de la válvula a

una posición donde no haya movimiento del indicador. Esto último puede ser debido a una posición del vástago completamente asentado, en la cual, el manómetro está completamente apartado del compresor.

4. Después de un tiempo aproximado de dos minutos encender el ventilador del evaporador y, nuevamente observar los indicadores cuidadosamente. Estos deben subir lentamente.
5. Dejar que la planta opere por espacio de quince minutos y observar lo siguiente:
 - a) La tubería de líquido que entra a la válvula de expansión deberá sentirse tibia al tocarla.
 - b) La tubería de salida de la válvula de expansión deberá estar fría y habrá formación de condensación en su exterior.
 - c) La tubería de succión del compresor también deberá estar fría y no habrá formación de escarcha.
 - d) La cabeza del cilindro del compresor y la tubería de descarga deberán sentirse calientes al tocarlas.
 - e) El aire frío es descargado por el ventilador del evaporador y el aire caliente por el ventilador del condensador.
 - f) El filtro/secador está a la misma temperatura que la tubería de cobre del líquido.
 - g) La mirilla de líquido deberá mostrar una corriente clara de refrigerante en estado líquido.
 - h) En el manómetro de succión se registran aproximadamente 48 PSIG(3.3 bar).
 - i) En el manómetro de succión se registran aproximadamente 200PSIG(14.54bar)

3.9 Paro del Equipo.

1. Apagar el ventilador del evaporador y observar la caída de la presión en los indicadores.
2. Apagar el compresor y observar la igualación de las presiones. La presión de succión se incrementará lentamente y la presión de condensación disminuirá lentamente. Si hay tiempo disponible, dejar que las presiones se igualen para determinar que las temperaturas correspondientes a las presiones de los indicadores, son las mismas que la temperatura del local.
3. Apagar el ventilador de enfriamiento del condensador y cuando esté completamente detenido, asentar totalmente las válvulas de servicio del compresor.

3.10 Preparación y material del equipo a utilizar.

La tabla III.1y III.2 nos indica la descripción de los materiales y equipos que se utilizaron en cada prueba del sistema.

Equipo	Cantidad	Descripción
Tutor de refrigeración y A.A.	1	Marca feedback 39-100.
Multímetro de gancho.	1	
Pinzas mecánicas.	1	
Destornillador.	1	Plano, color negro. Marca Disston
Anemómetro.	1	
Lector de termopares de 16 canales.	1	Marca Stanford Research Systems, Modelo SR630
Cinta métrica de medir	1	3 m de longitud.
Termómetro de mercurio	1	
Sensor Ultra-sónico	1	

Tabla III.1 Equipo utilizado en los experimentos.

Material	Cantidad	Descripción
Termopar tipo T	1	Termopar de referencia para calibración
Silicón para termopar	1	
Cinta Aislante	1	Color negro

Tabla III.2 Material utilizado en la práctica.

3.11 Arreglo y Procedimiento experimental.

Para llevar a cabo las pruebas experimentales se realizaron los siguientes pasos:

Paso 1: Se preparó el tutor de refrigeración y A.A. / feedback 39-100 de tal manera que para que se puedan colocar los termopares para cada componente del sistema Compresor, evaporador, Condensador, válvula de expansión. Como se ve en la figura III.10



Figura III.10 Tutor de refrigeración y A.A. / feedback 39-100.

Paso 2: Posteriormente se colocó un termopar tipo “T” figura III.11. En la entrada y salida de cada componente del sistema de refrigeración compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión.



Figura III.11. Extremo del termopar tipo “T”.

Paso 3: Se colocó en el adquisidor de datos a cada termopar para realizar las mediciones correspondientes. Figura III.12 y III.13

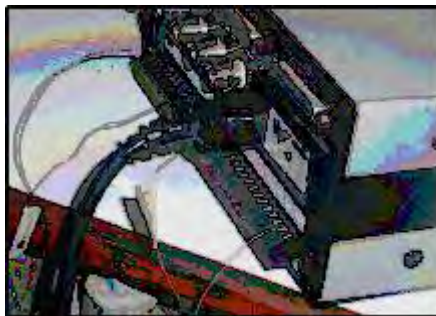


Figura III.12. Bus de conexiones de termopares al adquisidor.



Figura III.13. Pantalla del adquisidor.

Paso 4: Para confirmar si el equipo contaba con refrigerante se observó el flujo del refrigerante en la mirilla de líquido colocado en la línea de líquido del tutor de refrigeración. Figura III.14

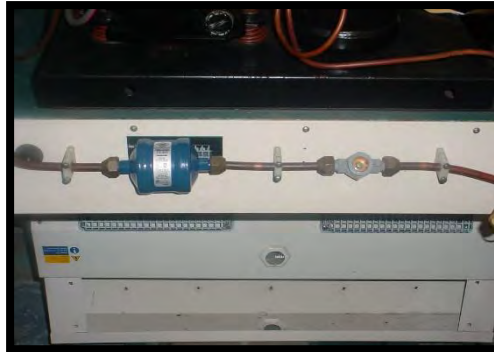


Figura III.14. Mirilla de líquido del tutor de refrigeración.

Paso 5: Se tomaron lecturas en el la entrada y salida del compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador a través de la pantalla del adquisitor de datos figura III.13. Después de verificar la lectura del termopar, se notó una variación de temperatura entre la entrada y salida del refrigerante para cada componente.

CAPITULO IV.

Pruebas y resultados experimentales.

Capítulo IV

En este capítulo se presentan las pruebas realizadas a través del tutor de refrigeración, así como los principales resultados obtenidos.

4.1 PRUEBAS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES.

La metodología que se siguió para el desarrollo experimental para cada prueba en la determinación del comportamiento del sistema de tutor de refrigeración Feedback 99-100 se muestra en el siguiente diagrama de flujo.

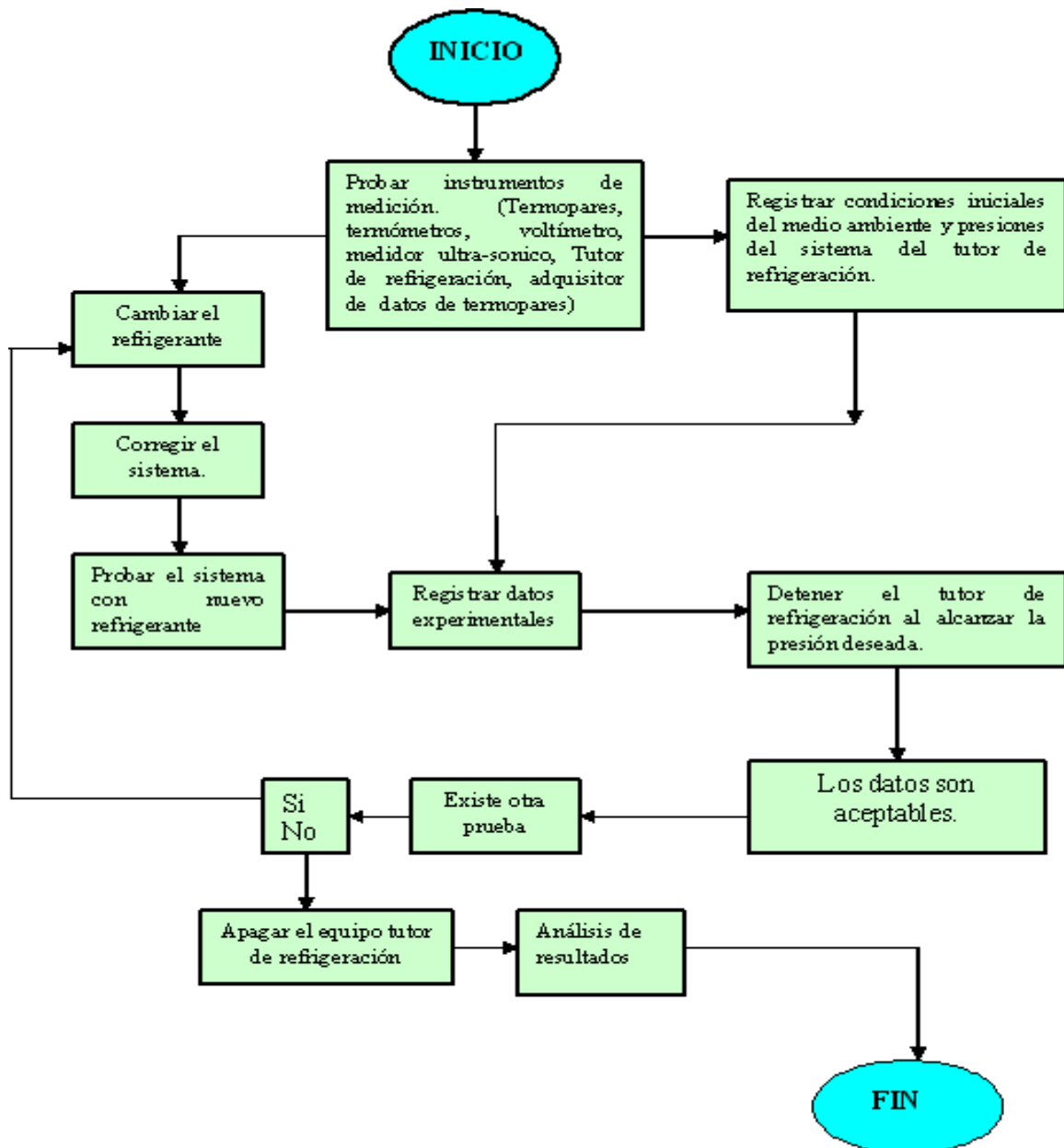


Figura IV.1 diagrama de flujo del proceso experimental.

Los experimentos estuvieron enfocados a variar la presión del evaporador y condensador del sistema tutor de refrigeración Feedback 99-100 para cada refrigerante, la relación es la siguiente:

- Comportamiento del ciclo de refrigeración con R-22
- Comportamiento del ciclo de refrigeración con R-134a
- Comportamiento del ciclo de refrigeración con R-404a
- Comparación del balance de energía entre los R-22 y R-134a y 404a.

En cada prueba se mantuvieron los siguientes criterios:

- Presión del condensador constante (variando la presión del evaporador)
- Presión del evaporador constante (variando la presión del condensador)

4.2 Experimento 1 aplicando R-22 al sistema tutor de refrigeración feedback 99-100.

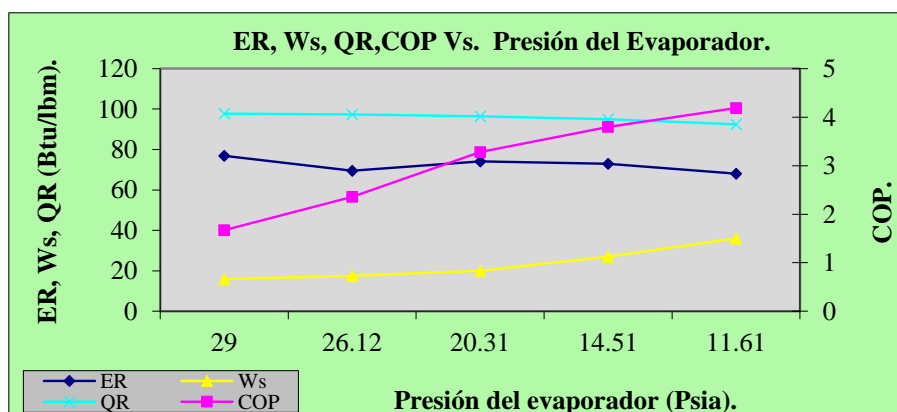
4.2.1 Presión del condensador constante a 174 Psia (12 Bar).

En la tabla IV.1 Indica los valores que proporciona el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, Coeficiente de operación, así como los datos obtenidos de la práctica de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	W _s (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	149	9.9	1475.1	-24.87	30.33	76.9	97.7	16	1.67
26.12	174	151	9.4	1419.4	-27.37	30.33	69.5	97.35	17.5	2.36
20.31	174	153	9	1377	-33.27	30.33	74.2	96.5	20	3.28
14.51	174	155	8.8	1364	-38.77	30.33	73	95	27	3.80
11.61	174	157	8.5	1334.5	-37.87	30.33	68	92.5	36	4.19

Tabla IV.1 Datos de experimento 1 del R-22 a presión del condensador constante a 174 psia

En la gráfica IV.1 Indica el comportamiento teórico del sistema teniendo un coeficiente de operación de 4.19 a una presión de 11.61 Psia, se observa que a medida que aumenta la presión en el evaporador el trabajo suministrado (W_s) aumenta y el efecto refrigerante disminuye y el calor rechazado disminuye a medida que aumenta la presión.



Gráfica IV.1 Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión del evaporador.

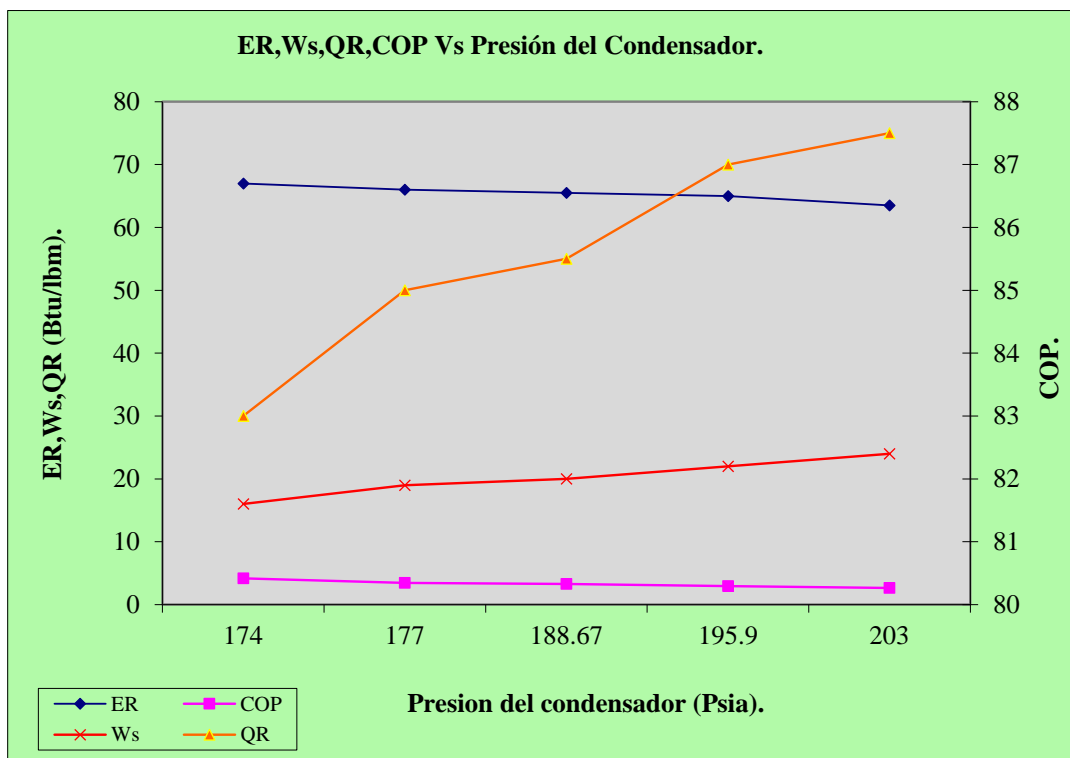
4.2.2 Presión del evaporador constante a 29 Psia (2 Bar).

En la tabla IV.2 se indican los valores proporcionados por el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	W _s (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	149	9.9	1475.1	-24.77	30.33	67	83	16	4.19
29	177	152.6	9.8	1495.8	-24.77	31.23	66	85	19	3.47
29	188.67	153.7	9.6	1475.52	-24.77	33.73	65,5	85,5	20	3.28
29	195.9	153.6	9.7	1489.92	-24.77	35.23	65	87	22	2.95
29	203	155.7	9.7	1510.9	-24.77	36.43	63,5	87,5	24	2.65

Tabla IV.2 Datos de experimento 1 del R-22 a presión del evaporador constante a 29 psia.

La grafica IV.2 Indica el comportamiento teórico del sistema, en donde se observa que para un coeficiente de operación menor de 4.19 y a medida que aumenta la presión en el condensador, éste disminuye, hasta alcanzar un valor de 2.65 a una presión de 203 Psia en el condensador. A medida que aumenta la presión en el condensador el trabajo suministrado (W_s) aumenta y el efecto refrigerante disminuye y el calor rechazado aumenta a medida que aumenta la presión.



Grafica IV.2 Comportamiento del refrigerante 22 Respecto a la Presión del condensador.

4.3 Experimento 2 aplicando R-134a al sistema tutor de refrigeración feedback 99-100.

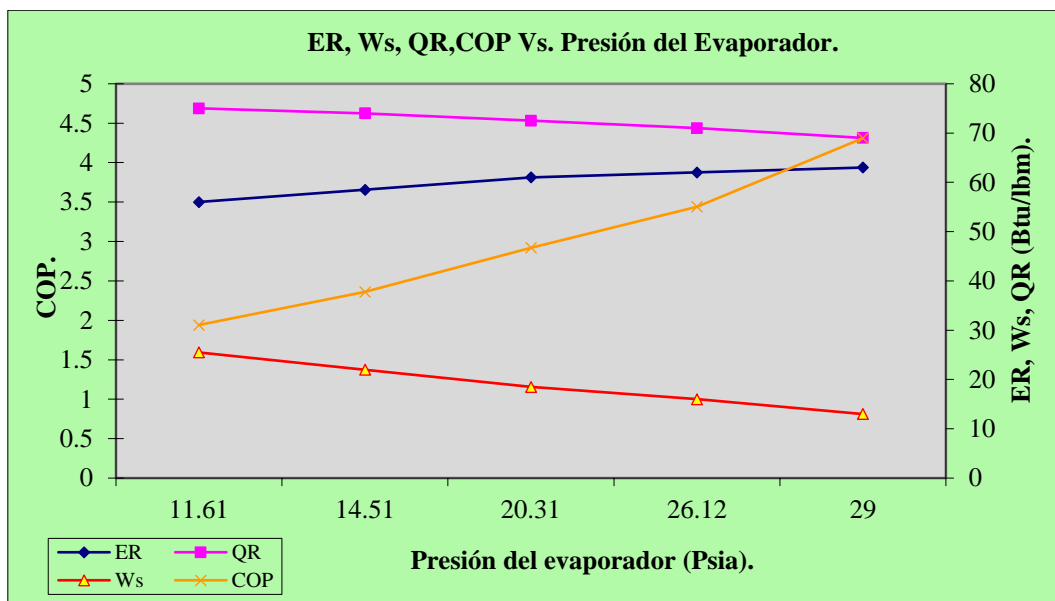
4.3.1 Presión del condensador constante a 122 Psia (7.5 Bar).

En la tabla IV.3 se indica los valores obtenidos en el sistema tutor de refrigeración **feedback 99-100** de presión, voltaje, corriente, potencia, y temperatura en cada punto del sistema. Posteriormente aplicando el programa de cómputo se calculó el balance de energía los valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, y coeficiente de operación.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29.00	122	128.3	8.1	1039.23	-10.67	33.43	63	69	13	4.31
26.12	122	128.3	7.5	962.25	-12.67	33.43	62	71	16	3.44
20.31	122	128.3	7.6	975.08	-19.67	33.43	61	72.5	18.5	2.92
14.51	122	128.3	7.3	936.59	-25.67	33.43	58.5	74	22	2.36
11.61	122	128.3	7.2	923.76	-28.67	33.43	56	75	25.5	1.94

Tabla IV.3 Datos de experimento 1 del R-134a a presión del evaporador constante a 122 psia.

La grafica IV.3 Indica el comportamiento real del sistema teniendo un coeficiente de operación de 4.31 a una presión de 29 Psia en el evaporador, se observa que a medida que aumenta la presión en el evaporador el trabajo suministrado (Ws) disminuye y el efecto refrigerante disminuye y el calor rechazado disminuye a medida que aumenta la presión.



Grafica IV.3 Comportamiento del refrigerante 134a Respecto a la Presión del evaporador.

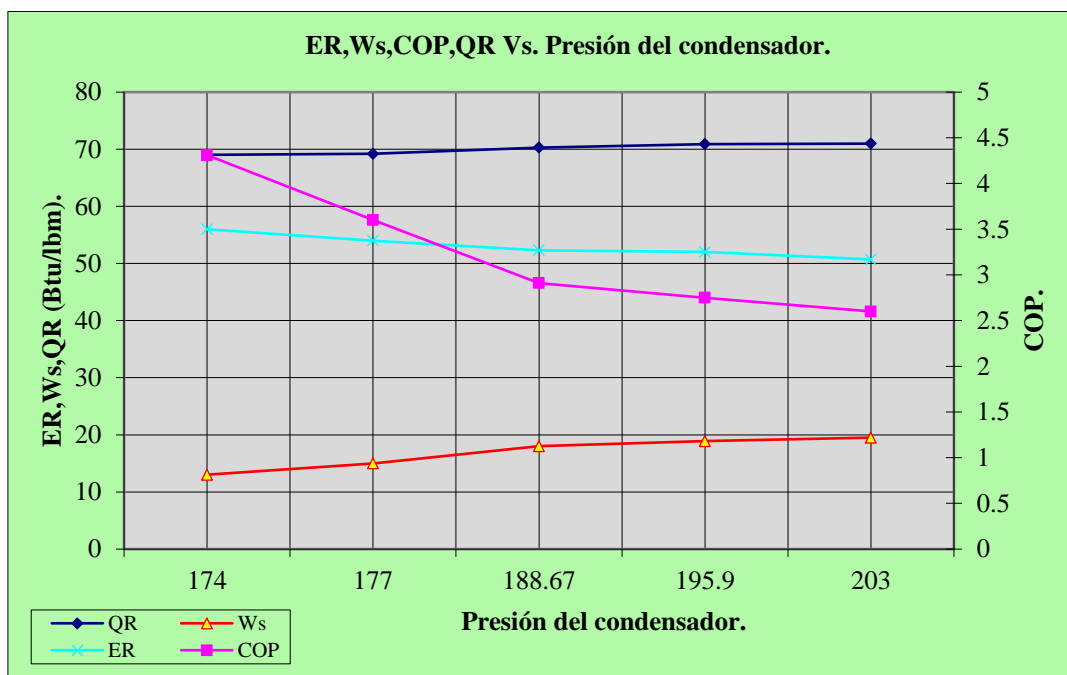
4.3.2 Presión del evaporador constante a 29 Psia (2 bar).

En la tabla IV.4 se indican los valores proporcionados por el sistema tutor de refrigeración **feedback 99-100** de presión, voltaje, corriente, potencia, y temperatura, en cada punto del sistema. Posteriormente aplicando el programa de cómputo se calculó el balance de energía obteniéndose los valores de: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, Coeficiente de operación.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	W _s (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	128.3	7.5	962.25	46.83	33.43	56	69	13	4.31
29	177	145.6	8.6	1252.16	47.34	33.43	54	69.2	15	3.6
29	188.67	148.8	8.8	1309.44	48.53	33.43	52.3	70.3	18	2.91
29	195.9	149.9	9.0	1349.1	51.33	33.43	52	70.9	18.9	2.75
29	203	150	9.0	1350	52.74	33.43	50.7	71	19.5	2.6

Tabla IV.4 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del evaporador constante a 29 psia.

La grafica IV.4 nos indica el comportamiento real del sistema, en donde se observa un coeficiente de operación mayor de 4.31 y a medida que aumenta la presión en el condensador este disminuye hasta llegar a 2.65 a una presión de 203 Psia en el condensador, y a medida que aumenta la presión en el condensador el trabajo suministrado (Ws) aumenta y el efecto refrigerante disminuye y el calor rechazado aumenta a medida que aumenta la presión.



Grafica IV. 4 Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la Presión del condensador.

4.4 Experimento 3 aplicando R-404a al sistema tutor de refrigeración feedback 99-100

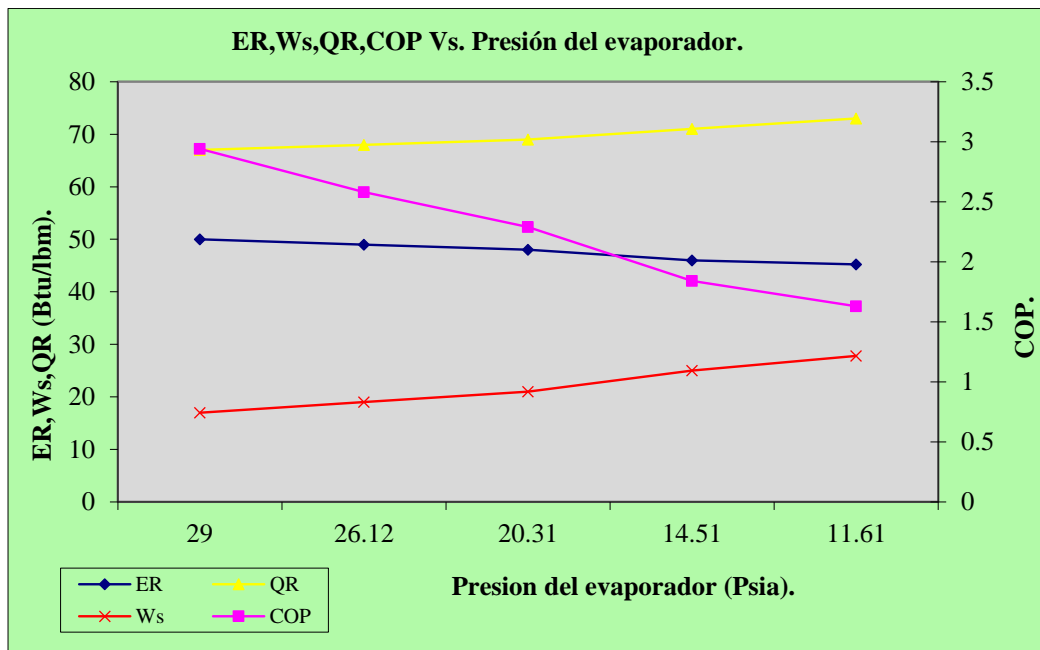
4.4.1 Presión del condensador constante a 145 Psia.

En la tabla IV.5 se indican los valores proporcionados por el sistema tutor de refrigeración **feedback 99-100** de presión, voltaje, corriente, potencia, y temperatura en cada punto del sistema. Posteriormente aplicando el programa de cómputo realizado se calculó el balance de energía en donde se obtienen los valores de: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, Coeficiente de operación

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	145	-30.47	17.13	50	67	17	2.94
26.12	145	-33.07	17.13	49	68	19	2.58
20.31	145	-36.07	17.13	48	69	21	2.29
14.51	145	-41.17	17.13	46	71	25	1.84
11.61	145	-43.87	17.13	45.2	73	27.8	1.63

Tabla IV.5 Datos de experimento 2 del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia.

La grafica IV.5 indica el comportamiento real del sistema teniendo un coeficiente de operación de 2.94 a una presión de 29 Psia en el evaporador, y en donde a medida que aumenta la presión en el evaporador también aumentan el trabajo suministrado (Ws) y el efecto refrigerante, en tanto que disminuye el calor rechazado.



Grafica IV.5 Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la Presión del condensador.

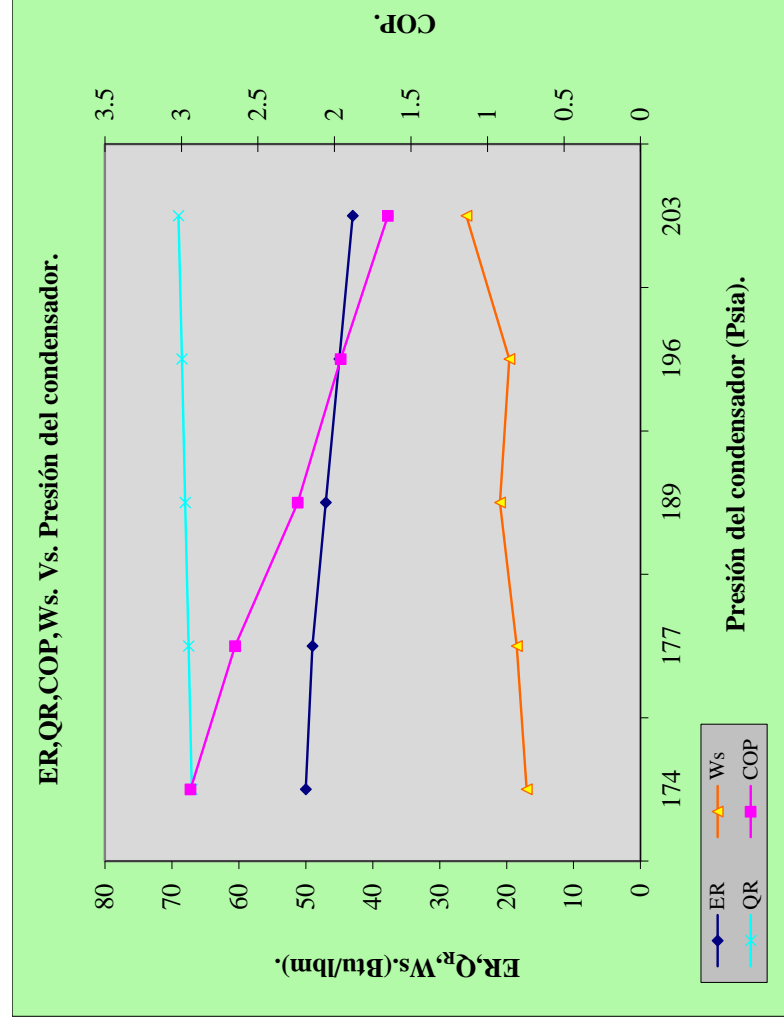
4.4.2 Presión del evaporador constante a 29 psia.

En la tabla IV.6 se presentan los valores proporcionados por el balance de energía aplicando el programa de cómputo para el caso de presión en evaporador constante.

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	-13.27	24.33	50	67	17	2.94
29	177	-13.27	24.63	49	67.5	18.5	2.65
29	188.67	-13.27	27.03	47	68	21	2.24
29	195.9	-13.27	28.33	45	23	1.96	1.96
29	203	-13.27	29.73	43	69	26	1.65

Tabla IV.6 Datos de experimento 2 del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia

La **grafica IV.6** muestra el comportamiento teórico del sistema, en donde se tiene un coeficiente de operación de 2.94 a una presión de 29 Psia en el evaporador y a medida que aumenta la presión en el condensador el trabajo suministrado (W_s) aumenta y el efecto refrigerante disminuye, y el calor rechazado aumenta a medida que aumenta la presión.



Grafica IV. 6 Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la Presión del condensador.

4.5 COMPARACION DEL R-22 A PRESIÓN CONSTANTE EN EL CONDENSADOR.

En las tablas IV.7y IV.8 se indican los valores reales proporcionados por el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema. Así como la comparación experimental con respecto al teórico.

Datos experimentales

P_1 (psia)	P_3 (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T_1 (°F)	T_3 (°F)	ER (Btu/lbm)	Q_R (Btu/lbm)	W_s (Btu/lbm)	COP_{ideal}
29.00	122	128.3	8.1	1039.23	-10.67	33.43	63	69	13	4.31
26.12	122	128.3	7.5	962.25	-12.67	33.43	62	71	16	3.44
20.31	122	128.3	7.6	975.08	-19.67	33.43	61	72.5	18.5	2.92
14.51	122	128.3	7.3	936.59	-25.67	33.43	58.5	74	22	2.36
11.61	122	128.3	7.2	923.76	-28.67	33.43	56	75	25.5	1.94

Tabla IV.7 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del condensador constante.

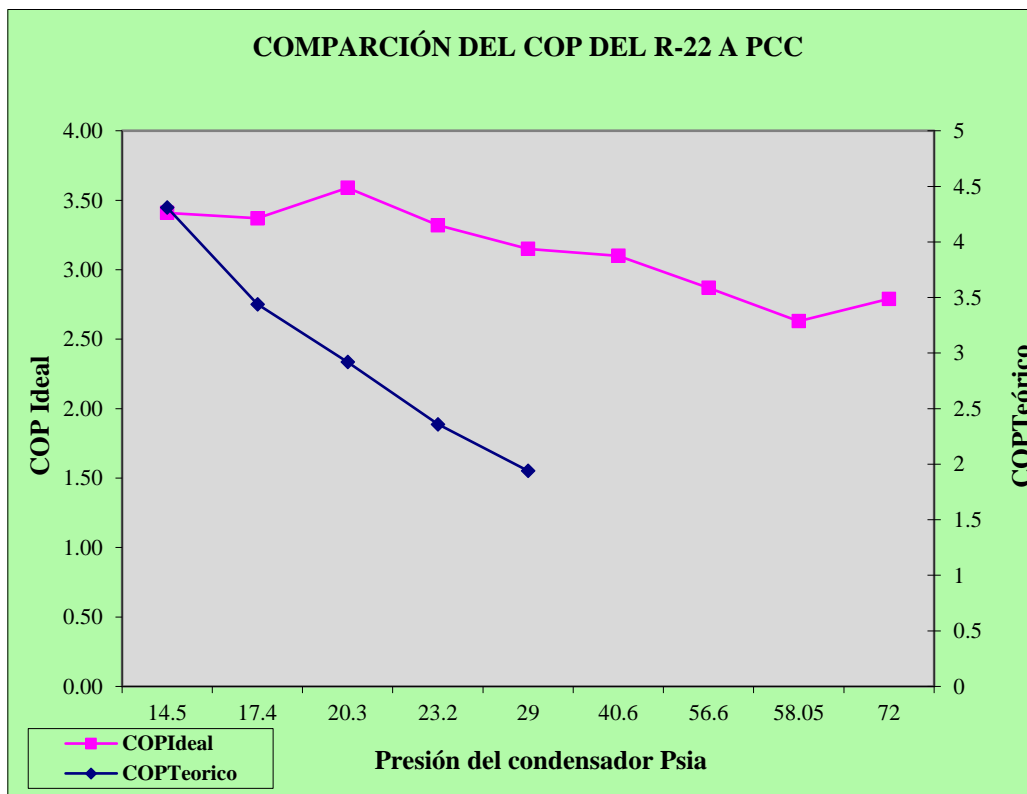
Datos teóricos

P_1 (psia)	P_3 (psia)	T_1 (°F)	T_3 (°F)	ER (Btu/Lb.)	Q_R (Btu/lb)	Ws. (Btu/lbm)	COP_{ideal}
14.50	145	-445.2	-314.7	58	75	17	3.41
17.40	145	-442.3	-314.7	59	76.50	17.50	3.37
20.30	145	-439.4	-314.7	60	76.70	16.70	3.59
23.20	145	-436.5	-314.7	61,50	80	18.50	3.32
29.00	145	-430.7	-314.7	63	83	20	3.15
40.60	145	-419.1	-314.7	65	86	21.00	3.10
56.60	145	-403.1	-314.7	66	89	23.00	2.87
58.05	145	-401.6	-314.7	67	92.50	25.50	2.63
72.00	145	-387.7	-314.7	69	93.70	24.70	2.79

Tabla IV.8 Datos teóricos del R-134a a presión del condensador constante a 29 psia.

Comportamiento del sistema

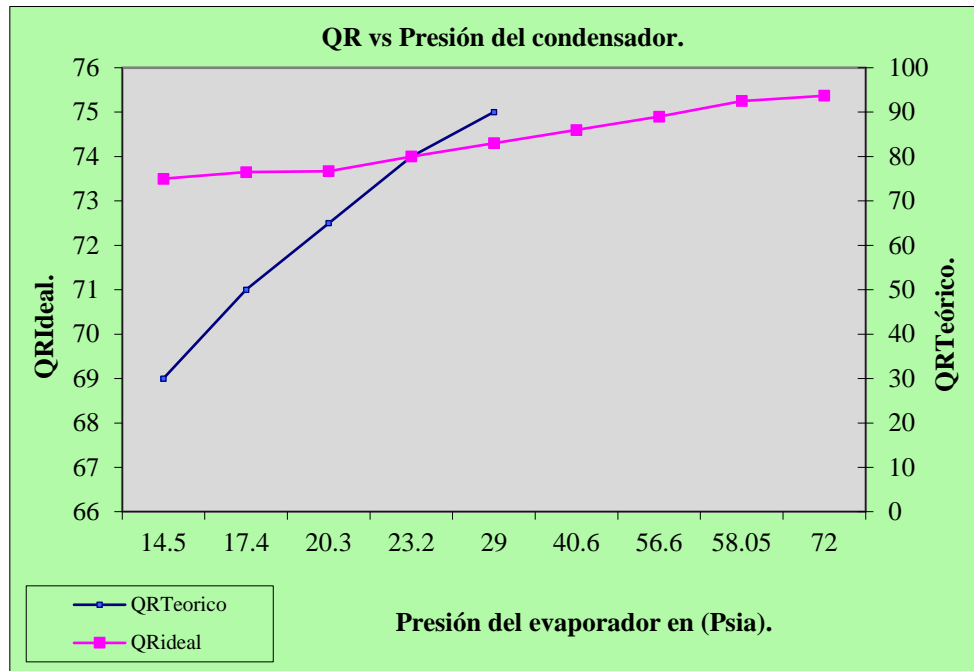
En la Grafica IV.7 Indica el comportamiento del ciclo de teórico vs. Ciclo real. La grafica muestra el comportamiento del $COP_{Teorico}$, COP_{Ideal} vs. Presión del condensador, observando que siguen el mismo comportamiento es decir cuando aumenta la presión disminuye el COP tanto el teórico como el practico teniendo un $COP_{teórico}$ máximo de 3.41 y para el COP_{Ideal} de 4.31 y un $COP_{Teorico}$ menor de 2.79 y para el COP_{Ideal} es de 1.94.



Grafica IV. 7 Comparación del COP_{Ideal} y $COP_{Teórico}$ respecto a la Presión del condensador.

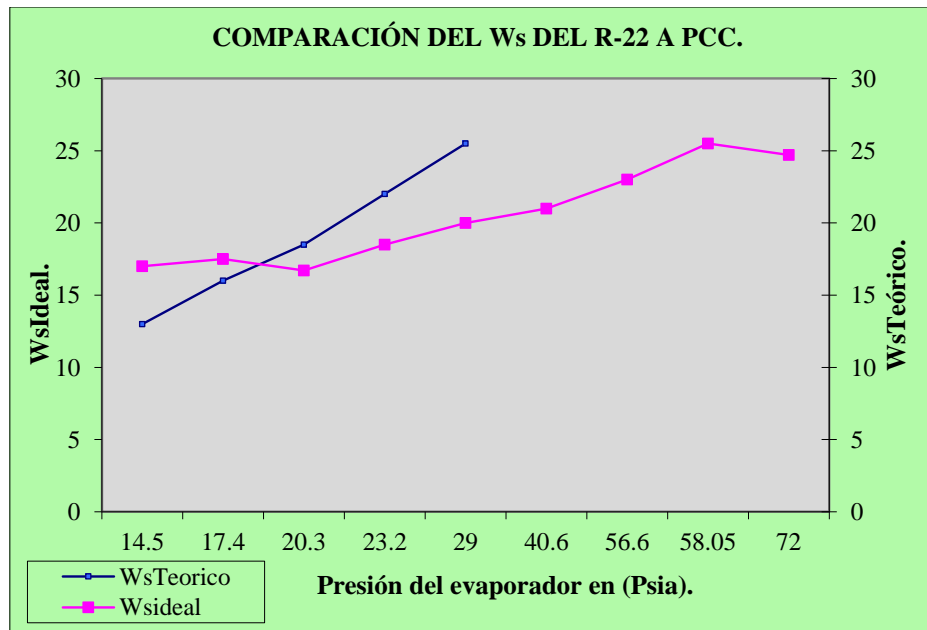
En la Grafica IV.8 Se comparan los valores del ciclo de refrigeración mecánica vs. Ciclo de refrigeración práctico respecto a la presión del evaporador (P_1), teniendo para el $Q_{R_{Teorico}}$ aumenta a medida que aumenta la presión del evaporador y se observa que para el $Q_{R_{Ideal}}$ sigue el mismo comportamiento.

Alcanzando en la presión más alta del evaporador un valor de $QR_{Teorico}$ de 93.70 Btu/lbm y un valor mínimo de 75 Btu/lbm y para el QR_{Ideal} de 75 Btu/lbm y 69Btu/lbm.



Gráfica IV. 8 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del condensador.

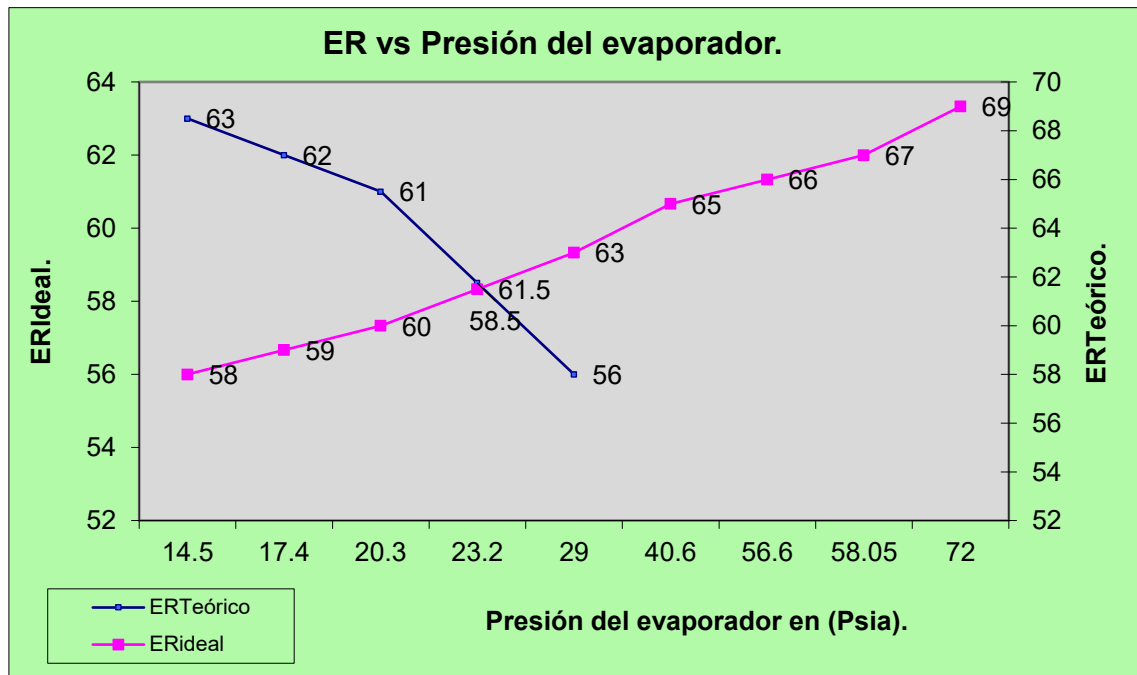
En la gráfica IV.9 Se compara el comportamiento de Ws Vs. Presión del evaporador alcanzando el $Ws_{Teorico}$ más alto de 24.70 Btu/lb y para el Ws_{Ideal} de 25.5 Btu/lb. El comportamiento es similar a medida que aumenta la presión el Ws aumenta.



Gráfica IV. 9 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del condensador.

En la gráfica IV.10 Indica el comportamiento del $ER_{Teorico}$, ER_{Ideal} Vs. Presión del evaporador. Alcanzando para el $ER_{Teorico}$ un valor máximo de 69 Btu/lbm y el

ER_{Ideal} de 63 Btu/lbm. El comportamiento es diferente ya que para el $ER_{Teórico}$ a medida que aumenta la presión del evaporador el ER disminuye y para el ER_{Ideal} aumenta a medida que aumenta la presión.



Grafica IV.10 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador

4.6 Comparación del R-22 a presión del evaporador constante.

En la tabla IV.9y IV.10 Indica los valores que proporciona el balance de energía aplicando el programa de cómputo, estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado, trabajo suministrado, así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema.

Datos experimentales

P_1 (psia)	P_3 (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T_1 (°F)	T_3 (°F)	ER (Btu/lbm)	Q_R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP_{ideal}
29	174	149	9.3	1475.1	-24.77	30.33	67	83	16	4.19
29	177	152.6	9.8	1495.8	-24.77	31.32	66	85	19	3.47
29	188.67	153.7	9.6	1475.52	-24.77	33.73	65.5	85.5	20	3.28
29	195.9	153.6	9.7	1489.92	-24.77	35.23	65	87	22	2.95
29	203	155.7	10.3	1510.9	-24.77	36.48	63.5	87.5	24	2.65

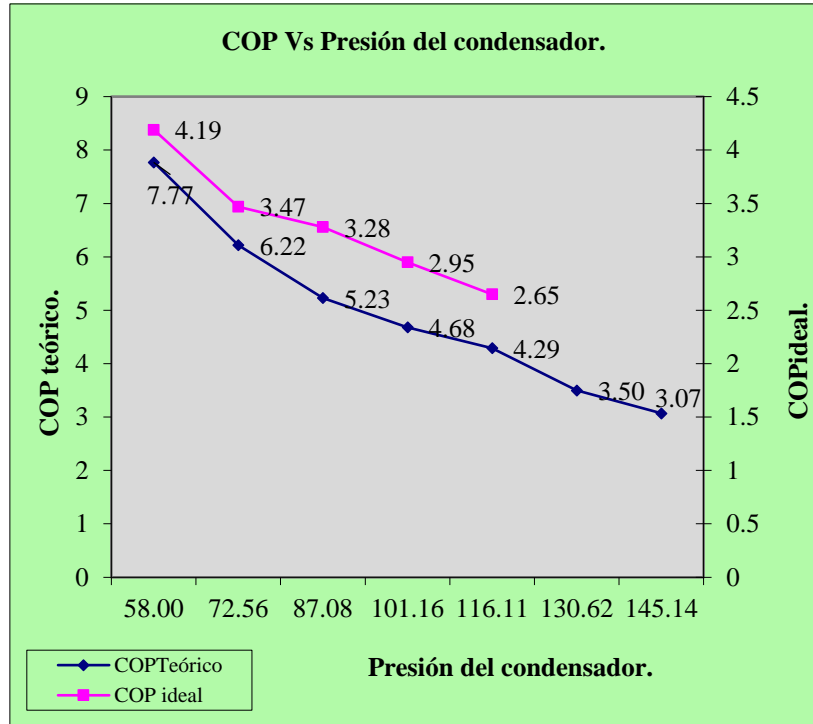
Tabla IV.9 Datos de experimento 2 del R-22 a presión del evaporador constante.

Datos teóricos

P_1 (psia)	P_3 (psia)	T_1 (°F)	T_3 (°F)	ER (Btu/lbm)	Q_R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP teórico
17.41	58.00	-36.67	-34.57	85.50	96.50	11.00	7.77
17.41	72.56	-36.67	0.53	84.00	97.50	13.50	6.22
17.41	87.08	-36.67	6.23	81.00	96.50	15.50	5.23
17.41	101.16	-36.67	11.13	79.50	96.50	17.00	4.68
17.41	116.11	-36.67	15.83	75.00	92.50	17.50	4.29
17.41	130.62	-36.67	19.23	73.50	94.50	21.00	3.50
17.41	145.14	-36.67	23.03	70.50	93.50	23.00	3.07

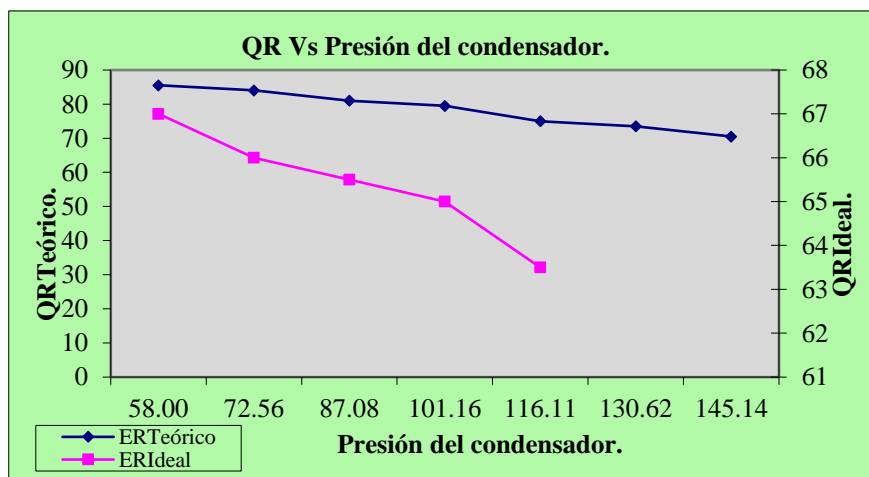
Tabla IV.10 Datos teóricos del R-22 a presión del evaporador constante.

Comportamiento del sistema: En la Grafica IV.11 se comparan el comportamiento del ciclo de teórico vs. Ciclo práctico. La grafica muestra el comportamiento del $COP_{Teórico}$, COP_{Ideal} vs. Presión del condensador, observando que siguen el mismo comportamiento es decir cuando aumenta la presión disminuye el COP tanto el teórico como el práctico teniendo un $COP_{Teórico}$ máximo de 7.77 y para el COP_{Ideal} de 4.19 y un $COP_{Teórico}$ Menor de 3.07 y para el COP_{Ideal} es de 2.65.



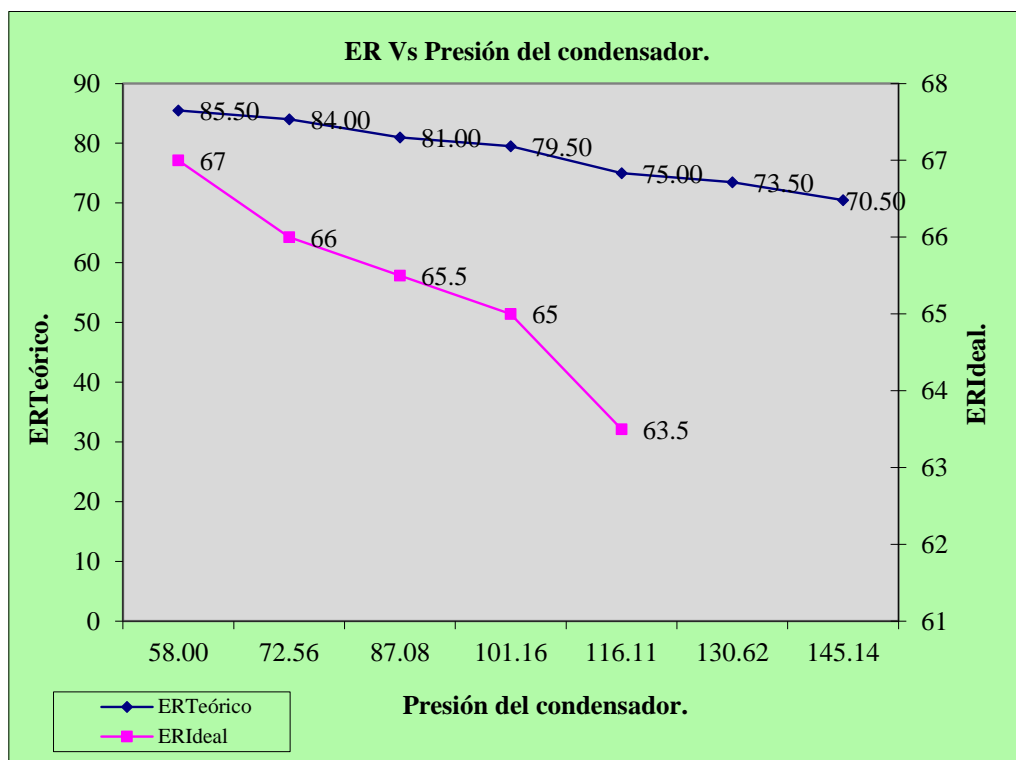
Grafica IV.11 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la Grafica IV.12 Se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica vs. Ciclo de refrigeración práctico respecto a la presión del evaporador (P_1), teniendo que el $QR_{Teórico}$ aumenta a medida que aumenta la presión del condensador y se observa que para el QR_{Ideal} sigue el mismo comportamiento. Alcanzando en la presión más alta del condensador un valor de $QR_{Teórico}$ de 97.50 Btu/lbm y un valor mínimo de 92.50 Btu/lbm y para el QR_{Ideal} de 87.5 Btu/lbm y 83 Btu/lbm.



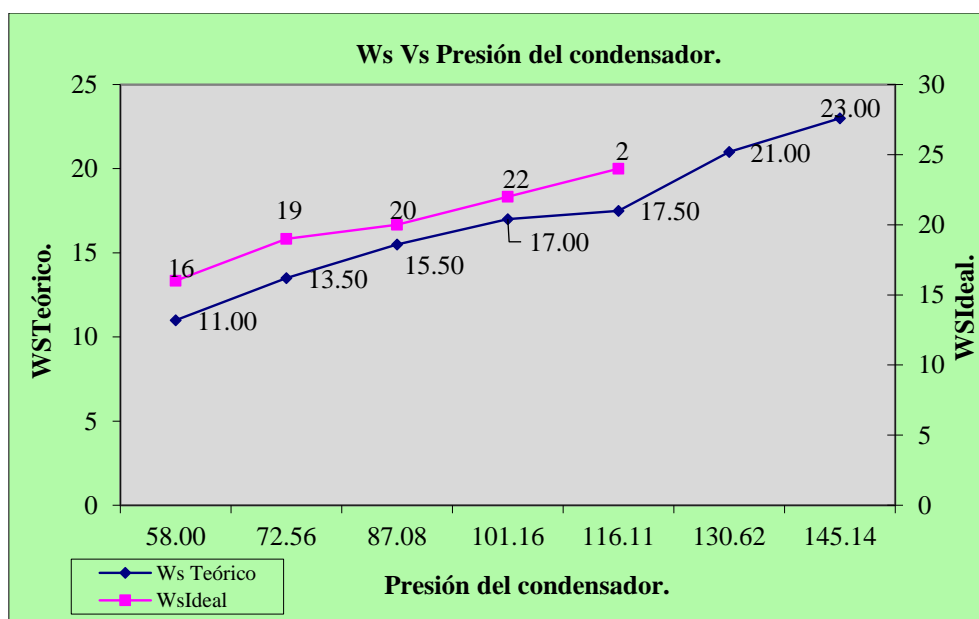
Grafica IV.12 Comparación del QR Ideal y QR Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la gráfica IV.13 Se compara el comportamiento de ER Vs. Presión del evaporador alcanzando el $ER_{Teórico}$ más alto de 85.5 Btu/lbm y para el ER_{Ideal} de 67 Btu/lb. El comportamiento es similar a medida que aumenta la presión el Ws disminuye.



Gráfica IV.13 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador.

En la gráfica IV.14 Se compara el comportamiento del $Ws_{Teórico}$, y Ws_{Ideal} con respecto a la presión del condensador. Se observa que se alcanza para el Ws teórico un valor máximo de 23 Btu/lbm y el Ws_{Ideal} de 24 Btu/lbm. El comportamiento es similar ya que para el $Ws_{Teórico}$ y Ws_{Ideal} a medida que aumenta la presión del condensador el Ws aumenta.



Gráfica IV.14 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del condensador.

4.7 Comparación del R-134a a presión constante en el condensador.

Las tablas IV.11 y IV.12 indican los valores que se obtienen por el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado. Así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema.

Datos experimentales

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	Voltaje (Volts)	Corriente (Amperes)	Potencia (Watts)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	122	128.3	8.1	1039.23	-10.67	33.43	63	69	13	4.31
26.12	122	128.3	7.5	962.25	-12.67	33.43	62	71	16	3.44
20.31	122	128.3	7.6	975.08	-19.67	33.43	61	72.5	18.5	2.92
14.51	122	128.3	7.3	936.59	-25.67	33.43	58.5	74	22	2.36
11.61	122	128.3	7.2	923.76	-28.67	33.43	56	75	25.5	1.94

Tabla IV.11 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del condensador constante.

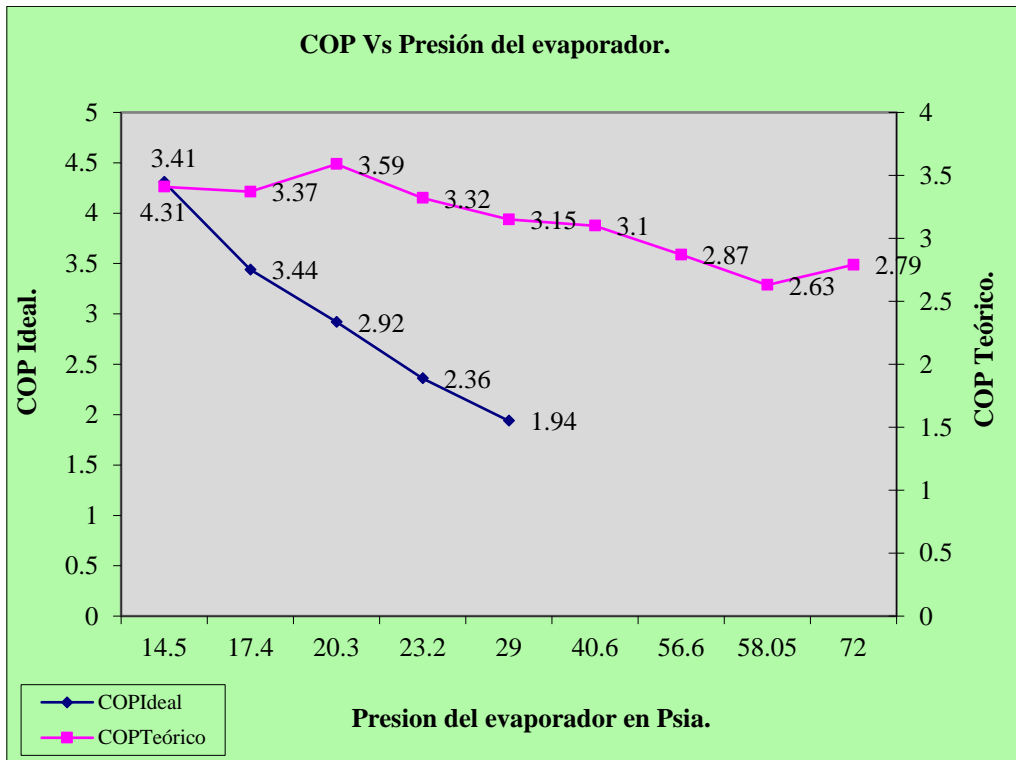
Datos teóricos

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	QR (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
14.50	145	-41.7	23.73	58.00	75.00	17.00	3.41
17.40	145	-21.97	23.73	59.00	76.50	17.50	3.37
20.30	145	-18.77	23.73	60.00	76.70	16.70	3.59
23.20	145	-15.35	23.73	61.50	80.00	18.50	3.32
29.00	145	-9.77	23.73	63.00	83.00	20.00	3.15
40.60	145	-1.37	23.73	65.00	86.00	21.00	3.10
56.60	145	8.53	23.73	66.00	89.00	23.00	2.87
58.05	145	9.23	23.73	67.00	92.50	25.50	2.63
72.00	145	16.15	23.73	69.00	93.70	24.70	2.79

Tabla IV.12 Datos teóricos del R-134a a presión del condensador constante a 29 psia

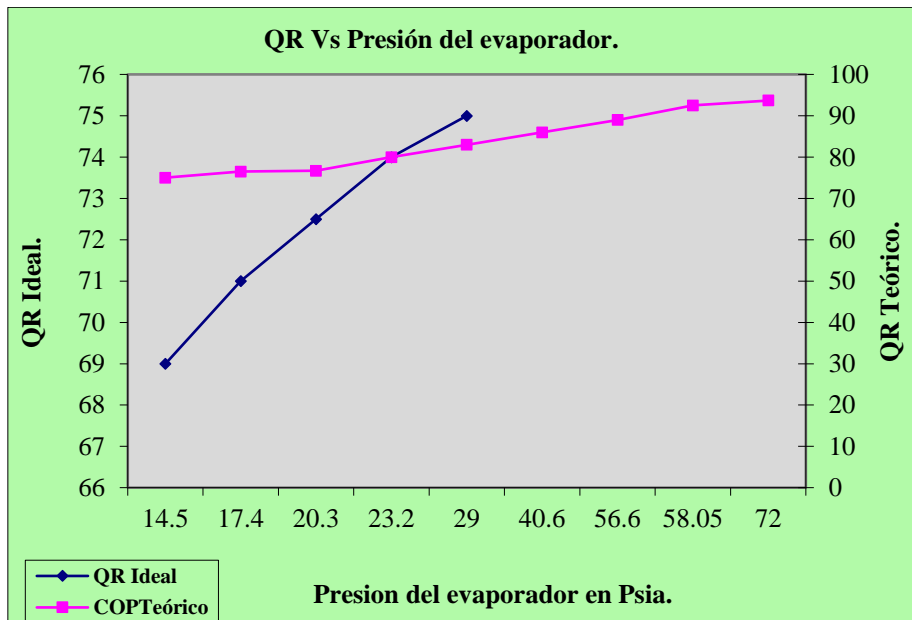
Comportamiento del sistema

En la Grafica IV.15 se comparan el comportamiento del COP_{Teorico}, y COP_{Ideal} con respecto a la Presión del evaporador, observando que siguen el mismo comportamiento es decir cuando aumenta la presión aumenta el COP tanto el teórico como el practico teniendo un COP_{Teorico} máximo de 3.41 y para el COP_{Ideal} de 4.31 y un COP Teórico menor de 2.79 y para el COP_{Ideal} es de 1.94.



Grafica IV.15 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del evaporador.

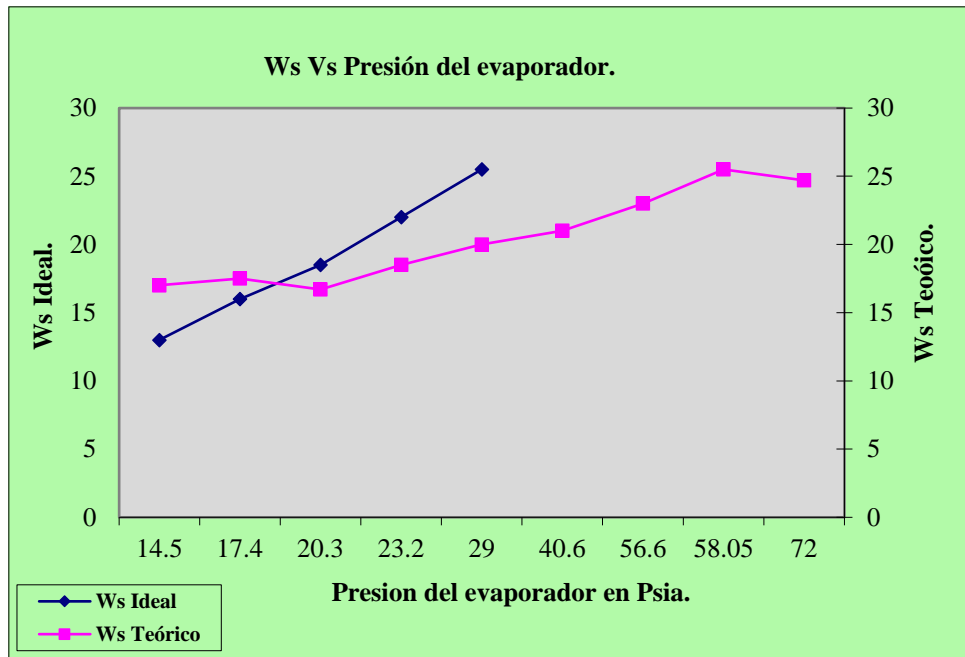
En la Grafica IV.16 Se compara el efecto de la presión del evaporador (P_1), en donde el $QR_{Teorico}$ aumenta a medida que aumenta la presión del evaporador y se observa que para el QR_{Ideal} siguen comportamientos similares, alcanzando para la presión más alta del evaporador el valor de 93.70 Btu/lbm para el $QR_{Teorico}$ y un valor mínimo de 75 Btu/lbm, en tanto que para el QR_{Ideal} se tienen los valores de 75 Btu/lbm y 69 Btu/lbm.



Grafica IV.16 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

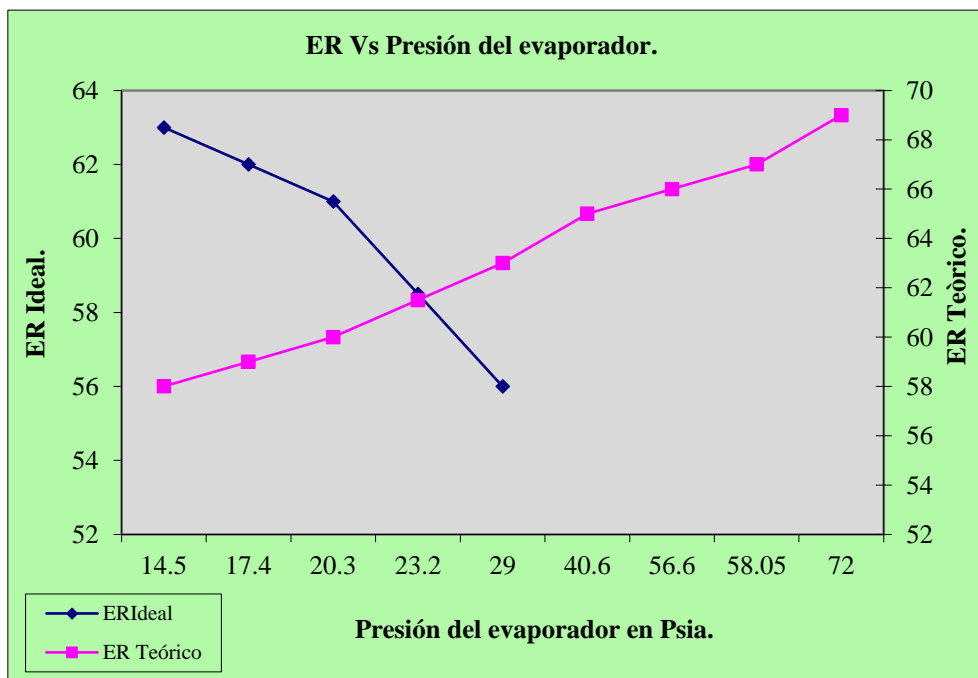
En la gráfica IV.17 Se compara el comportamiento de Ws con respecto a la presión del evaporador, se observa que el $Ws_{Teórico}$ más alto alcanzado es de

24.70 Btu/lb y para el $W_{s\text{Ideal}}$ es de 25.5 Btu/lb. El comportamiento es similar a medida que aumenta la presión el W_s aumenta.



Grafica IV.17 Comparación del W_s Ideal y W_s Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

En la gráfica IV.18 se compara el comportamiento del $ER_{\text{Teórico}}$ y ER_{Ideal} con respecto a la Presión del evaporador. Se observa que se alcanza para el $ER_{\text{Teórico}}$ un valor máximo de 69 Btu/lbm y el ER_{Ideal} de 63 Btu/lbm. Aquí se observan comportamientos diferentes ya que para el $ER_{\text{Teórico}}$ a medida que aumenta la presión del evaporador el ER disminuye y para el ER_{Ideal} aumenta a medida que aumenta la presión.



Grafica IV.17 Comparación del ER Ideal y ER Teórico respecto a la Presión del evaporador.

4.8 Comparación del R-134a a presión constante en el evaporador.

En la tabla IV.13 y IV.14 se indican los valores que proporciona el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema. Y se comparó el experimental con el teórico.

Datos experimentales

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	46.79	33.43	56	69	13	4.31
29	177	47.33	33.43	54	69.2	15	3.6
29	188.67	48.53	33.43	52.3	70.3	18	2.91
29	195.9	51.33	33.43	52	70.9	18.9	2.75
29	203	52.73	33.43	50.7	71	19.5	2.6

Tabla IV.13 Datos experimentales del R-134a a presión del evaporador constante.

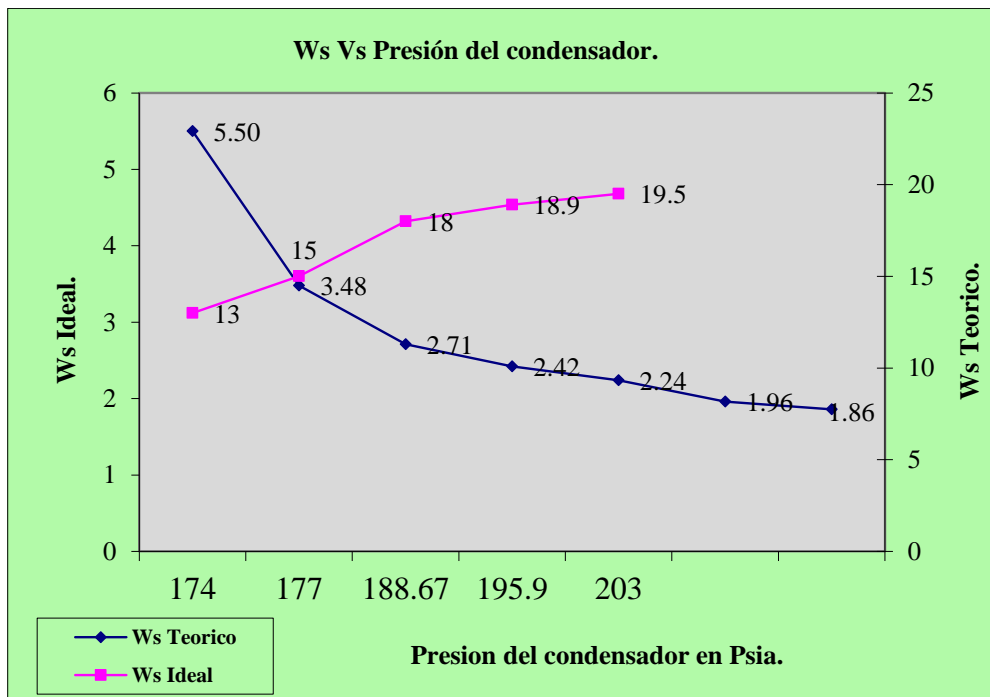
Datos teóricos

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
17.41	58.00	-21.97	7.83	77.00	91.00	14.00	5.50
17.41	72.56	-21.97	16.13	73.00	94.00	21.00	3.48
17.41	87.08	-21.97	21.83	65.00	89.00	24.00	2.71
17.41	101.16	-21.97	26.93	63.00	89.00	26.00	2.42
17.41	116.11	-21.97	31.63	61.50	89.00	27.50	2.24
17.41	130.62	-21.97	35.13	56.00	84.50	28.50	1.96
17.41	145.14	-21.97	38.83	54.00	83.00	29.00	1.86

Tabla IV.14 Datos teóricos del R-134a a presión del evaporador constante.

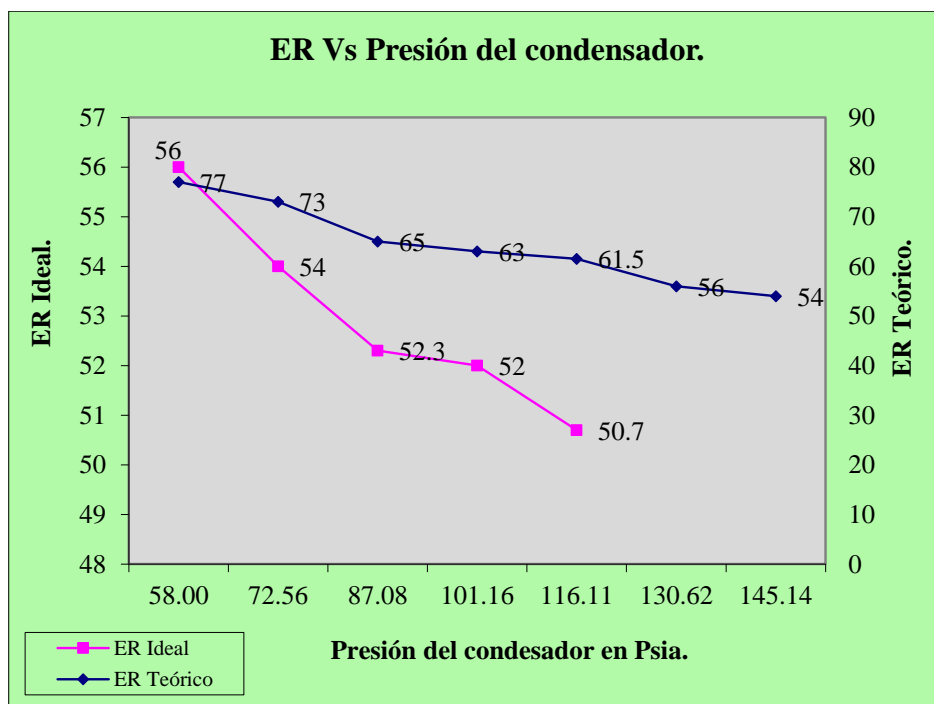
Comportamiento del sistema

En la gráfica IV.19 se compara el comportamiento del $W_{s\text{Teórico}}$, $W_{s\text{Ideal}}$ contra la Presión del condensador. Se observa que se alcanza para el $W_{s\text{Teórico}}$ un valor máximo de 29.00 Btu/lbm y el $W_{s\text{Ideal}}$ de 19.5 Btu/lbm. El comportamiento es similar ya que para el $W_{s\text{Teórico}}$ y $W_{s\text{Ideal}}$ a medida que aumenta la presión del condensador el W_s disminuye.



Grafica IV.19 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico respecto a la Presión del condensador.

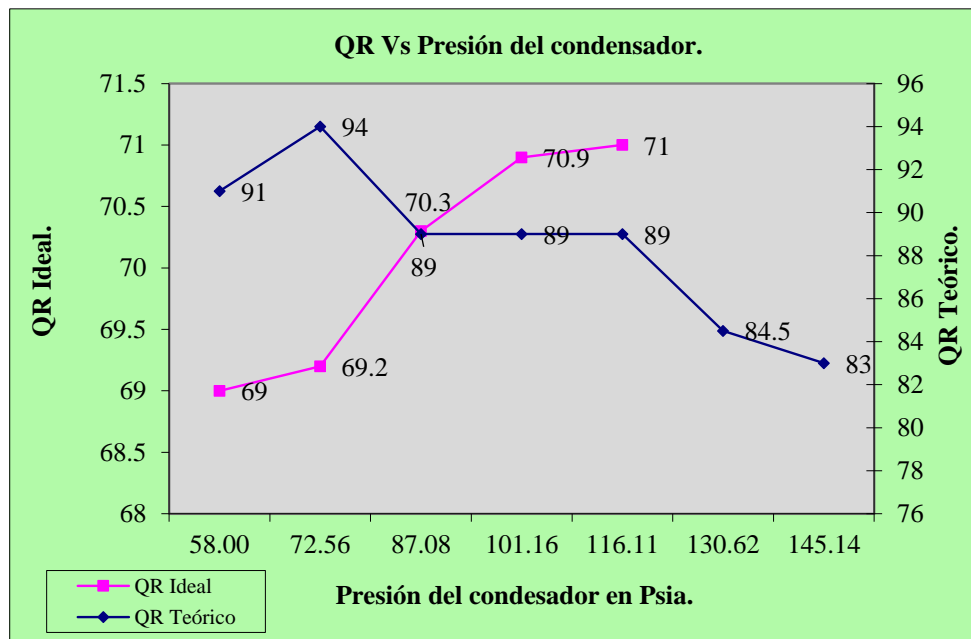
En la gráfica IV.20 Se compara el comportamiento de ER Vs. Presión del evaporador, se puede apreciar que se alcanza un valor para el $ER_{Teórico}$ máximo de 77 Btu/lb y para el ER_{Ideal} de 56 Btu/lb. El comportamiento es similar ya que a medida que aumenta la presión el ER disminuye.



Grafica IV.20 Comparación del ER Ideal y ER Teórico respecto a la Presión del condensador.

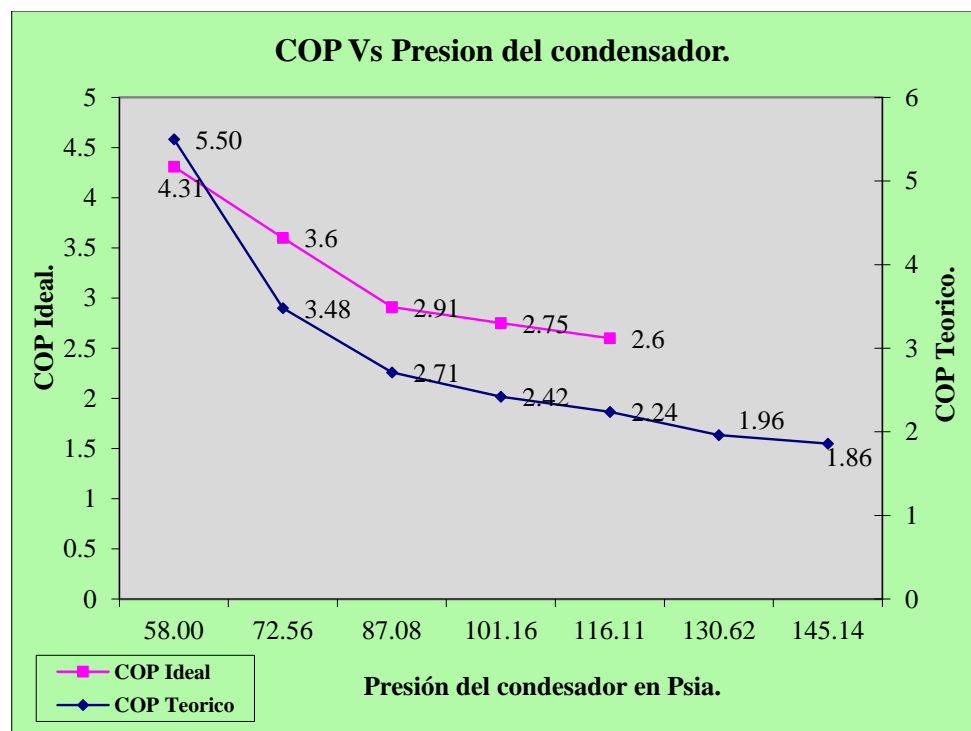
En la Grafica IV.21 Se compara el QR con respecto a la presión del evaporador (P_1), teniendo que el $QR_{Teórico}$ disminuye a medida que aumenta la presión del condensador, en tanto que el QR_{Ideal} sigue diferente comportamiento. Los valores alcanzados fueron para la presión más alta del condensador un valor de $QR_{Teórico}$

de 91 Btu/lbm y un valor mínimo de 89 Btu/lbm, y en el caso del QR_{Ideal} de 71 Btu/lbm y 69 Btu/lbm, respectivamente.



Grafica IV.21 Comparación del QR Ideal y QR Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la Grafica IV.22 se muestra el comportamiento del $COP_{Teórico}$ y COP_{Ideal} con respecto a la Presión del condensador, observando que siguen el mismo comportamiento es decir cuando aumenta la presión disminuye el COP tanto el teórico como el práctico, teniendo un $COP_{teórico}$ máximo de 5.50 y para el Ideal de 4.31, en tanto que los mínimos fueron para el teórico de 2.24 y para el Ideal de 2.26.



Grafica IV.22 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del condensador.

4.9 Comparación del R-404a a presión constante en el condensador.

En la tabla IV.15 y IV.16 se indican los valores obtenidos del balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores, así como los datos obtenidos con el uso del tutor de refrigeración, dicha información se utilizara para la comparación de los parámetros del ciclo teórico con el experimental.

Datos experimentales

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	145	-30.47	17.3	50	67	17	2.94
26.12	145	-33.07	17.3	49	68	19	2.58
20.31	145	-36.07	17.3	48	69	21	2.29
14.51	145	-41.17	17.3	46	71	25	1.84
11.61	145	-43.9	17.3	45.2	73	27.8	1.63

Tabla IV.15 Datos teóricos del R-404a a presión del condensador constante a 14.5 Psia

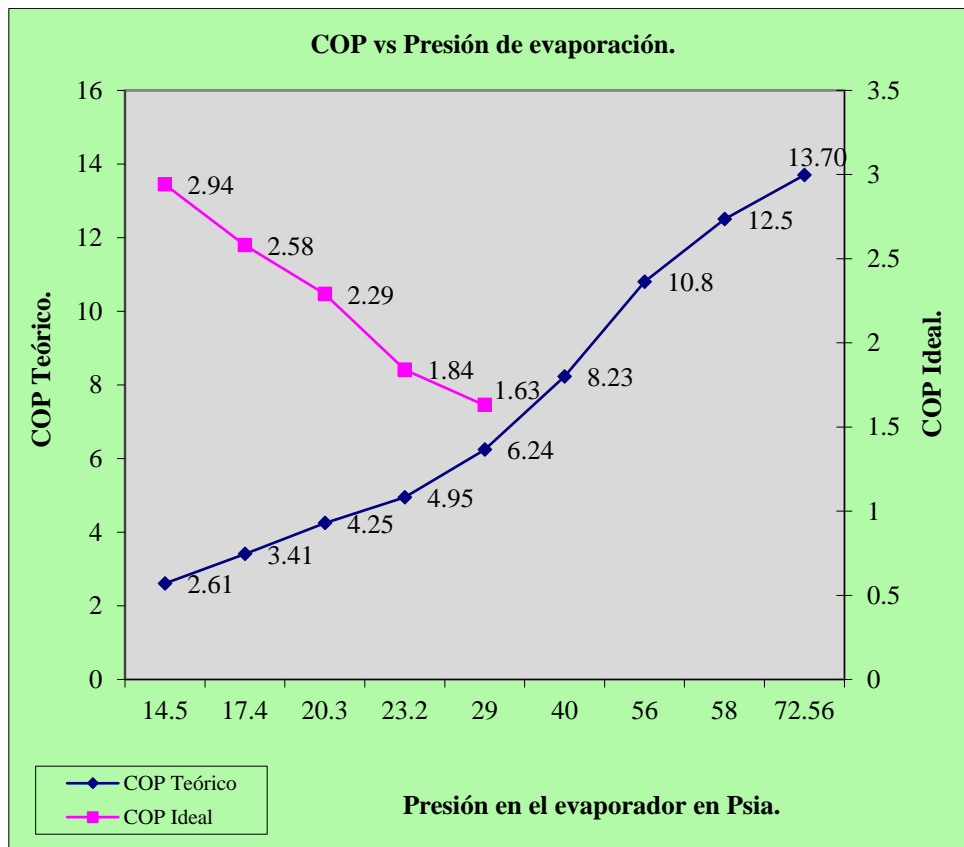
Datos teóricos

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
14.5	145	-49.67	17.53	47	65	18	2.61
17.4	145	-42.67	17.53	49.5	64	14.5	3.41
20.3	145	-38.87	17.53	51	63	12	4.25
23.2	145	-35.57	17.53	52	62.5	10.5	4.95
29	145	-30.27	17.53	53	61.5	8.5	6.24
40	145	-22.17	17.53	53.5	60	6.5	8.23
56	145	-11.97	17.53	54	59	5	10.8
58	145	-11.97	17.53	57.5	56	4.2	12.5
72.56	145	-5.47	17.53	59.00	54.00	3.70	13.70

Tabla IV.16 Datos teóricos del R-404a a presión del condensador constante a 14.5 psia

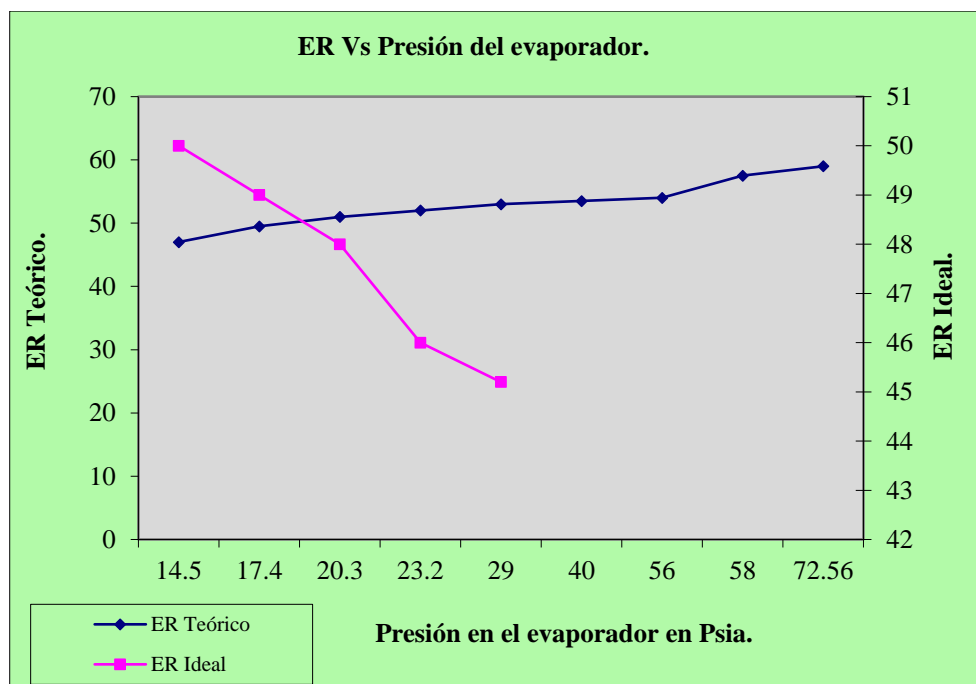
Comportamiento del sistema

En la Grafica IV.23 se muestra el comportamiento del COP_{Teórico}, y COP_{Ideal} contra la Presión del evaporador, observando que siguen diferente comportamiento es decir cuando aumenta la presión aumenta el COP_{Teórico} y el COP_{Ideal} disminuye, alcanzándose valores máximos 13.70 para el COP_{teórico} y de 2.61 para el COP_{Ideal}, en tanto que los valores mínimos obtenidos fueron de 2.61 y 1.93 para el COP_{Teórico} y COP_{Ideal} respectivamente.



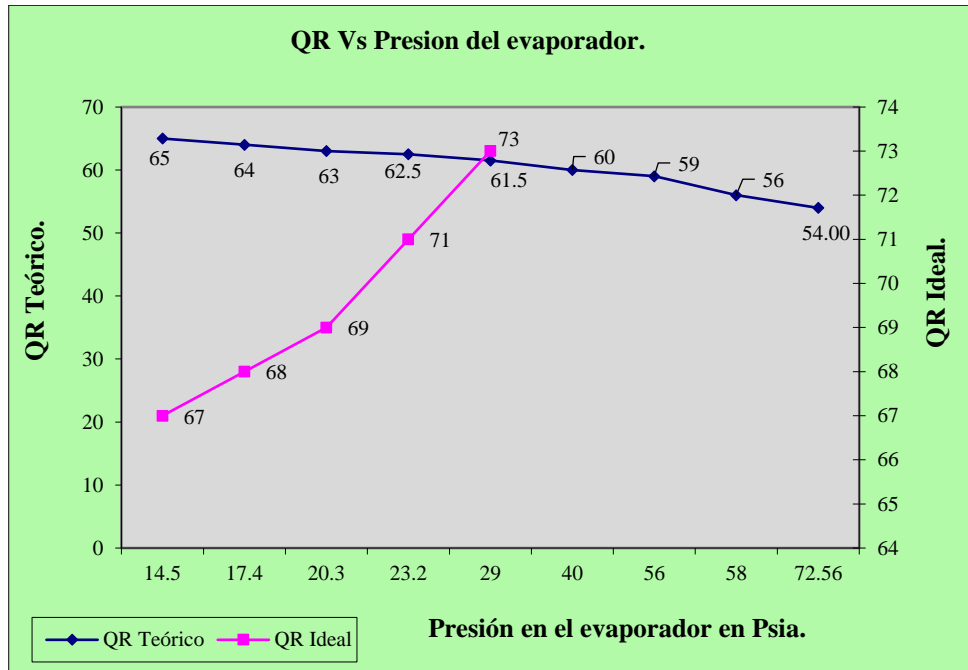
Grafica IV.23 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del evaporador.

En la gráfica IV.24 Se compara el comportamiento del $ER_{Teórico}$, y ER_{Ideal} con respecto a la Presión del evaporador. Se observa que para el $ER_{Teórico}$ se alcanza un valor máximo de 59 Btu/lbm y el ER_{Ideal} de 45.2 Btu/lbm. Aquí se ha observado que los comportamientos difieren, ya que el $ER_{Teórico}$ aumenta con el incremento de la presión del evaporador, mientras que el ER_{Ideal} disminuye.



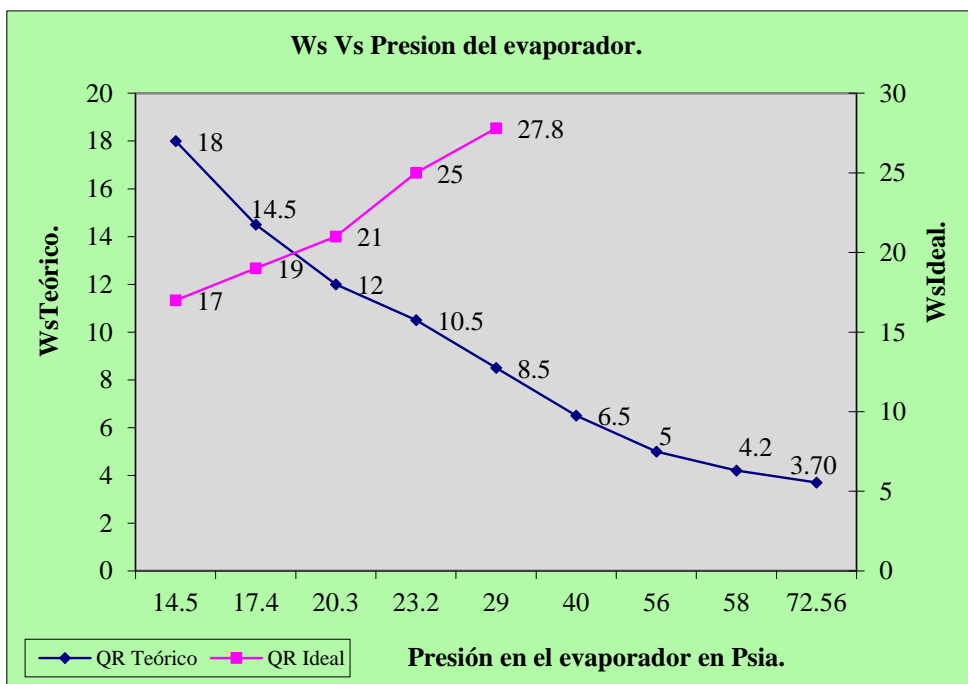
Grafica IV.24 Comparación del ER Ideal y ER Teórico respecto a la Presión del evaporador.

En la **Grafica IV.25** se compara el QR con respecto a la presión del evaporador (P_1), teniendo que el $QR_{Teorico}$ disminuye a medida que aumenta la presión del evaporador y el QR_{Ideal} aumenta. Alcanzando en la presión más alta del evaporador un valor de $QR_{Teorico}$ de 54 Btu/lbm y un valor mínimo de 65 Btu/lbm y para el QR_{Ideal} de 73 Btu/lbm y 67 Btu/lbm.



Grafica IV.25 Comparación del QR Ideal y QR Teórico respecto a la Presión del evaporador.

En la **gráfica IV.26** Se compara el comportamiento de Ws Vs. Presión del evaporador alcanzando el $Ws_{Teorico}$ más alto de 18 Btu/lbm y para el Ws_{Ideal} de 27 Btu/lb. El comportamiento es diferente a medida que aumenta la presión tanto el teórico con el práctico.



Grafica IV.26 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico respecto a la Presión del evaporador.

4.10 Comparación del R-404a a presión constante en evaporador.

En la tabla IV.17y IV.18 nos indica los valores que nos proporcionan el balance de energía aplicando el programa de cómputo estos valores son: efecto refrigerante, calor rechazado trabajo suministrado, así como los datos obtenidos del tutor de refrigeración que son las presiones y temperaturas de cada punto del sistema. Y se comparó el experimental con el teórico.

Datos experimentales

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
29	174	-13.29	24.33	50	67	17	2.94
29	177	-13.29	24.73	49	67.5	18.5	2.65
29	188.67	-13.29	27.03	47	68	21	2.24
29	195.9	-13.29	28.33	45	68.5	19.6	1.96
29	203	-13.29	29.73	43	69	26	1.65

Tabla IV.17 Datos teóricos del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia

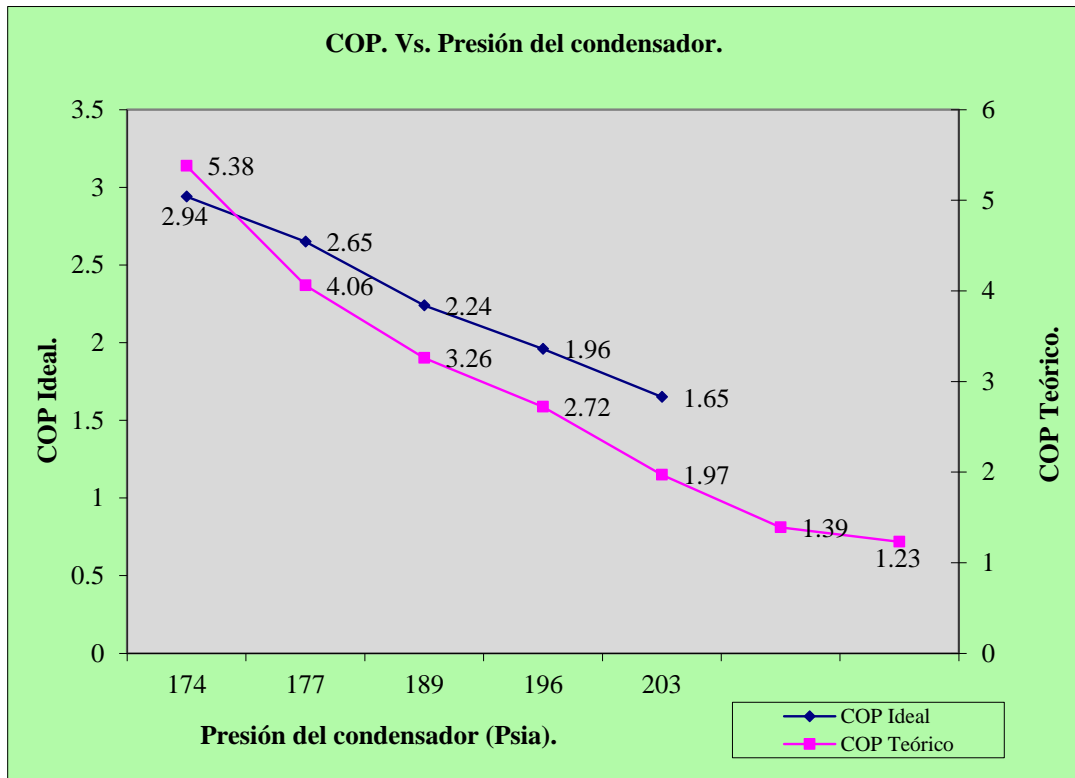
Datos teóricos

P ₁ (psia)	P ₃ (psia)	T ₁ (°F)	T ₃ (°F)	ER (Btu/lbm)	Q _R (Btu/lbm)	Ws. (Btu/lbm)	COP _{ideal}
17.41	58.00	-21.97	-13.27	64.50	76.50	12.00	5.38
17.41	72.56	-21.97	-5.47	63.00	78.50	15.50	4.06
17.41	87.08	-21.97	0.13	55.50	72.50	17.00	3.26
17.41	101.16	-21.97	5.33	53.00	72.50	19.50	2.72
17.41	116.11	-21.97	13.03	52.30	78.80	26.50	1.97
17.41	130.62	-21.97	13.03	47.30	81.30	34.00	1.39
17.41	145.14	-21.97	18.13	45.00	81.50	36.50	1.23

Tabla IV.18 Datos teóricos del R-404a a presión del evaporador constante a 17.41 psia

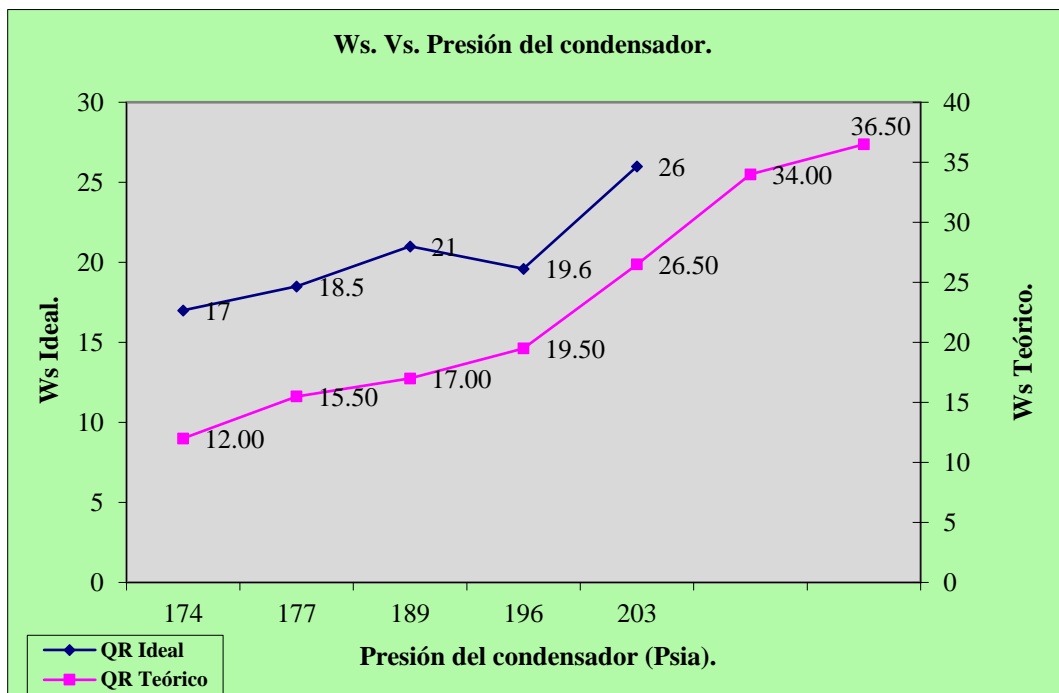
Comportamiento del sistema

En la Grafica IV.27 se comparan el comportamiento del ciclo de refrigeración teórico vs. Ciclo práctico. La grafica muestra el comportamiento del COP_{Teórico}, COP_{Ideal} vs. Presión del condensador, observando que siguen el mismo comportamiento es decir cuando aumenta la presión disminuye el COP tanto el teórico como el práctico teniendo un COP_{teórico} máximo de 5.38 y para el COP_{Ideal} de 2.94 y un COP_{teórico} menor de 1.23 y para el COP_{Ideal} es de 1.65.



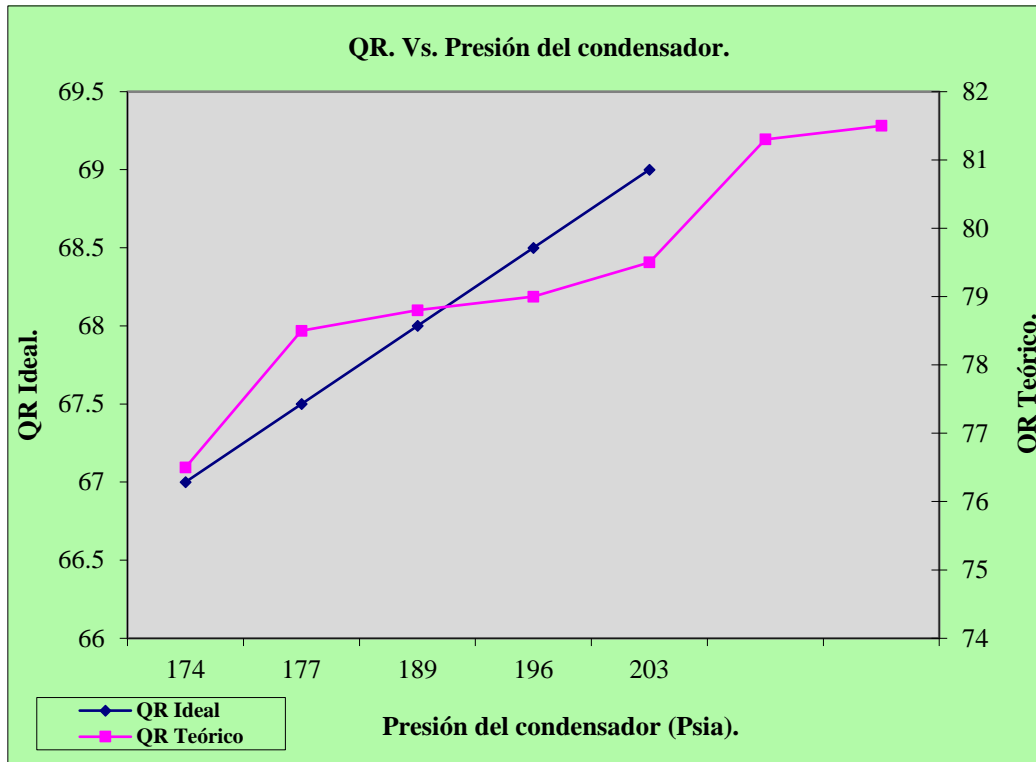
Grafica IV.27 Comparación del COP Ideal y COP Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la gráfica IV.28 Se comparan el comportamiento del $W_{sTeórico}$, W_{sIdeal} VS. Presión del condensador. Alcanzando para el $W_{sTeórico}$ un valor máximo de 36.5 Btu/lbm y el W_{sIdeal} de 26 Btu/lbm. El comportamiento es similar ya que para el $W_{sTeórico}$ y W_{sIdeal} a medida que aumenta la presión del condensador el W_s aumenta.



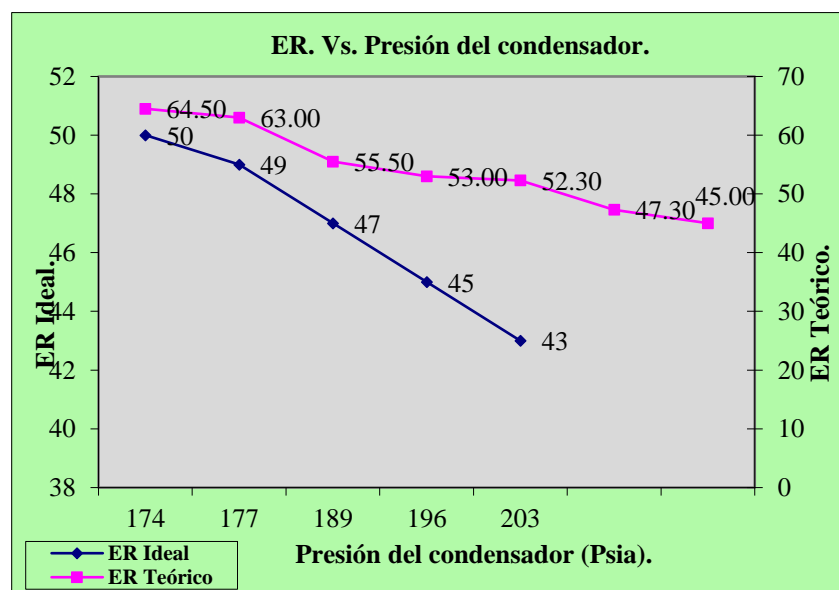
Grafica IV.28 Comparación del W_s Ideal y W_s Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la Grafica IV.29 Se compara el comportamiento del ciclo de refrigeración mecánica vs. Ciclo de refrigeración práctico respecto a la presión del evaporador (P_1), teniendo para el $QR_{Teórico}$ aumenta a medida que aumenta la presión del condensador y se observa que para el QR_{Ideal} sigue de misma manera el mismo comportamiento. Alcanzando en la presión más alta del condensador un valor de $QR_{Teórico}$ de 81.50 Btu/lbm y un valor mínimo de 68.5 Btu/lbm y para el QR_{Ideal} de 76.50 Btu/lbm y 67 Btu/lbm.



Grafica IV.29 Comparación del QR Ideal y QR Teórico respecto a la Presión del condensador.

En la gráfica IV.30 Se compara el comportamiento de ER Vs. Presión del evaporador alcanzando el $ER_{Teórico}$ más alto de 64.5 Btu/lb y para el ER_{Ideal} de 50 Btu/lb. El comportamiento es similar a medida que aumenta la presión el ER disminuye.



Grafica IV.30 Comparación del ER Ideal y ER Teórico respecto a la Presión del condensador.

Capítulo V

CONCLUSIONES.

5.1 CONCLUSIONES.

Teniendo el análisis de los comportamientos de los refrigerantes hidrofluorocarbonados y clorofluorcarbonados se obtienen las siguientes conclusiones.

De las datos calculados nos indican que cuando se varía la presión del condensador y se mantiene constante la del evaporador aumenta el coeficiente de operación para los refrigerantes comparados, también se tiene que el trabajo neto o suministrado aumenta esto quiere decir que cuando elevamos la presión en el condensador el sistema requiere de un mayor trabajo de el compresor y también se tiene un mayor consumo de corriente y la potencia aumenta.

Y por lo contrario cuando se varía la presión del evaporador el coeficiente de operación es menor pero se requiere de un trabajo suministrado menor, esto quiere decir que se necesita menor trabajo para el compresor y el efecto refrigerante es menor que es lo inverso cuando se varía la presión del condensador ya que el efecto refrigerante aumenta.

De la comparación del refrigerante 22 (R-22) con el refrigerante 404a (R404a) tanto en el teórico como en el de las prácticas el R-404a fue mejor y se alcanzó menores presiones y menores temperaturas y por lo analizado técnicamente resulta mejor el R-404a que el R-22 y por lo tanto resulta favorable su sustitución para equipos como el tutor de refrigeración.

5.2 Ventajas.

Los refrigerantes hidrofluorocarbonados (HFC) a diferencia de los clorofluorcarbonados (CFC), no contienen cloro (Cl), que es el elemento que resulta dañino a la atmósfera porque se combina al ozono para producir O₃ para producir OCl+O₂, esto hace que la destrucción de la capa de ozono sea más peligrosa.

Los refrigerantes hidrofluorocarbonados (HFC) contribuyen en menor medida al calentamiento de la tierra y en consecuencia ocasiona menor destrucción a la vida atmosférica.

5.3 Desventajas.

Algunas desventajas que tienen los HFC con los CFC es que son muy costosos como el R-404a a diferencia del R-22 que es muy barato.

Algunas propiedades de los HFC no han sido superadas al 100% debido a esto toda vía no tiene un uso común dentro de la industria de la refrigeración y por eso no se han sustituidos en los equipos tanto de refrigeración como en los de aire acondicionado.

Debido a su precio no es muy fácil de conseguirlo en cualquier lado sobre todo en nuestra ciudad.

5.4 Recomendaciones.

Los refrigerantes actuales que utilizan los aires acondicionados y los refrigeradores deberían ser reciclados para no ser liberados a la atmósfera ya que ocurre un gran peligro de contaminación a la capa de ozono.

Se deberían sustituir los refrigerantes CFC por lo HFC ya que es un refrigerante que no daña capa de ozono.

Hacer más prototipos para comparar el ciclo de Carnot con el de los nuevos refrigerantes HFC.

Al remplazar el refrigerante de cualquier sistema se debe reajustar las condiciones de uso de operación.

Se deben utilizar depósitos (Cilindros) apropiados, y con sus respectivas normas de seguridad para almacenar los refrigerantes.

Al hacer el cambio de algún refrigerante es importante cambiar el tipo de aceite del compresor ya que influye directamente en la eficiencia de los equipos de refrigeración y aire acondicionado.

Es importante la prueba de vacío a la hora de realizar un cambio de refrigerante o cuando se abra el ciclo por una reparación ya que existe la entrada de humedad al sistema.

Recomendar a los técnicos a que cuando hagan una corrección de un sistema de refrigeración a tener las prevenciones a adecuadas ya que el exceso de los CFC puedes ser dañino en grandes cantidades y a tener un uso adecuado de los refrigerantes.

ANEXOS

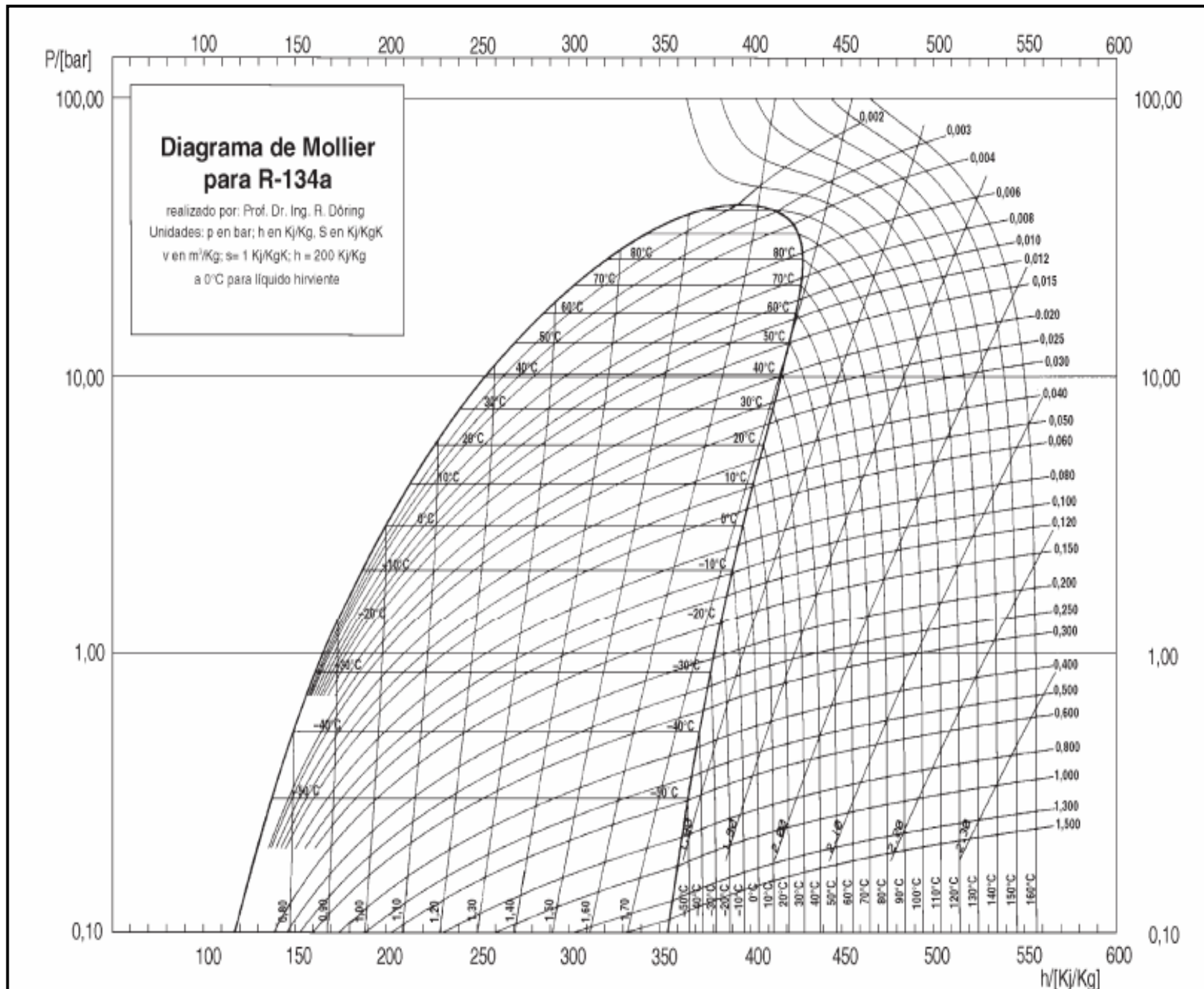


Diagrama de mollier del R-134a.

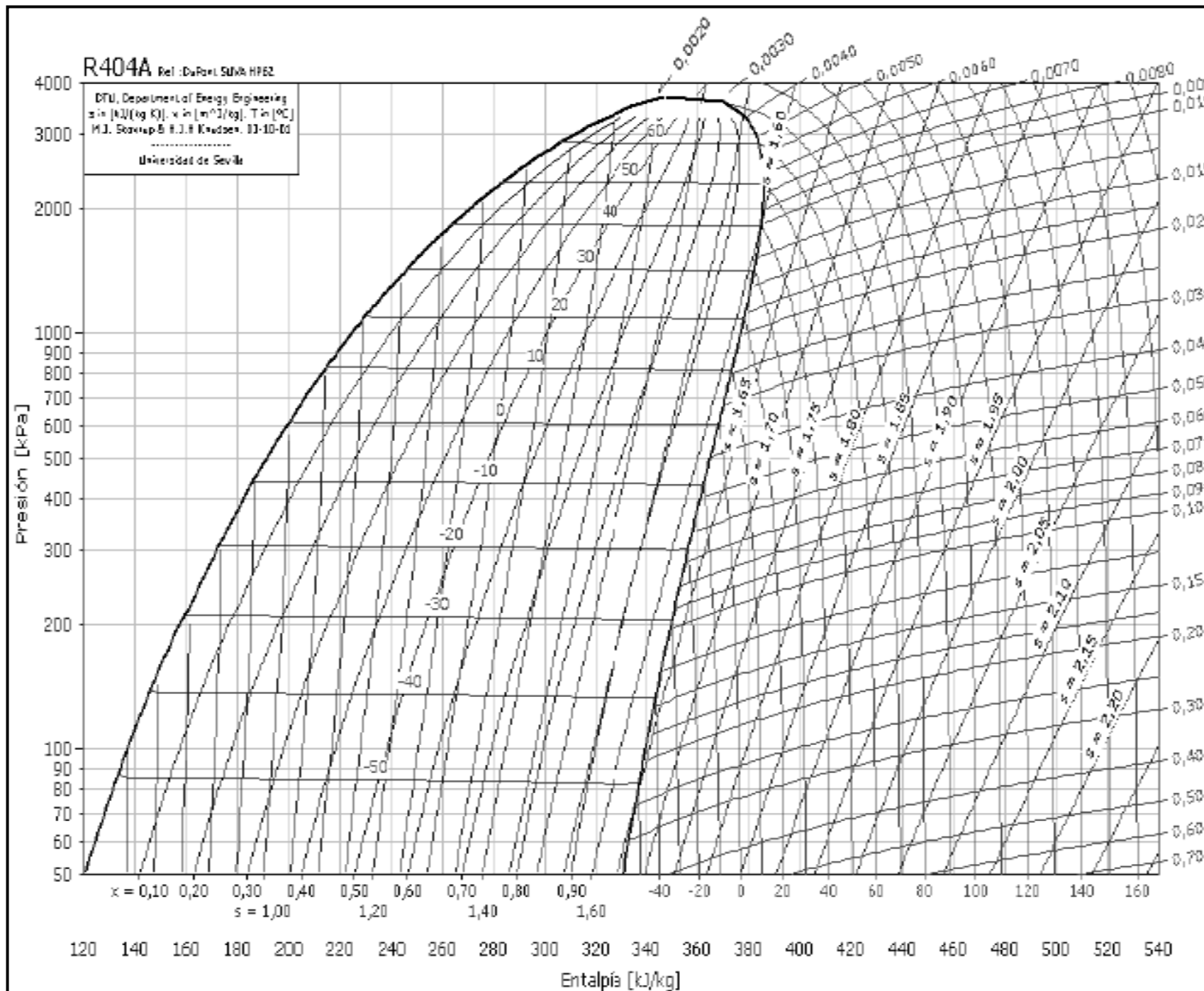


Diagrama de mollier del R-404a.

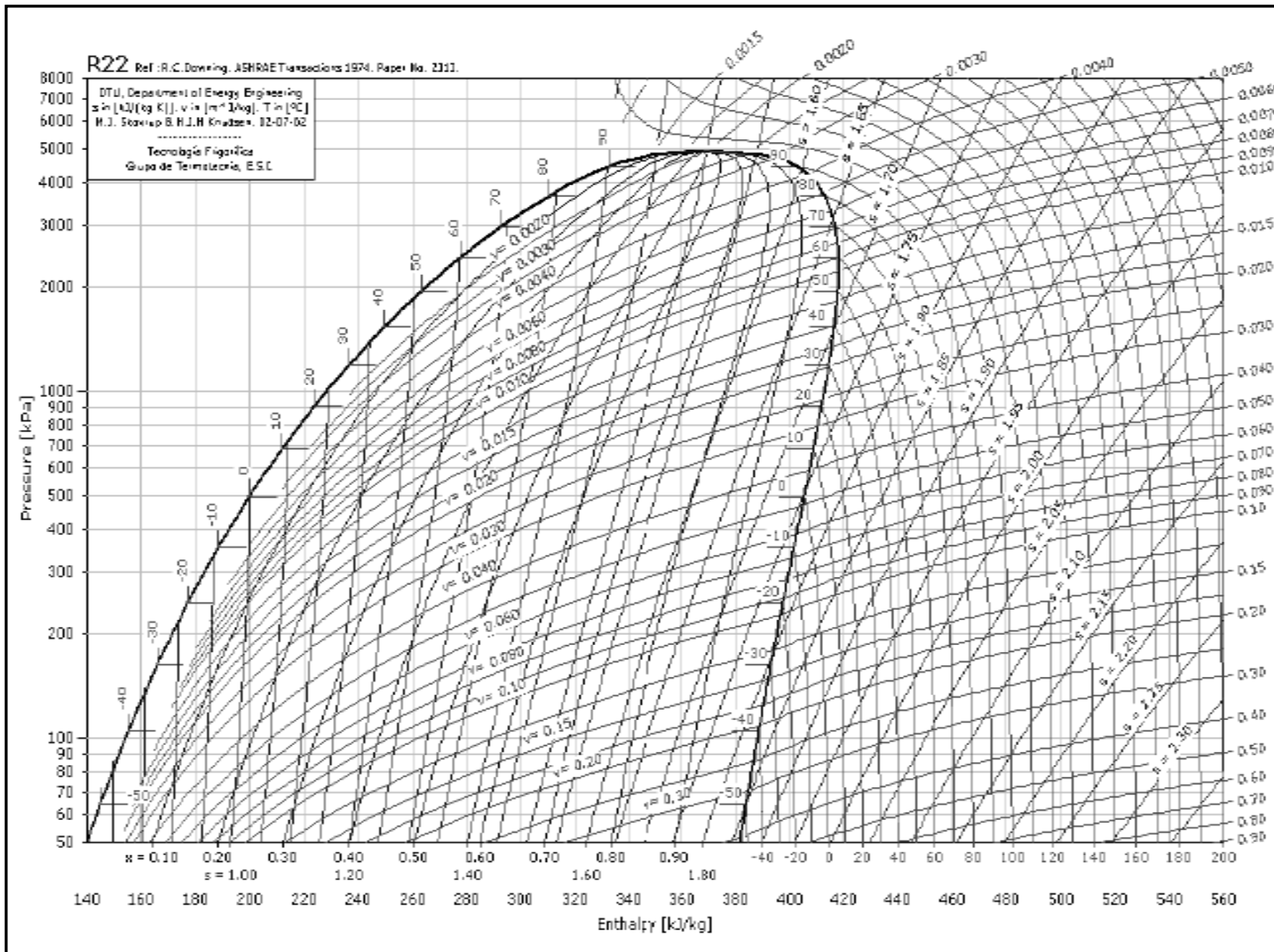


Diagrama de mollier del R-22.

NOMENCLATURA UTILIZADA.

QR o Q_R: Calor rechazado. (Btu/lbm)

ER: Efecto refrigerante. (Btu/lbm)

Ws o W_s: Trabajo suministrado o neto (Btu/lbm)

H o h: Entalpía (Btu/lbm)

T1: Temperatura del evaporador (°R)

T3: temperatura del condensador (°R)

P1: Presión del evaporador (Psia)

P3: Presión del condensador (Psia)

Teórico: Datos de la experimentación teórica.

Ideal: Datos de la práctica.

COP: Coeficiente de operación

Voltaje: Volts

Potencia: Watts

Corriente: Amperes.

Q_{ext}: Calor extraído.

M_{Pa}: Mega pascales.

Kpa: Kilo pascales.

Lbm: Libras masa.

Btu: Unidad térmica británica.

° **R**: Grados Ranking.

° **F**: Grados Fahrenheit.

° **C**: Grados centígrados.

PCC: Presión del condensador constante.

PCV: Presión del evaporador constante.

Psia: libras sobre pulgada al cuadrado.

T: Temperatura.

S: Entropía.

LISTA DE FIGURAS.

Figura I.1. Esquema del ciclo de compresión de vapor.

Figura I.2. Diagrama p-h del ciclo de compresión de vapor

Figura I.3. Sistema de Refrigeración

Figura I.4. Evaporador

Figura I.5. Compresores.
Figura I.6. Condensador.
Figura I.7. Válvula de expansión.
Figura I.8. Balance térmico de un evaporador.
Figura II.1 Diagrama de flujo del programa de refrigeración
Figura III.1. Tutor de refrigeración y de aire acondicionado.
Figura III.2. Unidad Condensadora.
Figura III.3. Unidad compresora.
Figura III.4. Depósito de líquido.
Figura III.5. Unidad evaporadora.
Figura III.6. Válvula de expansión.
Figura III.7. Medidores de presión.
Figura III.8. Filtro secador.
Figura III.9. Válvula de expansión.
Figura III.10 Tutor de refrigeración y A.A. / feedback.
Figura III.11. Extremo del termopar tipo "T".
Figura III.12.A. Bus de conexiones de termopares al adquisitor.
Figura III.13. Pantalla del adquisitor.
Figura III.14. Mirilla de líquido del tutor de refrigeración.
Figura IV.1 Diagrama de flujo del proceso experimental.

LISTA DE TABLAS.

Tabla I.1 Nombres Comerciales de Refrigerantes.
Tabla I.2 Propiedades del R-22.
Tabla I.3 Propiedades del R-404a.
Tabla I.4 Clasificación de los refrigerantes por grado de seguridad.
Tabla I.5 Efectos fisiológicos de los refrigerantes.
Tabla I.6 Sustitución de Refrigerantes.
Tabla II.1. Balance de energía para el R-22.
Tabla II.2 Balance de energía para el R-134a.
Tabla II.3 Comportamiento del R-404a (HP-62).
Tabla II.2 Balance de energía para el R-134a.
Tabla II.3 Comportamiento del R-404a (HP-62).
Tabla II.4 Balance de energía para el refrigerante 22 (R-22) a PVC.

Tabla II.5 Balance de energía para el R-134a a presión del evaporador constante.

Tabla II.6 Balance de energía del R-404a (HP-62) a PVC.

La tabla III.1. Equipo utilizado en los experimentos.

Tabla III.2 Material utilizado en la práctica.

Tabla IV.1 Datos de experimento 1 del R-22 a presión del condensador constante a 174 psia.

Tabla IV.2 Datos de experimento 1 del R-22 a presión del evaporador constante a 29 psia .

Tabla IV.3 Datos de experimento 1 del R-134a a presión del evaporador constante a 122 psia.

Tabla IV.4 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del evaporador constante a 29 psia.

Tabla IV.5 Datos de experimento 2 del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia.

Tabla IV.6 Datos de experimento 2 del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia.

Tabla IV.7 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del condensador constante.

Tabla IV.8 Datos teóricos del R-134a a presión del condensador constante a 29 psia.

Tabla IV.9 Datos de experimento 2 del R-22 a presión del evaporador constante.

Tabla IV.10 Datos teóricos del R-22 a presión del evaporador constante.

Tabla IV.11 Datos de experimento 2 del R-134a a presión del condensador constante.

Tabla IV.12 Datos teóricos del R-134a a presión del condensador constante a 29 psia.

Tabla IV.13 Datos experimentales del R-134a a presión del evaporador constante.

Tabla IV.14 Datos teóricos del R-134a a presión del evaporador constante.

Tabla IV.15 Datos teóricos del R-404a a presión del condensador constante a 14.5 Psia.

Tabla IV.16 Datos teóricos del R-404a a presión del condensador constante a 14.5 psia.

Tabla IV.17 Datos teóricos del R-404a a presión del evaporador constante a 29 psia.

Tabla IV.18 Datos teóricos del R-404a a presión del evaporador constante a 17.41 psia.

LISTA DE GRAFICAS.

Grafica A1. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la temperatura del evaporador.

Grafica A2. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión del evaporador.

Grafica A3. Comportamiento del COP respecto a la presión de evaporación.

Grafica A4. Comportamiento del COP respecto a la Temperatura del evaporador.

Grafica B1. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del evaporador.

Grafica B2. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la presión del evaporador.

Grafica B3. Comportamiento del refrigerante 134a COP respecto a la presión del evaporador.

Grafica B4. Comportamiento del refrigerante 134a COP respecto a la temperatura del evaporador.

Grafica C1. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la temperatura del evaporador.

Grafica C2. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la Presión de evaporador.

Grafica C3. Comportamiento del refrigerante 404a COP respecto a la temperatura del evaporador.

Grafica D1. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la temperatura de evaporación.

Grafica D2. Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión de evaporación.

Grafica D3. Comportamiento del refrigerante 22 COP vs. Temperatura de evaporación.

Grafica D4. Comportamiento del refrigerante 22. COP vs. Presión de evaporación.

Grafica E1. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del condensador.

Grafica E2. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la presión del condensador.

Grafica E3. Comportamiento del refrigerante 134a. COP Vs. presión del condensador.

Grafica E4. Comportamiento del refrigerante 134a respecto a la temperatura del condensador.

Grafica F1. Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la presión del evaporador constante.

Grafica F2. Comportamiento del refrigerante 404 respecto a la Temperatura del condensador.

Grafica F3. Comportamiento del refrigerante 404. COP Vs. Temperatura del condensador.

Grafica F4. Comportamiento del refrigerante 404a. COP Vs. Presión del condensador.

Grafica IV.1 Comportamiento del refrigerante 22 respecto a la presión del evaporador.

Grafica IV.2 Comportamiento del refrigerante 22 Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.3 Comportamiento del refrigerante 134a Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV. 4 Comportamiento del refrigerante 134a Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.5 Comportamiento del refrigerante 404a Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV. 6 Comportamiento del refrigerante 404a respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV. 7 Comparación del COP Ideal y COP Teórico.

Grafica IV. 8 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV. 9 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.10 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.11 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.12 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.13 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.14 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.15 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.16 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.17 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.18 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.19 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.20 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.21 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.22 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.23 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.24 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.25 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.26 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del evaporador.

Grafica IV.27 Comparación del COP Ideal y COP Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.28 Comparación del Ws Ideal y Ws Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.29 Comparación del QR Ideal y QR Teórico Respecto a la Presión del condensador.

Grafica IV.30 Comparación del ER Ideal y ER Teórico Respecto a la Presión del condensador.

BIBLIOGRAFIA.

- Roy J. Dossat, principios de refrigeración, edit. CECSA, decima octava reimpresión México 1998. Page 365. [1]
- Rodrigo Montaña, Refrigeración y aire acondicionado, edit. Prentice Hall internacional, 1era edición 1997. [2]
- Ángel L. M. (2004). Aire acondicionado. Barcelona: Ceac. [3]
- Ángel L. M. (2007). Técnicas de climatización. Barcelona: Ceac. [4]
- Goribar, H. (1999). Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. México: Limusa [5]
- Llorens M. (2002). Calefacción. Barcelona: Ceac. [6]
- Llorens M. (2002). Calefacción. Barcelona: Ceac. [7]
- Ari. (1999). Manual de refrigeración y aire acondicionado. 3ª. Edición. México. Ed. Prentice Hall Hispanoamericana S.A. [8]
- Botero y Montaña (1986). Refrigeración y aire acondicionado. México. Ed. Prentice Hall Hispanoamericana S.A. 873 pp. [9]
- Gildardo Yañez 2006. Buenas prácticas en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. México: ONUDI, SEMARNAT. 192 pp. [10]
- Jennings Lewis (1983). Aire acondicionado y refrigeración. México. Ed. 11ª.CECSA. 800 pp. [11]
- Walter n. Alerich (2001). Control de motores eléctricos. México. Ed. Diana. 223 pp. [12]

- Whitman Johnson (1997). Tecnología de refrigeración y aire acondicionado. México. Ed. Marcombo S.A. 1133 pp. [13]
- Carrier (1996). Manual de aire acondicionado. España. Ed. Marcombo S.A. [14]
- <http://www.revistaindustriayalimentos.com/r21/reportaje.htm> [15]
- Jean-Georges, Refrigeración industrial, edit. Paraninfo S.A [16]
- http://www.mundohvacr.com.mx/articulos.php?id_sec=2&id_art=137 [17]
- http://74.125.45.104/search?q=cache:ZL_d6yRq4gUJ:www.wlym.com/~spanish/calentamiento_global/AgujerosCapaDeOzono_intro.pdf+AgujerosCapaDeOzono_intro&hl=es&ct=clnk&cd=1&gl=mx [18]
- http://cienbas.galeon.com/01Refrig_trad.htm [19]
- [http://74.125.95.104/search?q=cache:zpbA00-0s6oJ:www.emersonclimatecustomer.com/ctp/am/html/whslr/Spanish/docs/Refrigerantes%20520\(Refrigerants\).pdf+refrigerantes+halogenados&hl=es&ct=clnk&cd=5&gl=mx](http://74.125.95.104/search?q=cache:zpbA00-0s6oJ:www.emersonclimatecustomer.com/ctp/am/html/whslr/Spanish/docs/Refrigerantes%20520(Refrigerants).pdf+refrigerantes+halogenados&hl=es&ct=clnk&cd=5&gl=mx) [19]
- <http://www.ecofreezeinternational.com/?q=es/node/61> [21]
- http://www.mundohvacr.com.mx/articulos.php?id_art=147&id_sec=2 [22]
- www2.dupont.com/.../Tabla%20PT%20Frente%20y%20Vuelta_Nov201. [23]

El Aire Acondicionado. Tipos de aire acondicionado. Sistemas de Refrigeración. [24]

www.Elaireacondicionado.com

Emerson. Climate Technologies. Emerson climate technologies works closely with oem to introduce new refrigeration product line. [En línea]. Consultado el 18 de Diciembre de 2008. [25]

www.copeland-corp.com

Refrigeración especializada comercial, S. A. de C. V. Componentes de refrigeración. [En línea] Consultado el 20 de Diciembre de 2008. [26]

www.recsarefrigeracion.com.mx/

[http://74.125.95.104/search?q=cache:zpbA000s6oJ:www.emersonclimatecustomer.com/ctp/am/html/whslr/Spanish/docs/Refrigerantes%2520\(Refrigerants\).pdf+historia+del+refrigerante+ideal&hl=es&ct=clnk&cd=1&gl=mx](http://74.125.95.104/search?q=cache:zpbA000s6oJ:www.emersonclimatecustomer.com/ctp/am/html/whslr/Spanish/docs/Refrigerantes%2520(Refrigerants).pdf+historia+del+refrigerante+ideal&hl=es&ct=clnk&cd=1&gl=mx) r. Refrigerante ideal. Page5. [27]

https://es.wikipedia.org/.../Protocolo_de_Kioto_sobre_el_cambio_climático... [28]

www2.dupont.com/Refrigerants/es_MX/ [29]

www.ehowenespanol.com [30]

Frionline.net [31]