



**DECANATO DE INGENIERÍA E INFORMÁTICA
ESCUELA DE INGENIERÍA**

Trabajo de grado para optar por el título de:
Ingeniero Eléctrico Mención Eléctricos de Potencia.

**PROPUESTA DE UN SISTEMA DE FRIO ALIMENTARIO UTILIZANDO CO2 COMO GAS
REFRIGERANTE EN LA TIENDA LA SIRENA JOSÉ CONTRERAS, SANTO DOMINGO, R.D.**

Sustentantes

Héctor Rafael Pena Hernández

2009-0604

Djemson Boutin

2008-1585

Los conceptos emitidos en el
Presente trabajo, son de la exclusiva
Responsabilidad de los sustentantes.

Santo Domingo, D. N. República Dominicana
Mayo, 2015

RESUMEN

Con el fin de hacer frente a las nuevas legislaciones que buscan minimizar el impacto ambiental, en la actualidad se están llevando a cabo diversos estudios en el entorno de los sistemas de refrigeración, que buscan nuevas alternativas a los refrigerantes tradicionales.

Una de las alternativas que más se está analizando en los últimos años consiste en la utilización del dióxido de carbono (CO_2) ya que, además de ser un residuo fácilmente recuperable de muchos procesos industriales, posee unas características que lo hacen comparable a nivel de prestaciones con otros fluidos utilizados actualmente.

El proyecto consiste en el diseño del sistema de refrigeración de un supermercado la Sirena José Contreras, puesto que dicho sistema consta de un circuito primario que utiliza un refrigerante tradicional (R404A), el objetivo del trabajo de tesis es hacer una combinación entre (R404A) con el circuito secundario (R744) que es CO_2 .

La utilización de CO_2 como refrigerante esta aun en vías de desarrollo, pero representa una buena alternativa para reducir el impacto ambiental en los sistemas de refrigeración, especialmente en aquellos en que sea prioritaria la necesidad de minimizar los riesgos ante una eventual fuga.

Con el fin de contribuir y fomentar el uso del fluido natural CO_2 como refrigerante, se ha elaborado el presente trabajo de tesis que está centrada en estudios teóricos a partir de la observación del funcionamiento de una planta frigorífica de compresión de vapor que emplea CO_2 como refrigerante en condiciones supercríticas. Esta nueva iniciativa permite minimizar al máximo el impacto medioambiental generado por las emisiones de refrigerantes artificial.

Dedicatorias

Toda mi carrera y esta tesis está dedicada a mi **Dios Padre**, porque sin el nada es posible

A mi madre (**Maria Alejandrina La Paz Hernández**), por ser pilar fundamental en este proceso y estar conmigo incondicionalmente.

A mi padre (**Lic. Hector Rafael Pena Feliz**) por ser mi apoyo e inspiración de que nunca es tarde para hacerse profesional.

Hector Pena

Agradecimientos

Primeramente a **Dios Padre** al que le debo todo y me ha permitido ser hoy el Ingeniero Eléctrico que siempre soné. El tiempo de Dios es perfecto y su plan es más grande que el nuestro, gracias Papa Dios porque en momentos de dificultad me escuchaste y me mostraste el camino. Te amo y te agradeceré infinitamente cada día la misericordia que has tenido conmigo.

A mi **Madre (Maria Alejandrina La Paz Hernández)**, quien lo ha dado todo por mí, se ha entregado en cuerpo y alma a lo largo de mi vida y mi universidad. Es una madre ejemplar dedicada a sus hijos al 100 %, quien se levantaba a decirme ya es hora de irte, desayuno listo y ropa preparada. Mi madre ha sido mi columna vertebral en todos los procesos de mi vida y su crianza me ha dado la fortaleza de seguir por encima de los obstáculos. Te agradezco y te agradeceré siempre el trabajo que has hecho conmigo y mis hermanos. Dejándote de poner una ropa nueva para darnos un pasaje te amo madre querida!

A agradezco a **mi Padre (Lic. Hector Rafael Pena Feliz)**, el hombre que siempre está ahí incondicionalmente, mi amigo de confianza quien siempre ha creído en mí y se ha esforzado en apoyarme en todas mis decisiones, orientándome y enseñándome de todas sus vivencias. Papi te amo mucho, mi carrera ha sido posible por ti, sobretodo económicamente, en momentos de dificultades siempre has hecho el esfuerzo de que no me falte nada y jamás voy a olvidar cada esfuerzo realizado. Tú has sido mi mayor ejemplo a seguir por ser un hombre de extrema fortaleza y firmeza.

A mis familiares, quienes esperaron con ansias este momento y aportaron con sus bendiciones para que mi profesión se haga realidad, debo agradecer a mi abuela (**Dona Nena**) por haber sido parte fundamental de mi crianza y ser humano ejemplar para todos, sé que desde el cielo esas oraciones no me faltaron, siempre te recordare con mucho amor, como mi Guela, aún me duele tu partida.

A mis hermanos Edwin Pena, Suley Pena, Rijo Pena, Rijo Hector Pena, Mónica Pena, Yajaira Pena, Anaica Pena y Francis quienes de alguna manera se interesaron siempre porque terminara mi carrera a (**Huascar Leónidas Suero Hernández y Genaro Cesar Suero Hernández**) mis hermanos a quienes protejo más que a mi vida y con el solo hecho de estar a mi lado ya han aportado siendo buenos hijos y muchachos de bien, espero ser de su ejemplo para sus respectivas superaciones, nunca se rindan Mami los quiere ver realizados.

A mi **primo hermano (hermano) Jean Carlos Pena Hernández**, con quien he compartido consejos de altísima importancia a quien quiero y respeto y siempre ha estado a mi lado siendo incondicional con todo, ayudándome en esos momentos clave donde sin pensarlo dos veces dejaba cualquier compromiso a un lado, te quiero mucho mi hermano

A mi padrastro (**General Suero Jiménez**) porque sé que ha estado ahí siendo un hombre responsable en la casa, casa donde vivo y nunca ha faltado nada gracias a él y a Dios, quien le decía a mi madre en silencio cuidado con Hector, como le está yendo en la universidad? Quien en

momentos donde no tuve trabajo me ayudo con los pasajes de la universidad, siempre estaré agradecido con usted.

A mi **novia (Lisayda Carolina Peguero Colon)** por ser una mujer que me ha apoyado con todo su corazón y nunca se ha perdido con las atenciones para conmigo, gracias por ser mi tranquilidad y mi paz en esta última etapa de mí transcurrir por la universidad, mi amor espero que Dios siga permitiendo todo lo lindo de nuestra relación.

A nuestro **Asesor (Ing. Cesar Feliz)** quien se ha fajado con nosotros orientándonos en cada paso de esta tesis, aportando todos sus conocimientos y experiencias. Es un profesional de altísimo nivel y con mucho que entregar, maestro le agradezco de corazón toda su dedicación y motivación para que esta tesis sea posible.

A mis amigos **Edward Castillo** quien siempre creyó en mí y aportó con su sincera amistad siendo una persona con quien contar, te quiero mucho. **Demio Santos** quien ha sido una persona incondicional y ha estado en los momentos importantes te aprecio mucho mi amigo y hermano, quien en momentos siempre me decía (váyase para su universidad) espero por la tuya!

A mi compañero de tesis **(Ing. Djemson Boutin)** por demostrar tanto empeño e interés en nuestro trabajo y haber podido contar con toda su disposición y entrega. Se las limitaciones que tienes con el español y a pesar de eso trabajaste como todo un profesional, estoy orgulloso de ti.

Hector Pena

DEDICATORIAS

A Dios: porque sin su bendición nada habría posible.

Mis padres: (Boutin Antoine Duqueres y Lucienne Alfred) por su amor y entrega incondicional que aportaron que pueda realizarme profesionalmente.

Mi Tía y Tío: Francoise Charles y Eril Timothé

A mi novia: Chery Stephine

Boutin Djemson

AGRADECIMIENTOS

A Dios: porque sin el nada es posible, por darme fortaleza necesaria para estar donde estoy y por darme las oportunidades y la sabiduría para saber decidir lo correcto en cada una de ellas

A mis padres: Lucienne Alfred y Françoise Charles ,Boutin Antoine Duqueres y Timothé Eril, por estar en todos los momentos de mi vida, por ser incondicional, por hacer tantos sacrificios sin esperar nada, por ser la mejor madre, por ser un apoyo fuerte y sostenerme en los momentos difíciles. Por siempre guiarme por el buen camino y por ser quien hoy soy.

A mi novia: Stephine Chery por haberme apoyado en todo, por ser una buena compañía en todos los momentos, por los sacrificarse por mí y cultivar en mi respecto, comprensión y amor.

A mis hermanos: Marie Emmanuela, Jean Cherlin, y Jimmy Boutin, por estar siempre al pendiente de mí durante todo el recorrido de mi carrera.

A mis compañeros: por darme una mano amiga cuando más lo necesite, por ser más que compañeros, amigos en etapa de mi vida.

A mi compañero de tesis: Ing.Héctor Pena por superar juntos todas las adversidades, por la armonía y el respecto existente entre nosotros, por apoyarme sin ningún interés.

Boutin Djemson

INDICE GENERAL

RESUMEN

DEDICATORIAS

AGRADECIMIENTOS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABLAS

INTRODUCCION

CAPITULO I

SISTEMAS DE REFRIGERACION

1.1. Sistema por absorción.....	17
1.2. Sistema de compresión.....	18
1.3. Ciclo mecánico de refrigeración.....	20
1.4. Descripción de las partes que componen un sistema de Refrigeración mecánica.....	21
1.5. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	24
1.6. Análisis operativo de un sistema por compresión.....	32
1.7. Análisis de operación de un sistema de refrigeración.....	42
1.8. Determinación del punto de operación de Los equipos.....	63

CAPITULO II

TOPICOS ESPECIALIZADOS

2.1. Refrigeración por absorción con amoníaco.....	64
2.2. Refrigeración por absorción con bromuro de litio –agua.....	78
2.3. Refrigeración por compresión usando amoníaco (R717) como sustancia de trabajo.....	88
2.4. Uso de los nuevos refrigerantes y procesos para el reemplazo de los viejos refrigerantes.....	93

CAPITULO III

3. Sistema de refrigeración por co2 como refrigerante secundario

3.1. Historia del dióxido de carbono como refrigerante.....	113
3.2. Refrigerantes secundarios.....	114
3.2.1 Agua.....	114
3.2.2 Glicoles inhibidos.....	114
3.2.3 CO2.....	115
3.4 Descripción del circuito del supermercado la Sirena José contreras.....	118
3.5 Ventajas y desventajas del sistemas co2.....	120
3.5.1 Ventajas del sistema CO2.....	121
3.5.2 Desventajas del sistema CO2.....	123
3.6 Detalles técnicos de equipos instalados en la sirena José Contreras.....	124
3.7 determinación de la factibilidad técnica de un sistema de CO2 para el supermercado La Sirena José Contreras.....	125
3.8 Análisis Comparativo sistema existente R404A con CO2 como sistema secundario.....	125
3.9 Desventaja del sistema actualmente instalado en La Sirena José Contreras Operando con (R404A).....	125

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

LISTA DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura 1-1: Ciclo de refrigeración por absorción.....	19
Figura 1-2: Ciclo de refrigeración por compresión.....	20
Figura 1-3: Sección esquemática a través de una válvula de gas operada con solenoide.....	24
Figura: Diagrama 1-1: Presión de un ciclo saturado de refrigeración trabajando a una temperatura vaporizante de 50°F (Refrigerante 12).....	26
Figura: Grafico: Análisis gráfico temperatura de succión condensante.....	34
Figura 1-4:.....	37
Figura 1-5:.....	39
Figura 1-6:.....	60
Figura 1-7:.....	61
Figura 1-8: Línea de saturación.....	63
Figura 1-9: Representación del punto de operación de cualquier bomba o abanico contra la curva dinámica del sistema tubería o conductor.....	63

CAPITULO II

Figura 2-1: Esquema del proceso.....	66
Figura 2-2:.....	67
Figura 2-3:.....	68
Figura 2-4:.....	70
Figura 2-5:.....	71
Figura 2-6:.....	72

Figura 2-7: Enfriador de líquido por absorción.....	80
Figura 2-8:.....	83
Figura 2-9:.....	84
Figura 2-10:.....	85
Figura 2-11:.....	86
Figura 2-12:.....	89
Figura 2-13: Diagrama esquemático de un condensador evaporativo.....	90
Figura 2-14: Torre de enfriamiento de tiro forzado.....	91
Figura 2-15: Torre de enfriamiento pequeña de tiro inducido.....	91
Figura 2-16.....	96

CAPITULO III

Figura 3-1: Temperatura de saturación.....	116
Figura 3-2: Del ciclo de refrigeración con CO ₂	118
Figura 3-3: Ciclo del 404 ^a	120
Figura 3-4: Ciclo del co ₂	120
Figura 3-5: Diagrama de fase del CO ₂	122

LISTA DE TABLAS

CAPITULO I

TABLA A-1-1: Selección unidad condensadora.....	38
TABLA A -1-2: Selección unidad evaporación.....	39
TABLA 1-3: Diseño de evaporador.....	37
TABLA1-4 Cambio de freón 12 por freón 22, freón 502.....	45

TABLA 1-5: Refrigerante freón 22 monoclorodifluorometano, propiedades de líquido vapor.....	48
TABLA 1-6: HCF-134 A propiedades de vapor saturado tabla de temperatura.....	51
TABLA 1-7: Sistema de numeración de refrigerantes (ASHRAE).....	53

CAPITULO II

Cuadro A.....	74
Cuadro B.....	75
TABLA 2-1 a: Reemplazo R-11.....	109
TABLA 2-1 b: Reemplazo R-22.....	111
TABLA 2-1 c: Reemplazo R-502.....	111
TABLA 2-2: Comparación de las propiedades físicas del R-12.....	112

CAPITULO III

TABLA 3-1: Comparativa para dos presiones de saturación diferente.....	117
TABLA 3-2: OSHA safety.....	118
TABLA 3-3: Propiedades físicas de algunos refrigerantes.....	122
TABLA 3-4: Resumen de equipos.....	124

INTRODUCCION

Desde el punto de vista de la prevención y el control integrados de la contaminación, la refrigeración industrial es un problema importante.

El Programa Nacional de Ozono (PRONAOZ) es la unidad ejecutora del Programa País para la protección de la Capa de Ozono en la República Dominicana que opera desde el Viceministerio de Gestión Ambiental.

En el 1995, República Dominicana inició su proceso de incorporación al Protocolo de Montreal para la eliminación de las Sustancias Agotadoras del Ozono (SAOs), y en ese mismo año es formalmente aceptada por el Comité Ejecutivo.

Uno de los proyectos más importante ejecutado por el país ha sido el Plan Terminal para la Eliminación de todas los agentes refrigerantes conocidos como CFC con un presupuesto total de unos US\$ 1,700,000.00 el cual se realizó en un tiempo de cuatro años y medio.

En la actualidad el país trabaja en la elaboración del proyecto de eliminación gradual de los HCFC, lo que representa un reto más para el país, tal vez el más importante que enfrentará desde su inserción en el Protocolo de Montreal en 1995.

La República Dominicana ejecutó, desde 1996 hasta la fecha, un total de seis proyectos demostrativos. A esos proyectos hay que sumarle además, los Planes terminales para la eliminación definitiva de los CFC y del Bromuro de Metilo como fumigante agrícola, ambos finalizados en el año 2010 con indiscutible éxito en todos sus componentes y actividades. El total de dinero invertido para estos proyectos supera la suma de los US\$ 5, 000,000.00.

A partir del año 2003 el Protocolo de Montreal decidió, a través de su Comité Ejecutivo, la implementación de los Planes Terminales de Eliminación de SAOs, en los países miembros del Protocolo que actúan al amparo del artículo 5 para que los mismos puedan cumplir con las metas y compromisos previstos dentro de los calendarios de eliminación de las SAOs listadas por el Protocolo.

El Protocolo de Montreal ha sufrido cinco modificaciones, las mismas fueron presentadas en las reuniones de Londres en 1990, Copenhague en 1992, Viena 1995, Montreal 1997 y Beijing 1999, en este sentido el país ha ratificado todas y cada una de las enmiendas citadas.

El dióxido de carbono ha sido utilizado como un refrigerante entre mediados y finales del siglo XIX. Con la introducción de los fluorocarbonos en la década del 1930, el CO₂ cayó en desuso en los años 50. Sin embargo, debido a su bajo impacto ambiental, el CO₂ ahora recupera popularidad por parte de los diseñadores de sistemas de refrigeración cuando se busca una alternativa a los fluorocarbonos.

El CO₂ adecuado para su uso como refrigerante es comúnmente llamado R744 en la industria de la refrigeración y del aire acondicionado.

En años recientes y debido a la problemática ha originado el calentamiento mundial, en el campo de la refrigeración se ha incrementado el interés por utilizar refrigerantes naturales e hidrocarburos con bajo potencial de calentamiento mundial, este es el caso de la utilización del refrigerante R744 (CO₂) como fluido frigorífero que ha sido visto como una alternativa adecuada a los actuales refrigerantes en la comunidad científica. Hoy en día, el R744 cada vez está retomando presencia en el campo de la refrigeración a nivel internacional, así pues, el presente trabajo tiene la finalidad de dar a conocer su potencial como refrigerante natural.

La utilización de CO₂ como refrigerante esta aun en vías de desarrollo, pero representa una buena alternativa para reducir el impacto ambiental en los sistemas de refrigeración, especialmente en aquellos en que sea prioritaria la necesidad de minimizar los riesgos ante una eventual fuga y además de ser un residuo fácilmente recuperable de muchos procesos industriales

Debido a los esfuerzos internacionales para reducir el daño a la capa de ozono y evitar el calentamiento global del planeta, Se está intentando reducir el uso y la emisión de ciertos refrigerantes a la atmosfera, por lo que cada vez hay menos opciones disponibles para los usuarios de refrigerantes a gran escala. Así pues, la industria se ha visto forzada a buscar otras alternativas.

Además, las medidas de seguridad cada vez son más estrictas, por lo que hay que disminuir el riesgo de intoxicaciones causadas por una posible fuga de refrigerante, así como el coste que supone la recarga del mismo.

Existe una cantidad grande de refrigerantes actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales .Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como **punto de ebullición, calor específico, calor latente, densidad** y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

Una de las alternativas más interesantes consiste en utilizar un sistema de refrigerante R744 que es un gas a base de dióxido de carbono de alta pureza (CO₂) con un contenido de humedad de menos de 10 partes por millón. El bajo contenido de humedad permite que el refrigerante trabaje con más eficacia y sobretodo, que tenga un menor impacto corrosivo en los sistemas de refrigeración.

Por otro lado, al determinar que el refrigerante R744 se va a utilizar en una aplicación particular, debe tenerse en cuenta los aspectos relacionados con la corrosión, toxicidad, inflamabilidad y

precio. Es importante que el fluido no cause ningún problema material, que sea medioambientalmente aceptable, y que se pueda manejar sin peligro.

Una de las ventajas que presenta el CO₂ sobre otros refrigerantes es la presión de operación la cual es superior a todos los refrigerantes convencionales y de nueva generación (aproximadamente diez veces mayor a la del amoníaco, R404A, R134A, R22, R12. Esta peculiaridad obliga al uso de equipos especiales para su manejo. Sin embargo, al mismo tiempo ofrece ventajas que ningún refrigerante tiene. La alta presión lo convierte en un gas de alta densidad de acuerdo a sus propiedades termodinámicas, esto hace que se pueda conseguir un efecto refrigerante mayor con poca masa circulando en el sistema de compresión de vapor.

El CO₂, para un mejor rendimiento, requiere la instrumentación adecuada para el control y la medida de los parámetros más representativos. Por la necesidad de evaluar los factores que intervienen en el funcionamiento de R744 para óptimo rendimiento de la misma, el diseño del sistema de refrigerante para caracterizarlas es fundamental para la implementación de un sistema de R744. En este trabajo, se presenta una metodología para la selección de los diferentes sistemas de refrigeración y su interés en cuanto a eficiencia e impacto ambiental. La necesidad de realizar instalaciones minimizando dicho impacto es cada vez mayor, tanto por exigencia en la gestión de gases fluorados con efecto invernadero como por la demanda de mayor eficiencia energética.

De esta manera, la nueva generación de refrigerantes debe cumplir con condiciones especiales, no solo de ser ambientalmente amigables, sino que además deben proporcionar eficiencias energéticas altas en las instalaciones donde sean utilizados, ello conlleva a una reestructuración en las instalaciones actuales debido a que la mayor parte de las instalaciones de frío en el mundo aun utilizan refrigerantes amoníaco. La República Dominicana no es la excepción.

Actualmente en la República Dominicana todavía no hay un sistema frío refrigerante R744, y sin duda, estas tecnologías se desarrollarán este año en el país, en la Tienda de la Sirena José Contreras, Santo Domingo, RD.

Además, las medidas de seguridad cada vez son más estrictas, por lo que hay que disminuir el riesgo de intoxicaciones causadas por una posible fuga de refrigerante, así como el coste que supone la recarga del mismo.

Una de las alternativas más interesantes consiste en utilizar un sistema indirecto donde el refrigerante más tóxico se confina en la sala de máquinas (refrigerante primario), y el secundario sea no tóxico y vaya hacia los evaporadores a lo largo de toda la instalación (en este caso el supermercado).

Los sistemas indirectos con refrigerantes secundarios introducen un coste añadido debido a la bomba y al intercambiador de calor, además de un incremento en la diferencia de temperatura. Sin embargo, en la práctica el consumo total de energía a lo largo del año puede ser inferior al de un sistema directo.

En el caso de los sistemas indirectos, el calor se transfiere a un refrigerante secundario, que puede ser cualquier líquido enfriado por el refrigerante y utilizado para transferir calor sin cambiar de fase (fluido frigorífero: salmueras y similares), o con cambio de fase (fluido frigorífero: CO₂ o ice-slurry).

En cualquier caso, existe la necesidad de encontrar un fluido secundario adecuado, y todos los líquidos utilizados tienen algunos aspectos negativos que se expondrán más adelante. No obstante, el reto más difícil se encuentra a bajas temperaturas

Como objetivo general se desarrollará un modelo comparativo entre los sistemas de refrigeración que más se utilizan en aplicaciones industriales como el R-404A frente a la tecnología de Co₂ en términos de eficiencia energética e impacto medio ambiental

A continuación, se presenta la forma en que los capítulos están distribuidos. En el primer capítulo, de manera muy detallada se presenta al lector los conceptos fundamentales de refrigeración. En el segundo capítulo se desarrollan las diferentes tecnologías de refrigeración y se hace una comparación de las ventajas y desventajas frente a la utilización del refrigerante R744. En tercer capítulo se desarrollan un sistema de refrigeración por CO₂ (R744) como refrigerante secundario en el supermercado La Sirena de la Jose Contreras donde se habla de las capacidades de refrigeración instaladas, detalles técnicos de los equipos, de forma comparativa las ventajas y desventajas del sistema propuestos y la factibilidad técnica para la aplicación del sistema de CO₂ como refrigerante secundario.

CAPITULO 1-CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1. Sistema de refrigeración.

Debido a que el hombre desde época remota viene luchando por adaptarse al medio ambiente, ha inventado diferentes sistemas y equipos entre los que se cuentan los sistemas de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración más utilizados son: El sistema de refrigeración por combustión o sistema de absorción, y el sistema de refrigeración mecánica o sistema de compresión.

1.1 Sistema por absorción.

El sistema de absorción difiere del sistema de compresión en que utiliza energía térmica en lugar de energía mecánica para conseguir las condiciones necesarias para completar un ciclo de refrigeración.

En este sistema, el compresor de una instalación del tipo de compresión es reemplazado por un absolvedor, un generador y una bomba.

La misión de estos tres aparatos es aumentar la presión del refrigerante hasta alcanzar la presión deseada en el condensador.

Los componentes principales de un sistema de absorción son los siguientes:

- a) **Sección de evaporación** .El agua es enfriada por evaporación del refrigerante que es rociado sobre los tubos de agua.
- b) **Sección de absorbedor**. El vapor del agua evaporada es absorbida por el absorbente y el calor de absorción es disipado por circulación de agua.
- c) **Sección de generador**. El calor es adicionado en forma de vapor o de agua caliente para hacer que hierva el refrigerante del absorbedor y reconcentrar la solución.
- d) **Sección de condensador**. El vapor de agua producido en el generador es condensado por el agua del condensador que circula en esta sección.
- e) **Bomba de evaporación**. Hace circular la presión del refrigerante sobre los tubos de la sección del evaporador.
- f) **Bomba de la solución**. Estas bombean la solución hasta el generador y hasta el conector de pulverización del absorbedor.
- g) **Intercambiador de calor**. La solución diluida que es bombeada hasta el generador desde el absorbedor es calentada por la solución caliente concentrada que es reformada al absorbedor.

- h) **Unidad de pulga.** Se emplea para eliminar los vapores no condensables del sistema y mantener una presión baja en este.

Los componentes utilizados en una instalación simple de refrigeración del tipo absorción están representados en la figura 1.1 que representa un sistema de absorción que usa amoníaco agua amoniacal.

El refrigerante más utilizado en este sistema es el amoníaco, empleándose este gas por su afinidad química con el agua.

1.2. Sistema de compresión

Estos sistemas utilizan energía mecánica para conseguir las condiciones necesarias para completar un ciclo de refrigeración. Incluyen los aparatos de vapor de agua (al vacío) que utilizan eyectores de vapor o compresores centrífugos, así como también, los compresores de embolo y rotativos, que trabajan con refrigerantes apropiados.

Los eyectores de vapor y compresores centrífugos se emplean cuando se necesita conseguir una presión absoluta muy baja en la cámara de vaporización y en el recinto de donde se ha de enfriar el agua.

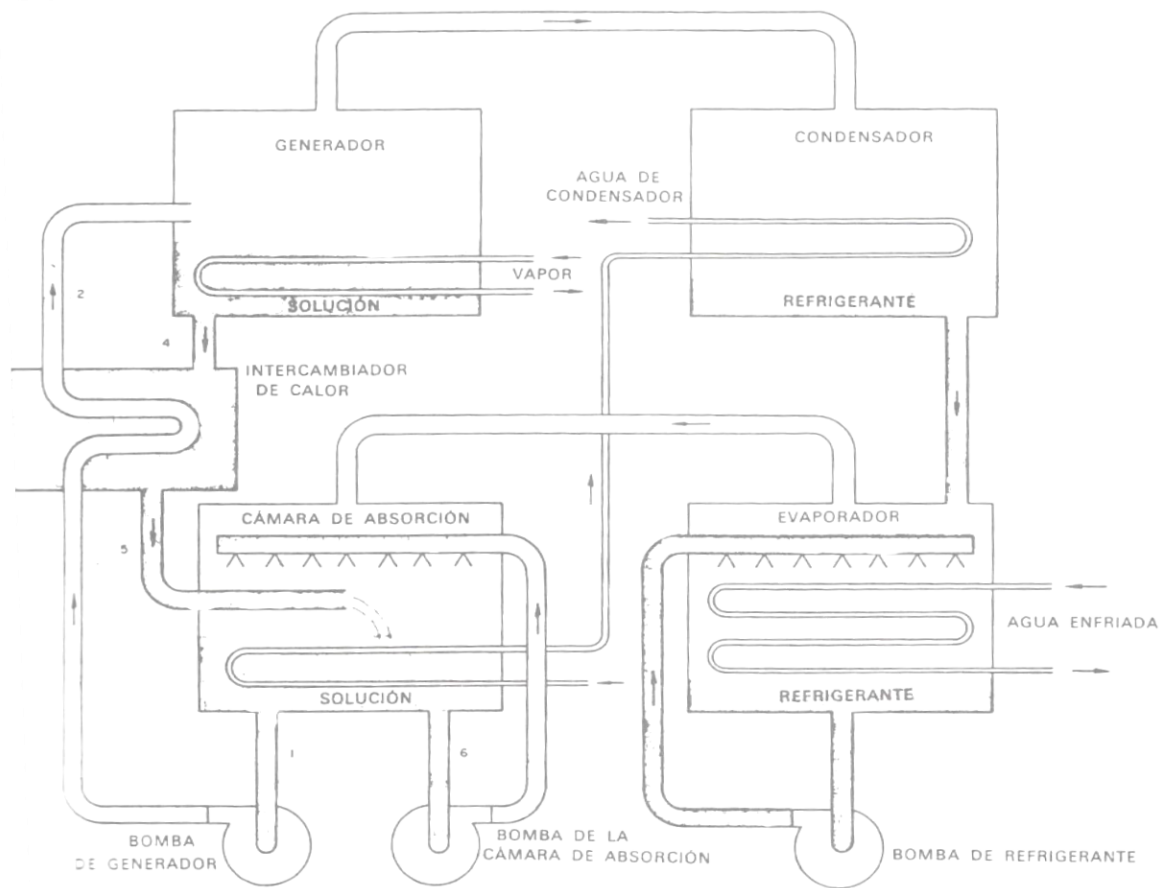


FIGURA 1-1 Ciclo de refrigeración por absorción

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [23]

El sistema de refrigeración con compresores de émbolos es el más utilizado por la refrigeración moderna, por lo que se describirá su ciclo mecánico, la parte que lo componen, así como su análisis operativo, de acuerdo a la figura1-2.

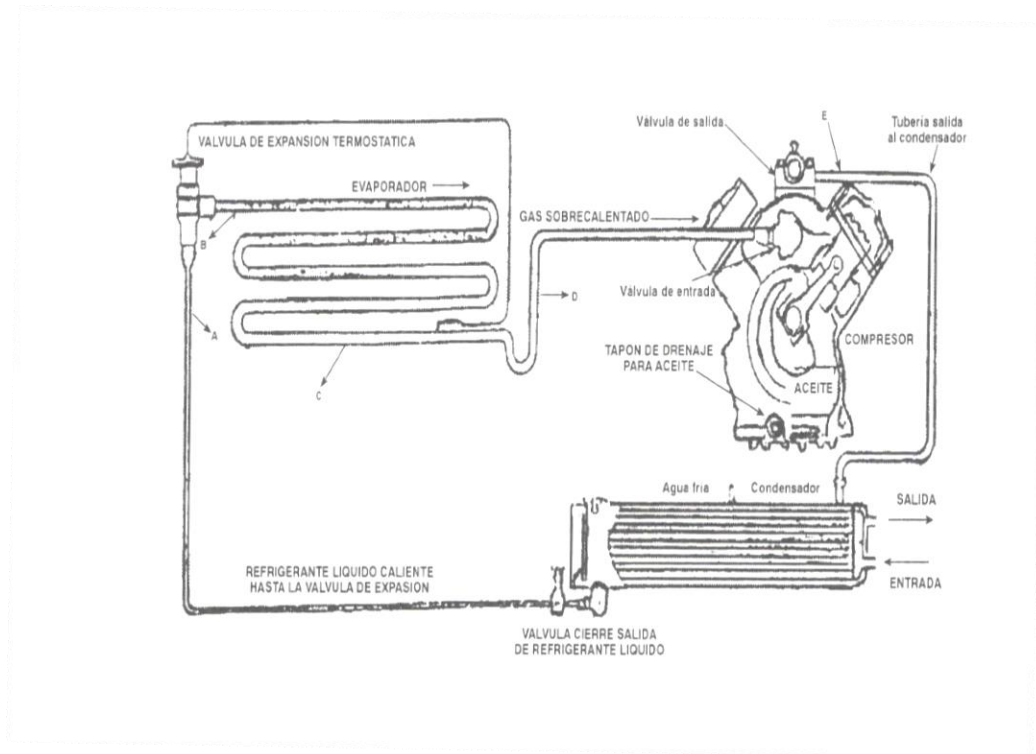


FIGURA 1-2 Ciclo de refrigeración por compresión

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [24]

La refrigeración mecánica hace posible el control de la presión y de la temperatura del refrigerante en ebullición y también el uso repetido del mismo refrigerante con poca o ninguna pérdida de este.

1.3 Ciclo mecánico de refrigeración

Esta es la serie de procesos en una secuencia definida por la cual pasa un refrigerante que circula a través del sistema. El ciclo se inicia en algún estado o condición, pasa a través de una serie de procesos y regresa a su condición inicial. El ciclo de refrigeración simple, vapor, compresor, consta de cuatro procesos fundamentales:

1. Compresión.
2. Condensación.
3. Expansión.
4. Vaporización.

El proceso que tiene lugar en una instalación mecánica provista de compresor de embolo aparece representado en la figura 1-2.

El flujo refrigerante se introduce en el compresor y este se encarga de elevar tanto la presión como la temperatura. El compresor está conectado entre el evaporador y el condensador, y su función es aspirar el gas refrigerante vaporizado del evaporador, comprimirlo e impulsarlo hasta el condensador. Este gas comprimido y en régimen de alta presión pasa al condensador en donde se produce la licuación del refrigerante.

La refrigeración del condensador, por medio de aire o de agua atomizada, se encarga de absorber el exceso de calor y permitir que el dispositivo trabaje a temperatura adecuada. En este punto es donde se produce la descarga de calor al ambiente.

El líquido del circuito se almacena entonces en el depósito, llamado receptor, donde por conducción canalizada va al evaporador. Como el evaporador trabaja a baja presión y el refrigerante líquido está a una presión más o menos elevada, la válvula de expansión se encarga de enlazar estos distintos niveles de presión. Al vaporizarse este líquido, lo hace a una temperatura baja que sustraerá el calor del aire que se halla en contacto con las paredes de la unidad evaporadora.

1.4. Descripción de las partes que componen un sistema de refrigeración mecánica.

Equipos y dispositivos básicos.

Se denomina con este nombre a los elementos mínimos indispensables, que componen una frigorífica. En esta clasificación están:

- a) La unidad de condensación o grupo compresor.
- b) Unidad evaporadora.
- c) Los dispositivos de expansión

Unidad de condensación.

Estar formada por el motor, compresor, condensador, receptor, y reguladores que generalmente están montados sobre la misma base. Su función es la de comprimir los vapores de fluido refrigerante procedente del evaporador a fin de que mediante la compresión, puedan volver a licuarse.

El compresor tiene una doble función, poner en circulación el refrigerante y comprimir el vapor, elevando suficientemente su presión para poderlo condensar después la temperatura del ambiente normal. Para esto es necesario que la temperatura de saturación que corresponde a esta presión sea al menos 30°F por encima de la temperatura ambiente.

El condensador, este aparato se necesita porque al salir del compresor el refrigerante se encuentra en estado gaseoso. sin embargo la temperatura del refrigerante ha sido aumentada al punto de estar listo para ceder calor. Al circular el vapor del refrigerante por el condensador, este se enfria suficientemente para condensarlo y llevarlo a su estado líquido.

El condensador es sin duda alguna, el componente más sencillo del sistema de refrigeración. Este es un intercambiador de calor cuya superficie exterior está dotada de aletas de enfriamiento que sirven para disipar el calor del vapor (refrigerante).

Después que el vapor (refrigerante) se condensa; y regresa a su estado líquido, está en condiciones para volver a entrar en ebullición al pasar por el evaporador por medio de un tubo conectado entre esos aparatos.

Los condensadores son de tres tipos generales:

- a) Enfriado con aire
- b) Enfriado con agua
- c) Evaporativo

Los condensadores enfriados con aire, emplean el aire como medio condensante, mientras que los evaporadores enfriados con agua, emplean agua para condensar el refrigerante, los condensadores evaporativos emplean tanto aire como agua.

Unidad evaporadora

Esta unidad puede estar formada por uno o más evaporadores y está siempre colocada en la cámara de refrigeración. Esta unidad constituye la parte del sistema donde el refrigerante líquido hierve y se transforma en vapor.

El evaporador absorbe el calor del sitio en que se halla, o sea del recinto que ha de enfriar. La temperatura de ebullición del refrigerante debe ser siempre menor que la del medio ambiente, de modo que el calor vaya al refrigerante.

Debido a las muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, formas, tamaños y diseños. Se pueden clasificar de diferentes maneras tales como: tipo de construcción, métodos de alimentación del líquido, condición de operación, método de circulación de aire (o líquido), tipos de controles de refrigerantes y también por sus aplicaciones.

Los tres principales tipos de evaporadores son: de tubo descubiertos, de superficie de placa alambrada. Los evaporadores de tubos descubiertos y superficie de placa, se les clasifica algunas veces como

evaporadores de superficie primordial, debido a que para ambos tipos, la superficie completa queda más o menos en contacto con el refrigerante vaporizado.

Con el evaporador alertado, los tubos que conducen al refrigerante constituyen la superficie principal, las aletas en si no tienen refrigerante en su interior y por lo mismo, son superficies secundarias en la transferencia de calor, cuya función es recoger calor del aire de los alrededores y conducirlo hacia los tubos que lleva el refrigerante .aun cuando los evaporadores de superficie primordial ,tanto los de tubo descubierto como los de superficie de placa ,dan servicio satisfactorio para una gran variedad de aplicaciones .trabajando en cualquier rango de temperatura, estos son más frecuentemente utilizados en aplicaciones de enfriamiento con líquido ,y en aplicaciones de enfriamiento con aire, donde la temperatura del espacio es mantenida por debajo de 34°F, y la acumulación de escarcha sobre la superficie del evaporador no puede evitarse con facilidad.

Los evaporadores de tubos descubiertos, por lo general, se construyen con tubo de acero o tubos de cobre. El tubo de acero se usa en evaporadores grandes y en evaporadores que trabajan con amoníaco; mientras que los tubos de cobre se utilizan en la fabricación de los evaporadores pequeños. Y se les usa con refrigerantes, excluyendo el amoníaco.

Los serpentines alertados son construidos de tubos descubiertos sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas. Las aletas sirven como superficies secundarias absorbedoras de calor y tienen el efecto de aumentar el área superficial externa del evaporador, mejorándose por tanto la eficiencia de intercambio de calor.

Dispositivos de expansión

Los dispositivos de expansión son los elementos que controlan o regulan la cantidad de refrigerante que pasa al evaporador. Se utilizan distintos tipos de estos, pero como se verá posteriormente, la válvula de expansión termostática es la más utilizada en los sistemas modernos de refrigeración.

Válvulas

Comúnmente las válvulas más usadas son las de cierre total, las mantenedoras de presión, las de solenoide y las de control de dirección.

Válvula de cierre total.

Esta válvula siempre se instala en una tubería para impedir completamente el paso del fluido cuando está cerrado. Se instala sólo cuando un determinado componente del sistema debe aislarse del resto del sistema. Y puede ser de diferente sistema.

Válvula mantenedora de presión.

La válvula mantenedora de presión o reguladora de la presión del evaporador, se instala en la tubería de admisión para mantener una presión determinada en el evaporador.

Válvula de solenoide.

Son válvulas electromagnéticas, dirigidas por corriente eléctrica. Se utilizan como válvula automática de cierre total. Se instalan generalmente en la tubería de líquido y se cierran cuando el compresor no está funcionando, o cuando son usadas para control de capacidad (figura1-3).

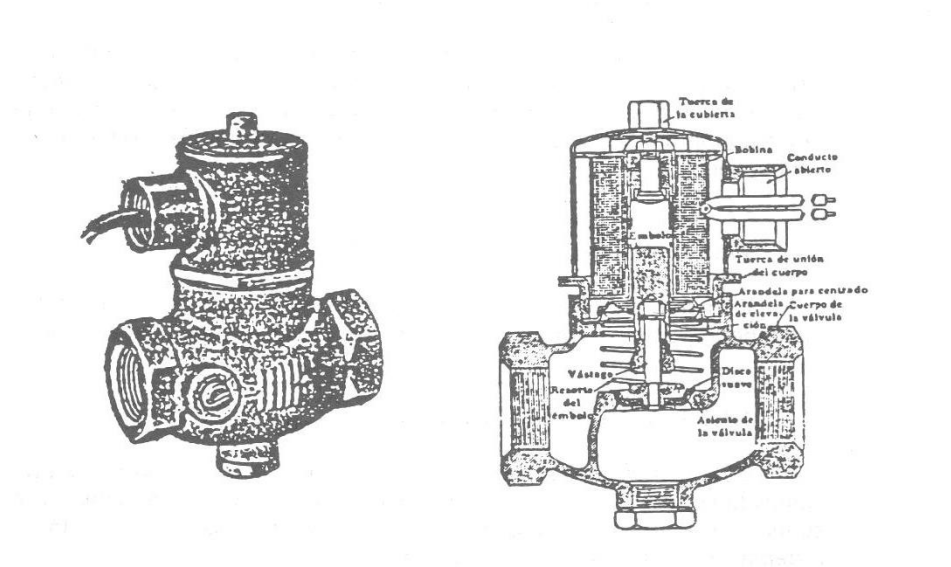


FIGURA 1-3 Sección Esquemática a través de una válvula de gas operada con solenoide
Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [30]

Válvula de control de dirección

Estas válvulas generalmente se instalan en las conexiones de admisión y escape del compresor. Con ellas el compresor puede aislarse del resto de los sistemas. También se pueden usar para colocar aparatos de medidas o mangueras de carga sin pérdida de refrigerante.

1.5 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Este es un ciclo de refrigeración saturado simple, en el que se supone, que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura, y presión de saturación y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante como líquido saturado a la temperatura y presión de saturación.

Se hace este análisis porque en este ciclo, los procesos fundamentales son la base para entender e identificar el ciclo de refrigeración real de compresión de vapor. Este requiere de un buen reconocimiento de los procesos particulares que lo constituyen, así como también, de las relaciones

que existen entre los diferentes procesos y los efectos que un cambio, en cualquiera de ellos, tendría en los demás procesos del mismo.

Este análisis se realiza mediante un diagrama presión entalpía, utilizando como refrigerante el freón 12 para la temperaturas vaporizantes de 50°F, y condensante de 120°F.

La grafica estará dividida en tres áreas separadas una de otra por las líneas de líquido saturado y vapor saturado. El área gráfica que está a la izquierda de la línea de líquido saturado, se le llama región sub-enfriada, y donde para cualquiera punto de esta región la temperatura del refrigerante es menor que la temperatura de saturación correspondiente.

El área que está a la derecha de la línea de vapor saturado es la región de sobrecalentamiento, el refrigerante estará en forma de vapor sobrecalentado, donde su temperatura es mayor que la de saturación correspondiente a su presión.

La sección del diagrama comprendida entre las líneas de líquido saturado y vapor saturado es la región de saturación y representa la mezcla, el cambio de fase del refrigerante entre las fases líquido y vapor.

En este diagrama (ver diagrama 1-1) los valores de la entalpía se leen sobre la escala horizontal en la parte inferior del diagrama en BTU/LB, y los valores de presión en la escala vertical al lado izquierdo del diagrama en lbs. /pulg²abs.

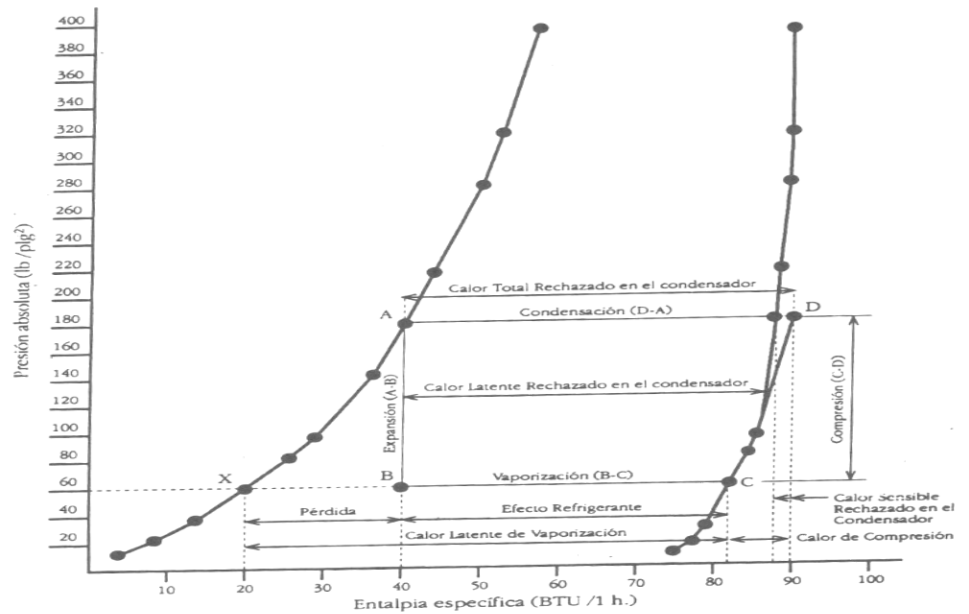


Diagrama 1-1 presión de un ciclo saturado de refrigeración trabajando a una temperatura vaporizante de 50°F. (Refrigerante 12) (Elaboración propia)

Análisis de los diferentes procesos de ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Proceso de expansión.

Este es un proceso de expansión adiabático donde la presión y temperatura del líquido refrigerante es reducida desde la presión y temperatura condensante hasta la presión y temperatura evaporante a medida que el líquido pasa a través de la válvula de control. Este proceso ocurre sin ganancia ni pérdida de calor a través de las válvulas o tuberías sin la realización de un trabajo útil donde la entalpía permanece constante, toma lugar en el mismo fluido (auto-evaporación).

La disminución de la temperatura de líquido refrigerante desde la temperatura condensante, hasta la temperatura evaporante, permite que una parte del líquido se convierta en vapor y representa la pérdida de efecto refrigerante.

Este proceso de expansión esta descrito en el diagrama por el estado inicial A y el estado B.

El estado A es un punto próximo a la parte inferior del condensador donde termina el proceso de condensación, teniéndose en dicho punto refrigerante como líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

Las propiedades del refrigerante en este punto son obtenidas de la tabla del freón -12:

Para: $T=120^{\circ}\text{F}$

$P=172.34 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$

$h=36.013 \text{ BTU/Lb}$

$S=0.07168 \text{ BTU/LB } ^{\circ}\text{F}$

En el estado B el refrigerante es una mezcla de líquido vapor, cuyas propiedades son:

$T=50^{\circ}\text{F}$

$P=61.394 \text{ ib. /pulg}^2 \text{ abs}$

$h=36.013 \text{ BTU/Lb.}$

$S=0.07422 \text{ BTU/LBm } ^{\circ}\text{F}$

Para determinar la entropía en el estado B, se determina la calidad o título del refrigerante después de su paso por la válvula de expansión. Donde la ecuación de la válvula de expansión es:

$$h_{F1} = h_{FR} + (X) h_{FGR}$$

De donde:

$$X = \frac{h_{F1} - h_{FR}}{h_{FGR}}$$

Dónde:

h_{F1} = Entalpia del líquido refrigerante a la temperatura a la cual entra la válvula de expansión.

h_{FR} =Entalpia del líquido a la presión de vaporización.

h_{FGR} =Calor latente del refrigerante a la presión del evaporador.

$h_{F1} = 36.013 \text{ BTU/lb.}$

$h_{FR} = 19.507 \text{ BTU/lb.}$

$h_{FGR} = 62.926 \text{ BTU/lb.}$

$$X = \frac{36.013 - 19.907}{62.926} = 0.2623081$$

$$62.926$$

$$S = SF1 + XSFG$$

Para:

$$T = 50^{\circ}\text{F}$$

$$SF1 = 0.04184 \text{ BTU/lb. F.}$$

$$hFR = 0.12346 \text{ BTU/Lb.}$$

$$S = 0.04184 + (0.2623081)(0.12346)$$

$$S = 0.0742245 \text{ BTU/Lb. F}$$

Proceso vaporizante

En este proceso se produce la vaporización del refrigerante a presión y temperatura constante y el líquido que llega al evaporador de la válvula de expansión absorbe calor del espacio que está siendo enfriado y se convierte en vapor. El calor absorbido aparece como un incremento de la entalpía del refrigerante, y esta cantidad de calor absorbido es llamado efecto refrigerante y es la diferencia de entalpía del refrigerante entre los estados B y C.

Las propiedades del refrigerante para el estado C se obtienen de la tabla del freón 12.

Para:

$$T = 50^{\circ}\text{F}$$

$$P = 61.394 \text{ Psia.}$$

$$H = 82.433 \text{ BTU/Lb.}$$

$$S = 0.16530 \text{ BTU/Lb } ^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Efecto refrigerante (qe)} = h_c - h_b$$

$$Q_e = h_c - h_b = 82.433 - 36.013 = 46.42 \text{ BTU/Lb}$$

Este efecto refrigerante calculado entre los efectos B y C es el efecto refrigerante útil, no representa el calor latente de vaporización total de refrigerante. Porque se produjo una pérdida del efecto refrigerante debido a la parte de líquido refrigerante que se evaporó en la válvula de expansión.

La pérdida del efecto refrigerante es la diferencia de entalpía entre el punto X y el punto B. Las propiedades del refrigerante para el punto X se obtienen de la tabla del freón 12.

$$T=50^{\circ}\text{F}$$

$$P=61.394 \text{ Psia}$$

$$H=19.507 \text{ BTU/Lb.}$$

La pérdida efecto de refrigerante $q_p = h_b - h_x$.

$$P = 36.013 - 19.507 = 16.506 \text{ BTU/Lb}$$

Calor latente de vaporización total $= q_e = h_c - h_x = q_c + q_p$

$$Q_e = 46.42 + 16.506 = 62.926 \text{ BTU/Lb}$$

El proceso de compresión

Este proceso para un ciclo saturado es adiabático reversible, en el cual el vapor saturado a la presión vaporizante entra al compresor y sufre una compresión que eleva la presión vaporizante hasta la condensante. Este es un proceso isotrópico, en el cual el vapor a la salida del compresor es sobrecalentado y cuyas propiedades están representadas en el punto D del diagrama.

Durante este proceso se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la entalpía del vapor en una cantidad que es igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor.

Las propiedades del refrigerante para el punto D se obtienen en la tabla del freón 12 en la condición de sobrecalentamiento.

Para:

$$P = 172.35 \text{ PSIA}$$

$$S_{50} = S_{120} = 0.16530 \text{ btu/Lb F}$$

Interpolado se obtiene que:

$$h_0 = \frac{h_2 - h_1 (S_0 - S_1)}{S_2 - S_1}$$

$$h_0 = \frac{96.142 - 92.373 (0.16530 - 0.16859)}{0.17478 - 0.16879} + 92.373$$

$$0.17478 - 0.16879$$

$$h_d = 90.3697 \text{ BTU/Lb}$$

$$T_d = \frac{T_2 - T_1}{S_2 - S_1} (S - S_1) + T_1$$

$$T_d = \frac{20}{0.00619} (0.00329) + 140 = 129.37^\circ\text{F}$$

El proceso de condensación

Este proceso se verifica en la parte superior del condensador y en parte de la longitud de la tubería del gas caliente. El calor rechazado en este proceso es la suma del calor latente de vaporización y el calor sensible del sobrecalentamiento del vapor. Este calor sensible se representa como la diferencia de entalpía entre los puntos D y F y es rechazado a presión constante, mientras que el calor latente de vaporización es la diferencia de entalpía entre los puntos E y A y es rechazado a presión y temperatura constante.

Las propiedades del refrigerante para el punto E, son las siguientes:

Para:

$$T = 120^\circ\text{F}$$

$$P = 172.35 \text{ PSIA.}$$

$$h = 86.610 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Calor latente rechazado en el condensador } q_{lvc} = h_E - h_A$$

$$q_{lvc} = h_f - h_a = 86.610 - 36.013 = 52.597 \text{ BTU/Lb}$$

$$\text{Calor sensible } h_s = h_d - h_e = 90.3697 - 88.610$$

$$h_s = 1.7597 \text{ BTU/Lb}$$

Divergencia entre el ciclo de refrigeración real por compresión de vapor y el ciclo ideal.

El ciclo de refrigeración real difiere del ciclo ideal, debido al descenso de presión asociada con el flujo del fluido y la transmisión de calor a/o del medio circundante. En el ciclo real el vapor que entra al compresor, será probablemente sobrecalentado y dependiendo de la temperatura del refrigerante y del medio exterior se produce transmisión de calor, a o del medio circulante, por tanto la entropía puede aumentar o disminuir durante este proceso. El calor transmitido del refrigerante ocasiona una disminución de entropía y la transmisión de calor al refrigerante ocasiona un aumento de entropía.

La presión del líquido que sale del condensador será menor que la presión del vapor que entra y la temperatura del refrigerante en el condensador será algo superior que la temperatura del medio exterior, lo que permite que el calor sea transmitido al medio exterior.

Generalmente la temperatura del líquido que sale del condensador es más baja que la temperatura de saturación y baja luego más en la tubería entre el condensador y la válvula de expansión; esto representa un beneficio ya que como resultado de la disminución de temperatura, el refrigerante entra al evaporador con una entalpía baja y esto permite mayor transmisión de calor al refrigerante en el evaporador.

El análisis del ciclo real se hace en base al análisis de los procesos fundamentales del ciclo ideal, tomando valores prácticos que toman en cuenta la caída de presión a través del fluido, el sobrecalentamiento del vapor y el sub-enfriamiento del líquido.

Estos valores prácticos que se aplican para la corrección del ciclo ideal son:

- a) Para la caída de presión en la tubería de succión: Debe ser de 2 a 3 Lb/pulg², para mantener la caída de temperatura de saturación en un rango de 1 a 3°F.
- b) La caída de presión entre el condensador y la válvula de expansión debe ser menor de 5 Lb/pulg², para evitar que el líquido se evapore en la válvula de expansión.
- c) Para el sobrecalentamiento se estima que el aumento de temperatura con respecto a la temperatura de saturación para la presión, a la entrada del condensador puede ser hasta 41°F.
- d) Para la sub-enfriamiento se estima que la disminución de la temperatura para la presión de saturación a la salida del condensador puede ser hasta 41°F.
- e) Para el cálculo de la potencia real se estima que esta tiene que ser de 40 a 50% mayor que la potencia teórica para vencer la fricción en la compresión y otras pérdidas.

1.6. Análisis operativo de un sistema por compresión.

Los sistemas de refrigeración deben diseñarse de forma tal que se obtenga un alto coeficiente de rendimiento con una operación y un mínimo mantenimiento. Esto se logra manteniendo el sistema en equilibrio y controlando el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión, el subenfriamiento del líquido, las caídas de presiones que experimenta el fluido, así como el tiempo de funcionamiento del equipo.

El sobrecalentamiento del vapor de succión en un ciclo de refrigeración ocurre de tal manera, que una parte del calor tomado por el vapor es absorbido del espacio refrigerado obteniendo aprovechamiento del enfriamiento, mientras que otra parte es absorbida por el vapor al salir del espacio refrigerado, no obteniendo aprovechamiento del enfriamiento, y pudiendo ocurrir cualquier combinación de las formas siguientes:

- 1) Al final del evaporador.
- 2) En la tubería de succión instalada dentro del espacio refrigerado.
- 3) En la succión líquida del cambiador de calor.

El efecto que el sobrecalentamiento del vapor de succión tiene en la capacidad de sistema y en el coeficiente de rendimiento, depende por completo de dónde y cómo ocurra y además del refrigerante usado. Cuando el sobrecalentamiento se produce sin un aprovechamiento del enfriamiento se obtiene un menor coeficiente de rendimiento y se requiere unidades de mayores capacidades que las que se necesitarían si el sobrecalentamiento se produjera con aprovechamiento del enfriamiento, donde el aumento en el efecto refrigerante es mayor proporcionalmente que el aumento en el calor de compresión.

Sin tener en cuenta el efecto que se tenga en la capacidad ,excepto para algunos casos muy especiales, por lo general cierta cantidad de sobre calentamiento del vapor de la succión dentro del espacio refrigerado es inevitable y en muchos casos es deseable sobre todo para evitar que llegue vapor húmedo al compresor. Este tipo de sobrecalentamiento debe ser controlado por medio de una tubería secadora instalada dentro del espacio refrigerado, que permita obtener un adecuado funcionamiento de la válvula de control del refrigerante, la cual permite mantener la temperatura vaporizante dentro de límites pre-establecidos.

Siempre y cuando resulte práctico, debe aislarse la tubería de succión fuera del espacio refrigerante para evitar el sobrecalentamiento en esta zona y disminuir así la pérdida de eficiencia del ciclo y evitar la formación de escarcha o “sudamiento” en esta tubería. Este sobrecalentamiento varía con la temperatura alta (35° a 40°F), pero en sistemas grandes, su efecto se puede despreciar, cuando la temperatura en la succión es baja, el sobrecalentamiento será alto y la pérdida de eficiencia que se produzca sea suficiente para justificar el gasto que representa el aislamiento de la tubería de succión.

Así como el sobrecalentamiento del vapor produce variaciones en la eficiencia y capacidad de un sistema de refrigeración, también las temperaturas vaporizantes y condensantes producen variaciones. Para operar un sistema de refrigerante eficientemente, es necesario controlarlas de forma tal, que la rapidez de vaporización sea igual a la rapidez de condensación. El efecto que se obtiene en un ciclo de refrigeración con un aumento en la temperatura condensante que es opuesto al que se obtiene con un aumento en la temperatura vaporizante, mientras que el aumento de la temperatura condensante produce una disminución.

La pérdida o caída de presión que experimenta el refrigerante mientras fluye por tuberías, evaporadores, condensadores, depósito receptor y a través de válvulas y pasos en el compresor, reducen considerablemente la capacidad y eficiencia de un sistema de refrigeración. Por lo que se requiere para obtener una buena operación, que estas pérdidas se reduzcan a un mínimo práctico.

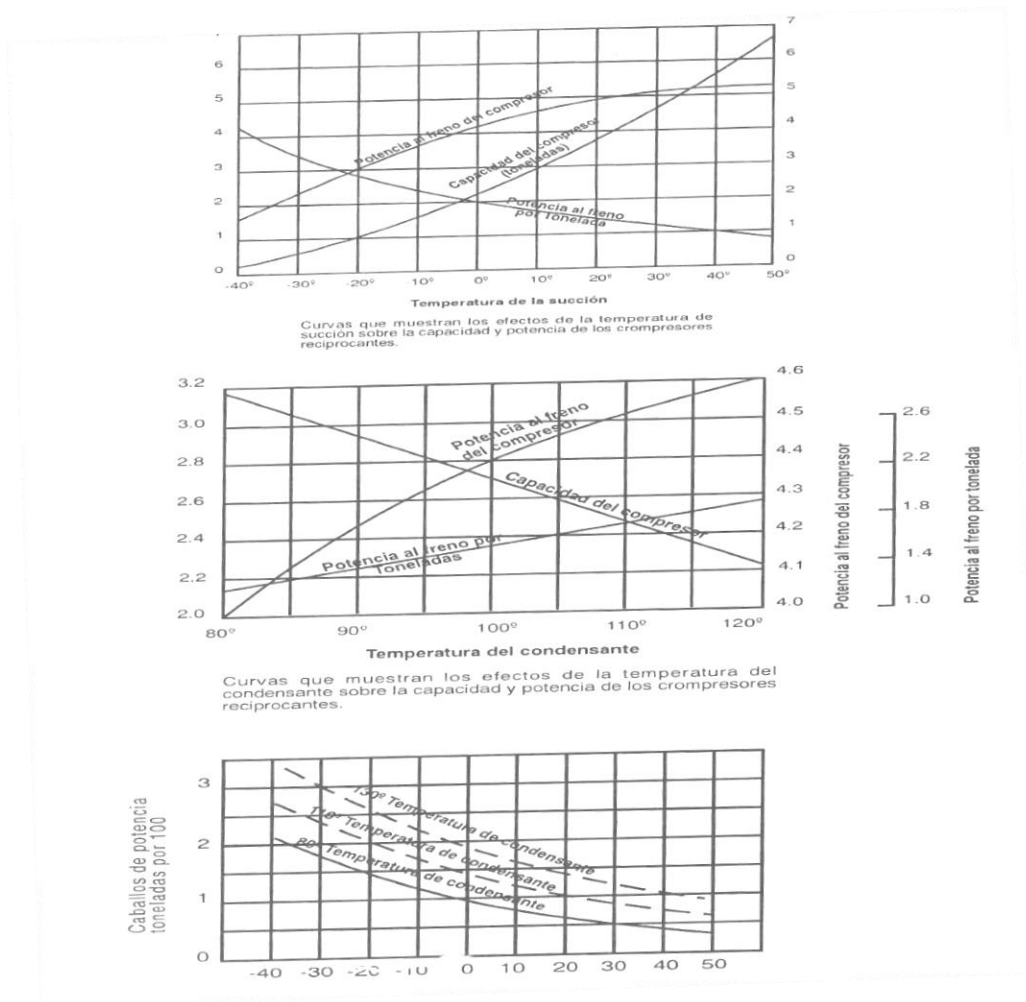
El tiempo de funcionamiento se utiliza para calcular la capacidad requerida del equipo. Su uso en los diseños de sistemas de refrigeración depende de la temperatura a que vaya a trabajar el serpentín de enfriamiento.

Siempre que la temperatura en la superficie del serpentín de enfriamiento sea menor que la temperatura de congelación del agua, debe ciclarse el equipo para poder controlar la escarcha en la superficie de enfriamiento que produce disminución en su capacidad. Mientras que en sistemas donde la temperatura de serpentín sea mayor a la temperatura de congelación del agua, este equipo podrá funcionar continuamente sin que se produzca disminución en la capacidad del serpentín.

Equilibrio de un sistema de refrigeración

Para que un sistema de refrigeración trabaje eficientemente, es necesario que sus componentes se seleccionaron de forma tal que la rapidez de vaporización sea igual a la rapidez de condensación. Cuando los componentes del sistema son seleccionados para que tengan capacidades iguales a las condiciones de diseño del sistema, se tendrá el punto de equilibrio del sistema a las condiciones de diseño. Como la carga varía con el tiempo, el punto de equilibrio también varía, por lo que es necesario que para un buen funcionamiento del sistema, deberá diseñarse para que tenga una capacidad igual, o con un ligero exceso a la carga de enfriamiento máxima promedio, para que la temperatura del espacio del producto pueda ser mantenidos a un nivel por debajo al deseado, aún

con condiciones de carga pico



El punto de equilibrio del sistema puede ser evaluado gráficamente, trazando en una gráfica común la capacidad de la unidad condensante.

Utilizando los datos de las tablas de Especificación del fabricante se traza la Capacidad de la unidad contra la temperatura de succión, mientras que la capacidad del evaporador es trazada contra la diferencia de (Temperatura de diseño del espacio y la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión de la salida del evaporador. (D.T. del evaporador).

La realización del análisis gráfico se basa en lo siguiente:

- Que para una temperatura del espacio dada, hay una relación fija entre la diferencia de temperatura (D.T.) del evaporador y la temperatura de succión del compresor.

- b) Que puedes seleccionarse primero cualquiera de las dos unidades, tanto la evaporadora como la condensante, pero que, una vez que una de estas haya sido seleccionada, la otra deberá ser seleccionada aproximadamente para la misma capacidad que la primera.
- c) La capacidad mencionada no es la normal sino la real del equipo para una selección dada. La capacidad de la evaporadora siempre deberá ser igual o ligeramente mayor a la de la condensadora en la práctica.

Procedimientos para realizar el análisis grafico de las condiciones de equilibrio del sistema.

- a) Sobre papel cuadriculado trazar escalas apropiadas para la capacidad (BTU/Hr), temperatura de la succión en °F, y diferencial de temperatura en el evaporador.

Las líneas horizontales son usadas para representan dos valores que son: La temperatura de la succión y el diferencial de temperatura del evaporador.

Las escalas de la temperatura de succión y el diferencial de temperatura (D.T) del evaporador deben estar correlacionadas de tal forma que las dos temperaturas queden identificadas en una línea vertical. Esta representará la temperatura de diseño real para el espacio a refrigerar.

- b) Utilizando los datos proporcionados por el fabricante en su catálogo, trazar la curva de capacidad para la unidad condensante. Esta no es exactamente proporcional a la temperatura de succión, por tanto dará una curva, por lo que para mayor exactitud, la capacidad en cada punto es trazada para cada una de las temperaturas de succión indicada en la tabla y luego se unen dichos puntos con la curva que mejor se ajuste.
- c) Del catálogo proporcionado por el fabricante del evaporador se obtienen los datos para trazar la curva de capacidad del evaporador. Como la capacidad del evaporador, es proporcional al diferencial de temperatura del evaporador, la curva de capacidad es una línea recta. La posición y dirección de la misma es adecuadamente establecida trazando la capacidad del evaporador para dos puntos cualesquiera del diferencial de temperatura (D.T.) del evaporador. La capacidad del evaporador para cualquier otro valor de la diferencia de temperatura (D.T.) del evaporador estará sobre la línea recta que resulto al unir los dos puntos antes obtenidos.
- d) El punto de equilibrio del sistema está indicado por la intersección de las curvas de capacidades del condensador y evaporador.

Con el objeto de una mejor comprensión de lo expuesto anteriormente, se pondrá un ejemplo en la cual se seleccionaran las unidades condensantes y evaporadora, para satisfacer las condiciones de diseño del sistema y por tanto su condición de equilibrio.

El punto de equilibrio representa el estado que alcanzaría la unidad trabajando continuamente sin ningún dispositivo de control, si se mantienen constante la carga de enfriamiento.

Se seleccionaran las unidades condensadora y evaporadora para una carga de enfriamiento de 11000 BTU/Hr, donde la temperatura de diseño es de 35°F, y el diferencial de temperatura (D.T.) deseada en el evaporador es de 12° (ver tabla 1-3, con objeto de obtener una humedad relativa de un 85%, con convección forzada). la temperatura ambiente es 90°F permitiendo una caída de temperatura en la tubería de succión de 3°F (la unidad condensante enfriada por aire).

A modo de ejemplo ilustramos lo anterior con los datos necesarios para la selección siguiendo una secuencia lógica:

D.T. = 12°F

Temperatura de diseño = 25°F

Perdida de temperatura = 3°F

Carga de enfriamiento = 11000 BTU/Hr

Selección unidad condensante

Selección unidad evaporadora

La D.T. en el evaporador será:

D.T. = Temperatura de diseño – Temperatura de succión

>Temperatura de succión = 35 – 12 = 23°F

Temp. De succión real = Temp. De succión – perdida de Temp.

Temperatura de succión real = 23 – 3 = 20°F

De la tabla 1-1 con la temperatura de succión real igual a 20°F, la temperatura ambiente igual a 90°F, se seleccionó una unidad condensante de 1_HP que tiene una capacidad de 12630 BTU/Hr que es la más próxima superior a la carga calculada de 11000 BTU/Hr. La selección de la unidad enfriadora o evaporadora deberá estar basada en la capacidad de la unidad condensante de 12630 BTU/Hr, o mayor.

Luego de la tabla 1-2 el modelo uc-180 que para DT = 10°F tiene una capacidad de 18000 BTU/Hr y para DT = 15°F la capacidad es igual a 21000 BTU/Hr, interpolando se tiene

Modelo Uc.180 – 18000 BTU/Hr _____ D.T. = 10°F

X _____ D.T. = 12°F

Módulo Uc. 180 -27000 BTU/Hr _____ D.T. = 15°F

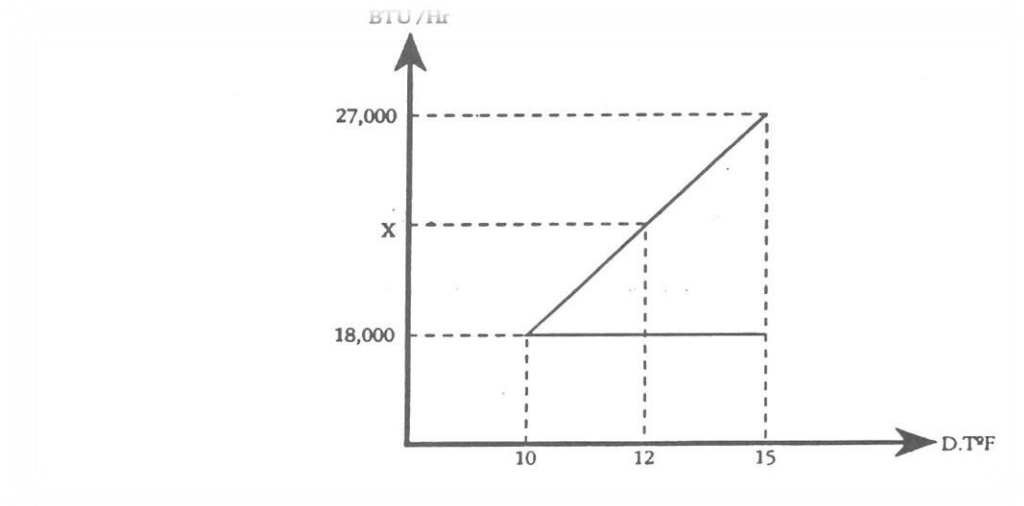


FIGURA1-4 (Elaboración propia)

TABLA 1-3 Diseño del evaporador con DT

Humedad relativa	DT	
	Convección natural	Convección forzada
95-91	12-14	08-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18
70-66	22-24	18-20
65-61	24-26	20-22
60-56	26-28	22-24
55-51	28-30	24-26
50-46	30-32	26-28

$15 - 10 = \frac{27000 - 18000}{15 - 10}$

$12 - 10 = \frac{X - 18000}{15 - 10}$

$$5 = \frac{9000}{X} = 5X - 90000 = 18000$$

$$2 \quad X - 18000$$

$$5X \quad 90000 + 18000$$

$$X = \frac{90000 + 18000}{5} = 21600 \text{ BTU/Hr}$$

$$5$$

$$X = 21600 \text{ BTU/Hr} = \text{para D.T.} = 12^\circ\text{F}$$

La capacidad del evaporador es de 21600 BTU/Hr y la capacidad de la unidad condensante es de 12630 BTU/Hr. Como la capacidad del evaporador es mayor que la capacidad de la unidad condensante, el punto de equilibrio ocurrirá en condiciones distintas a las de diseño, por lo que para determinar el punto de equilibrio se debe hacer el gráfico siguiente:

Datos para la unidad condensante (tabla 1-1)

Temperatura de succión	Temperatura del medio ambiente	capacidad
0°F	90°F	7870 BTU/Hr
5°F	90°F	8960 BTU/Hr
10°F	90°F	10140 BTU/Hr
15°F	90°F	11310 BTU/Hr
20°F	90°F	12630 BTU/Hr
25°F	90°F	13990 BTU/Hr

Datos para el evaporador (tabla 1-2)

Con los dos puntos encontrados anteriormente.

Para D.T. = 10°F _____ Modelo Uc-180 = 18000 BTU/Hr

D.T. = 15°F _____ Modelo Uc-180 = 27000 BTU/Hr

Como la curva característica del evaporador es una línea recta, con estos dos puntos se puede trazar la curva.

TABLA 1-2 Selección unidad evaporadora

Modelo	10 °DT	15°DT	Superficie Pie2	circuitos	Btu/24hr	ventilador	Rpm	Pie3/min	Tiro de aire
Uc 25	2500	3750	67	1	76000	10	1500	390	20
Uc 35	3500	5250	93	1	8000	12	1500	510	20
Uc 45	4500	6750	156	1	11500	14	1500	700	17
Uc 65	6500	9750	210	1	12600	16	1140	1	23
Uc 85	8500	12750	266	1	13350	16	1140	1.48	27
Uc 105	10500	15750	328	separados	15100	18	1140	1.73	25
Uc 120	12000	18000	378	Separados	18000	(2)14	1140	1950	25
Uc 180	18000	27000	566	Separados	25200	(2)16	1140	2550	20
Uc 240	24000	36000	755	Dos	34000	(2)18	1140	4050	27
Uc 320	32000	48000	1030	3	75000	(2)22	1140	6000	28

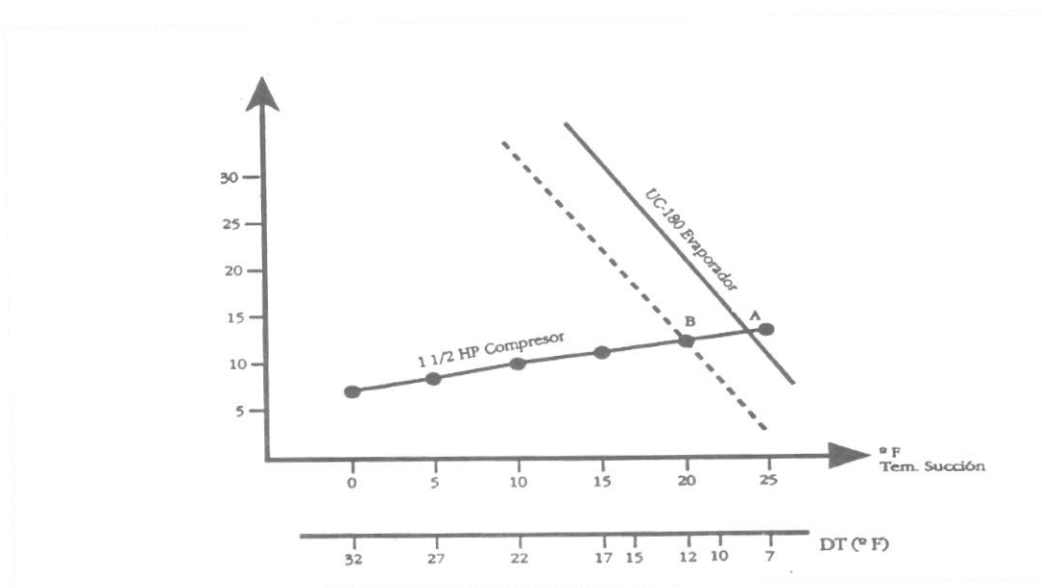


FIGURA 1-5 (elaboración propia)

El punto de equilibrio se produce a una temperatura de succión de aproximadamente 24 °F y para un D.T. de 8 aproximadamente, y una capacidad aproximada de 13500 BTU/Hr. (ver figura 1.5).

Como el diferencial de temperatura (D.T.) es menor que el de diseño, probablemente se tenga una humedad relativamente grande en el sistema. El hecho de que la capacidad del sistema sea mayor que la carga calculada, hará que el sistema opere por un tiempo relativamente corto. Por lo que es

necesario variar la capacidad de la unidad condensador o la evaporadora, para obtener el punto de equilibrio para las condiciones más próximas al punto de diseño.

Sobre cuál de las dos medidas se producirán los resultados más satisfactorios, dependerá de la relación entre la capacidad total del sistema y la carga calculada.

En este caso, como la capacidad de la unidad condensadora es muy similar a la carga de diseño, se seleccionara un evaporador que satisfaga el punto de equilibrio con respecto a la unidad condensadora. Como es necesario en este caso que la capacidad de la unidad evaporadora se reduzca hasta la capacidad de la unidad condensante a las condiciones de diseño, el punto de equilibrio del sistema, se cambiara al punto B , el cual se obtiene trazando una vertical desde las condiciones de diseño, (en este caso es 12°F la temperatura de succión) hasta que corte la curva de la unidad condensadora, luego se trazará una paralela a la curva del evaporador por el punto donde se interceptaron la curva de la unidad condensador y la vertical trazada desde los puntos de diseño.

Se traza un horizontal en el punto de intersección entre la curva de la unidad y evaporadora hasta el eje donde están especificadas las capacidades en BTU/Hr, obteniéndose de esta manera la capacidad para la cual se produce el punto de equilibrio para la capacidad del sistema.

Luego del ejemplo anterior, y para una mejor comprensión de los conceptos emitidos en el presente trabajo, se definirán los siguientes términos que serán de gran utilidad.

Calor

Es la energía transferida de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura.

Calor sensible

Es la energía térmica que causa o produce un cambio en la temperatura de la sustancia.

Calor latente

Es la energía térmica necesaria para cambiar la fase de una sustancia.

Unidad térmica británica (BTU)

Es la medida de la energía térmica, y se define como la cantidad de calor necesaria para cambiar la temperatura de una (1) libra de agua de 59.5 a 60° a la presión de la atmósfera.

Temperatura

Es una medida del nivel térmico de un cuerpo, se ha demostrado que la temperatura es una función de la energía cinética interna y como tal, es un índice de la velocidad molecular promedio.

Temperatura de saturación

Es la temperatura a la cual un fluido cambia de la fase líquida a la fase de vapor, o de la fase vapor a la fase líquida.

Temperatura de evaporación

Es la temperatura a la cual el refrigerante se evapora en el evaporador, a la presión de diseño.

Temperatura de condensación

Es la temperatura a la cual el vapor se condensa en el condensador, a la presión de diseño.

Diferencia de temperatura del evaporador (D.T.)

Está definida como la diferencia de temperatura entre la temperatura del aire que llega al evaporador tomando por lo general como la temperatura de diseño del espacio y la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión de la salida del evaporador.

Presión del condensador

Es la presión que debe de tener el vapor del refrigerante para su condensación a la temperatura de condensación.

Punto de ebullición

Es el estado en el cual un fluido cambia de fase, a la temperatura y presión de saturación.

Capacidad de un sistema de refrigeración

Es el flujo de calor que es capaz de eliminar el evaporador de la unidad del aire contenido en el espacio a refrigerar.

Depende de dos (2) factores:

- 1) La masa del refrigerante que fluye en la unidad de tiempo.
- 2) El efecto refrigerante por unidad de masa que circula.

Efecto refrigerante

Es la capacidad del calor absorbido por el refrigerante en el evaporador representa la capacidad del equipo por unidad de masa del refrigerante.

Razón de flujo de masa por toneladas

Es la masa refrigerante que debe ser circulada por minuto, por toneladas de capacidad de refrigerante para las condiciones dadas de operación.

Calor de compresión

Es la energía equivalente al trabajo efectuado durante el proceso de compresión.

1.7. Análisis de la operación de un sistema de refrigeración.

Los análisis se harán partiendo de lo que debería suceder en cada caso con el equipo que ha sido diseñado para una condición específica de operación, y sea este puesto a trabajar en otra condición.

En la práctica el equipo se encontrará operando entre las condiciones A y C cuando opere normalmente, pues los elementos de control se encargan del funcionamiento para esos casos, se puede observar en el gráfico de la figura 1-5.

La condición B se origina por una mala selección de la capacidad del equipo y dada como resultado temperatura y humedad por encima de los deseados en el espacio a refrigerar.

Análisis de un sistema de refrigeración por compresión bajo diferentes condiciones.

- a) En condiciones normales.
- b) Cuando la carga de refrigeración es mayor que la capacidad del equipo.
- c) Cuando la carga de refrigeración es menor que la capacidad del equipo
- d) Excesiva masa de refrigeración en el sistema.
- e) Baja más de refrigeración en un sistema.
- f) Cambio de refrigeración en un sistema.

Condiciones normales

Para que un equipo trabaje en condiciones normales, es necesario que la rapidez de vaporización sea equivalente a la rapidez de condensación, según se discutió en el tema de punto de equilibrio, manteniendo la temperatura del espacio o del producto al nivel deseado para el cual fue diseñada la unidad de refrigeración. Para lograr que una unidad trabaje en estas condiciones es necesario que en el evaporador el sobrecalentamiento se produzca dentro del espacio refrigerado y en la cantidad necesaria para evitar que llegue líquido al compresor. Además las caídas de presiones que experimente el fluido deben ser mínimas, sobre todo en la tubería de succión. Nunca debe ser mayor de 2 a 3 lb/pul², para mantener la caída de temperatura de saturación en un rango de 1°F a 3°F.

Cuando la carga de refrigeración es mayor que la capacidad del equipo

En este caso la temperatura de vaporización se aumenta, siendo menor la diferencia de temperatura entre la temperatura vaporizante y la temperatura. Produciéndose entonces, un mayor efecto refrigerante por unidad de masa, y un mayor calor de compresión. La razón del flujo de masa de refrigerante aumenta, también, aumenta el volumen de vapor desplazado por minuto por tonelada, y la cantidad de calor.

Resulta evidente, que si la temperatura de vaporización aumenta la relación existente entre el efecto refrigerante por el calor de compresión (coeficiente de rendimiento) aumenta. Como aumentan el calor de compresión y el volumen de vapor desplazado por minuto y por tonelada, el compresor tendrá que esforzarse para satisfacer la demanda de la carga con lo que se reduciría su vida útil, pues además trabajará en forma continua.

Además, el condensador debe disipar mayor cantidad de calor por minuto y por tonelada, debido al mayor flujo de masa y al mayor calor de compresión por unidad de masa reduciendo también su vida útil.

Cuando la carga de refrigeración es menor que la capacidad del equipo.

En este caso si disminuye la temperatura de la succión, disminuye la diferencia de temperatura del evaporador y por ende la capacidad del mismo.

El vapor se producirá en el evaporador a una rapidez menor que la eliminada en él, produciendo una acumulación de líquido en el evaporador que causara una disminución de la temperatura y la presión.

El equilibrio del sistema se establecerá cuando la temperatura de la succión y el diferencial de temperatura en el evaporador sean tales que: la capacidad de la unidad condensante y la capacidad del evaporador sean iguales. Al ser mayor la capacidad del sistema hace que el tiempo de funcionamiento del compresor sea considerablemente más corto.

Aunque la capacidad del sistema exceda a la carga calculada en un margen mayor que el prescrito por la práctica, esto en sí mismo ordinariamente, no causa un problema serio en la mayoría de las aplicaciones. Sin embargo, ya que el tiempo de funcionamiento es corto, esto tenderá a agravar el problema ya existente de humedad alta, especialmente, en algunos días de invierno, cuando las dos condiciones ocurren simultáneamente. Además es difícil que el sistema produzca resultados satisfactorios en alguna aplicación donde la humedad del espacio es un factor importante.

Excesiva carga de refrigerante en el sistema

Esto hace que el condensador este lleno de líquido por encima del nivel normal, con reducción del área de enfriamiento y necesidad de una presión más elevada. La presión demasiado elevada en el lado de alta se presenta generalmente acompañada de un calentamiento anormal de la parte superior del compresor, se calentara demasiado el motor de accionamiento y la presión del lado de baja será muy elevada.

La alta presión producida en la descarga, aumenta la carga del motor. Este incremento es bastante para activar el protector de sobrecarga o quemar el fusible.

Baja carga de refrigerante en el sistema

Un acondicionador sin suficiente refrigerante, no producirá bastante enfriamiento. Esto es así porque no hay bastante refrigerante en el evaporador para absorber la requerida cantidad de calor

del espacio acondicionado. Otro efecto que una pequeña cantidad de vapor refrigerante produce en el evaporador es intenso y el serpentín se congela.

El hielo aísla los serpentines del aire de la habitación que resulta en un menor refrescamiento, y más hielo en los serpentines.

En estas condiciones nunca se alcanza la temperatura de diseño, que, es a la que se graduó el termostato y en consecuencia el compresor trabajara continuamente.

La presión en el lado de alta es reducida, la temperatura de la cabeza del compresor es más baja de lo normal-oyéndose ruido de silbido o de burbujeo en la válvula del refrigerante.

Cambio de refrigerante en un sistema

Las características de los refrigerantes son importantes en lo referente al proyecto del sistema, aplicación y funcionamiento. Por esto es que, los valores nominales o de régimen de funcionamiento de los elementos principales de un sistema de refrigeración, están pasados generalmente en temperaturas reales del refrigerante. Este se selecciona después de analizar las características necesarias y de adaptar estos requisitos a las propiedades de los refrigerantes disponibles.

Después que se ha seleccionado un sistema de refrigeración para operar con un determinado refrigerante, es necesario hacer un estudio muy cuidadoso para poder hacer un cambio de refrigerante.

En este análisis se hará referencia a los refrigerantes que más se usan en la actualidad, teniendo en cuenta que la selección de un refrigerante para un sistema de compresión está limitada por consideraciones económicas, tipo y capacidad del equipo. El fabricante de un compresor de refrigeración hace generalmente una selección previa del refrigerante para que los costos de operación sean mínimos.

En los sistemas de refrigeración que se diseñan para usar los fluorocarburos, no se puede usar el amoníaco como refrigerante ,ya que es el refrigerante que tiene más alto efecto por libra a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor ,lo cual hace posible una gran capacidad refrigerante con un desplazamiento pequeño del pistón.

Otros aspectos a tomar en cuenta en las instalaciones que se usan los fluorocarburos la toxicidad, punto de inflamación y explosión bajo ciertas condiciones, además, es corrosivo para los metales normales usados

Cuando se usan los fluorocarburos como refrigerantes en sistemas de refrigeración, se debe considerar que al hacer un cambio de un refrigerante a otro, se producen alteraciones en la operación del sistema que pueden ser dañinos para el mismo.

La forma en que puede ser afectada la potencia teórica del compresor y la eficiencia de un sistema de refrigeración por compresión de vapor se analizará para cuando se cambia el refrigerante. El

análisis se hace para el refrigerante freón 12,22 y 502 manteniendo la temperatura de condensación constante en 120°F y variando la temperatura de evaporación.

Evaluando para una temperatura de evaporación (TV) de 50°F

Para el freón -12

TC = 120 °F, en condiciones de saturación.

De la tabla de propiedades termodinámica del freon-12 se obtiene:

Para TC = 120°F

Ps = 171.8Psia.

Hg =90.15 BTU/Lbm

hf = 36.16 BTU/Lbm

S= 0.36530 BTU/Lbm

TV = 50°F

Ps = 61.39 Psia

Hg = 83.78 BTU/Lbm

h50 = hf120 =36.16 BTU/Lbm

S = 0.16530 BTU/Lbm

Vg50 = 0.6554npie3/Lbm

Nota: a la salida del compresor se obtiene vapor sobre calentado, por tanto las condiciones para este punto se obtienen de la tabla de Freón sobrecalentado

P =171.8 Psia

S = 0.16530 BTU/Lbm°F

Interpolando se obtiene que:

$$hg_{120} = h_2 - h_1 \times \frac{(S - S_1)}{S_2 - S_1} + S_1$$

$$hg_{120} = \frac{96.142 - 92.373}{0.17478 - 0.16859} (0.16530 - 0.16859) + 92.373$$

$$hg_{120} = 90.3697 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T_{sc} = T_2 - T_1 \times (S - s_1) + T_1 = \frac{20 \times (-0.00329) + 140}{0.00619}$$

$$T_{sc} = 129.37^\circ\text{F}$$

$$\text{Efecto refrigerante (qe)} = hg_{50} - hf_{120} = 83.78 - 36.16$$

$$Q_e = 47.62 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Calor de compresión (W)} = hg_{129.37} - hg_{50}$$

$$\text{Donde } h_c = hg_{129.37}$$

$$W = 90.367 - 83.78 = 6.59 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Coeficiente de rendimiento (cdr)} = q_e/w = \frac{47.62}{6.59} = 7.23$$

La razón de flujo de masa referida a una tonelada de refrigeración (12000 BTU/HR) se obtiene de:

$$M = \frac{Q}{hg_{50} - hf_{120}} = \frac{12000}{47.62} = 251.99 \text{ Lbm/HR}$$

$$\text{PHP} = \frac{m \times hg_{120} - hg_{50}}{2545} = 0.653$$

$$\text{PHP} = 0.653 \text{ HP (teórico)}$$

El volumen total de vapor generado en el evaporador (V)

$$V = M \times V_{g50} = (251.99) (0.6554) = 165.15 \text{ pies}^3/\text{HR}$$

El volumen será constante en este análisis, por considerar que el sistema al cual se le va a cambiar el refrigerante ha sido diseñado para trabajar con freón 12 y el volumen o desplazamiento depende de la capacidad del cilindro del compresor y las RPM del motor.

Para freón 22

$$T_c = 120^\circ\text{F}$$

$$P_s = 277.3 \text{ Psia.}$$

$$h_{g120} = 133.52 \text{ BTU/Lbm}$$

$$h_{f120} = 47.85 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T_V = 50^\circ\text{F}$$

$$P = 99.40 \text{ Psia}$$

$$h_{50} = h_{f120} = 113.52 \text{ BTU/Lbm}$$

$$V_{g50} = 0.5537 \text{ pie}^3/\text{Lbm}$$

Para

$$T_{sc} = 129.37^\circ\text{F}$$

$$h_{gc} = 113.71 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Efecto refrigerante (} q_e \text{)} = h_{g50} - h_{c120}$$

$$q_e = 109.98 - 47.85 = 62.13 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Calor de compresión (} W \text{)} = h_{g129.37} - h_{g50}$$

$$W = 113.71 - 109.98 = 3.73 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Coeficiente de rendimiento} = \frac{62.13}{3.73} = 16.66$$

La razón de flujo de masa referida a una tonelada de refrigeración referente al freón 12, máxima posible, es m_1

$$m_1 = \frac{V}{V_{g50}} = \frac{165.15}{0.5537} = 298.26 \text{ Lbm/HR}$$

$$m_2 \text{ (calculado)} = \frac{12000}{h_{g50} - h_{f120}} = \frac{12000}{62.13} = 193.14 \text{ Lbm/HR}$$

$$\text{Hp/ton} = \frac{(193.14)(3.73)}{2545} = 0.284 \text{ (Teórico)}$$

Para freón 502

$$T_c = 120^\circ\text{F}$$

$$P_s = 259 \text{ Psia}$$

$$h_{g120} = 90.02 \text{ BTU/Lbm}$$

$$h_{f120} = 45.71 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T_V = 50^\circ\text{F}$$

$$P = 295 \text{ Psia}$$

$$h_{hg50} = 85.67 \text{ BTU/Lbm}$$

$$v_{g50} = 0.3993 \text{ ft}^3/\text{Lbm}$$

$$s_g = 0.1724 \text{ BTU/LBM}^\circ\text{F}$$

Asumiendo:

$$T_{sc} = 129.37^\circ\text{F}$$

$$h_c = h_{g129.37} = 89.95 \text{ BTU/Lbm}$$

$$m_1 = \frac{V}{v_{g50}} = \frac{165.15}{0.3793} = 439.40 \text{ Lbm/Hr}$$

$$m_2 = \frac{12000}{85.67 - 47.71} = 300.3 \text{ Lbm/Hr}$$

$$H_p/\text{ton} = \frac{300.3 (89.95 - 85.67)}{3545} = 0.50 \text{ (Teórico)}$$

$$\text{Efecto refrigerante (q}_e\text{)} = 85.67 - 45.71 = 39.96 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Calor de compresión (W)} = 89.95 - 85.67 = 4.28 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Coeficiente de rendimiento (cd)} = \frac{39.96}{4.28} = 9.34$$

Evaluación para una temperatura de evaporación (TV) de 20°F

Para freón 12

$$T_c = 120^\circ\text{F}$$

$$P_s = 171.8 \text{ Psia.}$$

$$h_g = 90.15 \text{ BTU/Lbm}$$

$$Hh_{20} = hf_{120} = 36.16 \text{ BTU/Lbm}$$

$$Sg = 0.16719 \text{ BTU/Lbm}.$$

Para la condición de sobrecalentamiento a la salida del compresor se tiene que:

$$Sc_{120} \quad Sg_{20} = 0.16719 \text{ BTU/Lbm}^\circ\text{R}$$

Interpolando se obtiene que:

$$hg_{120} = \frac{h_2 - h_1}{S_2 - S_1} (S - S_1) + h_1$$

$$S_2 - S_1$$

$$hg_{120} = \frac{96.142 - 92.373}{0.17478 - 0.16859} (0.16719 - 0.16859) + 92.373$$

$$hg_{120} = 3.769 \frac{(-0.0014)}{0.000619} = 92.373 = 91.52 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T_{sc} = \frac{20}{0.00619} (-0.0014) + 140 = 135.48^\circ\text{F}$$

$$\text{Efecto refrigerante } (q_e) = 79.385 - 36.16$$

$$q_e = 43.23 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Calor de compresión } (W) = 91.52 - 36.16$$

$$W = 12.135 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Coeficiente de rendimiento} = \frac{43.23}{12.135} = 3.56$$

$$m_1 = \frac{Q}{hg_{50} - hf_{120}} = \frac{12000}{43.23} = 277.58 \text{ Lb/Hr}$$

$$m2 = \frac{Q}{Vg20} = \frac{165.15}{1.0988} = 150.33 \text{ Lb/Hr}$$

$$\text{Hp/ton} = \frac{277.58 (12.135)}{2545} = 1.324 \text{ (Teórico)}$$

Para freón 22

$$T_c = 120^\circ\text{F}$$

$$P_s = 277.2 \text{ Psia}$$

$$hg_{120} = 133.52 \text{ BTU/Lbm}$$

$$hhf_{120} = 47.85 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T = 20^\circ\text{F}$$

$$Vg_{20} = 0.9369 \text{ pie}^3/\text{Lbm}$$

$$P = 57.98 \text{ Psia}$$

$$hg = 107.13 \text{ BTU/Lbm}$$

$$h_{20} = 47.85 \text{ BTU/Lbm}$$

$$T_{sc} = 135.48^\circ\text{F}$$

$$h_c = hg_{135.48} = 113.79 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Efecto refrigerante } (q_e) = 107.13 - 47.85 = 59.28 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Calor de compresión } W = 113.79 - 107.13 = 6.66 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\text{Coeficiente de rendimiento} = \frac{59.29}{6.66} = 8.9$$

Para una (1) tonelada de refrigeración el flujo de masa máximo posible (m_1) es:

$$m_1 = \frac{165.15}{0.9369} = 176.27 \text{ Lbm/Hr}$$

$$m_2 = \frac{12000}{59.28} = 202.42 \text{ Lbm/Hr}$$

La capacidad es reducida en 12.9% con relación a la condición de diseño inicial, supuesta para: $T_v = 50^\circ$ y $T_c = 120^\circ\text{F}$

TABLA 1-6

HCF-134 A PROPIEDADES DE VAPOR SATURADO

TABLA DE TEMPERATURA

Temperatura F	Presión Psia	Volumen(ft ³ /lb)		Entalpia(BTU/Lb)			Entropía(BTU/Lbr)	
		Vg	Vg	Hf	Hfg	Hg	Sf	Fg
-60	3.997	0.0111	10.3293	-6.0	99.9	93.9	-0.0169	0.2332
-55	4.698	0.0111	8.8771	-4.5	99.2	94.7	-0.0125	0.2327
-50	5.495	0.0112	7.6712	-3.0	98.6	95.6	-0.0085	0.2321
-45	6.398	0.0113	6.6391	-1.5	97.7	96.2	-0.0040	0.2316
-40	7.418	0.0113	5.7790	0.0	96.9	96.9	0	0.2310
-35	8.566	0.0114	5.0495	1.5	96.2	97.7	0.0038	0.2304
-30	9.852	0.0115	4.4283	3.0	95.5	98.5	0.0076	0.2298
-25	11.288	0.0115	3.8970	4.6	94.7	99.3	0.0112	0.2291
-20	12.887	0.0116	3.4408	6.1	94.0	100.1	0.0147	0.2284
-15	14.660	0.0117	3.0478	7.6	93.2	100.9	0.0181	0.2277
-10	16.622	0.0117	2.7078	9.2	92.5	101.6	0.0214	0.2270
-5	18.785	0.0118	2.4127	10.7	91.7	102.4	0.0246	0.2263
0	21.164	0.0119	2.1558	12.3	90.9	103.2	0.0278	0.2255
5	23.774	0.0119	1.9313	13.9	90.1	104.0	0.0309	0.2248
10	26.628	0.0120	1.7345	15.4	89.3	104.7	0.0339	0.2240
15	29.742	0.00121	1.5615	17.0	88.5	105.5	0.0368	0.2232
20	33.132	0.0122	1.4089	18.6	87.6	106.2	0.0397	0.2224
25	36.814	0.0123	1.2741	20.2	86.8	107.0	0.0425	0.2216
30	40.805	0.0123	1.1545	21.8	85.9	107.7	0.0453	0.2208
35	45.120	0.0124	1.0483	23.4	85.0	108.4	0.0480	0.2199
40	49.777	0.0125	0.9539	25.0	84.2	109.2	0.0507	0.2191
45	54.794	0.0126	0.7693	26.6	83.3	109.9	0.0533	0.2183
50	60.187	0.0127	0.7935	28.3	82.3	110.6	0.0559	0.2174
55	65.976	0.0128	0.7253	29.9	81.3	111.3	0.0585	0.2166
60	72.179	0.0129	0.6641	31.6	80.4	111.9	0.0611	0.2157
65	78.814	0.0130	0.6088	33.2	79.3	112.6	0.0636	0.2148
70	85.8999	0.0131	0.5589	34.90	78.30	113.20	0.0661	0.2140
75	93.456	0.0132	0.5137	36.60	77.30	113.8	0.0686	0.2131
80	101.505	0.0134	0.4728	38.3	76.2	114.5	0.0711	0.2123
85	110.062	0.0135	0.4356	40.0	75.1	115.5	0.0736	0.2114
90	119.151	0.0136	0.4017	41.7	73.9	115.6	0.0761	0.2105

TABLA 1-6 (CONT.)

Temperatura F	Presión Psia	Volumen (ft3/Lb)		Entalpia (BTU/Lb)			Entropía(BTU/Lbr	
		Vg	Vg	Hf	Hfg	Hg	Sf	Sg
95	128.792	0.0137	0.3708	43.5	72.8	116.2	0.0785	0.2097
100	139.007	0.0139	0.3425	45.2	71.6	116.8	0.0810	0.2088
105	149.816	0.0140	0.3167	47.0	70.3	117.3	0.0835	0.2080
110	161.244	0.0142	0.2930	48.7	69.0	117.8	0.0859	0.2071
115	173.310	0.0143	0.2712	50.5	67.7	118.3	0.0885	0.2063
120	185.041	0.0145	0.2511	52.4	66.4	118.7	0.0910	0.2055
125	199.459	0.0146	0.2326	54.2	64.9	119.1	0.0936	0.2047
130	213.588	0.0148	0.2155	56.0	63.5	119.5	0.0962	0.2039
135	228.457	0.0150	0.1996	57.9	62.0	119.9	0.0989	0.2031
140	244.090	0.0152	0.1849	59.8	60.4	120.2	0.1016	0.2023
145	260.515	0.0154	0.1713	61.7	58.7	120.4	0.1045	0.2016
150	277.761	0.0157	0.1586	63.7	57.0	120.7	0.1074	0.2008
155	295.860	0.0159	0.1467	65.7	55.2	120.8	0.1104	0.2001
160	314.841	0.0162	0.1356	67.7	53.2	121.0	0.1135	0.1994
165	334.741	0.0165	0.1252	69.8	51.2	121.0	0.1168	0.1988
170	355.594	0.0168	0.1154	71.9	49.0	121.0	0.1203	0.1982
175	377.439	0.0172	0.1062	74.1	46.7	120.8	0.1240	0.1976
180	400.329	0.0176	0.0974	76.4	44.3	120.6	0.1279	0.1971
185	424.300	0.0181	0.0891	78.7	41.6	120.3	0.1322	0.1967
190	449.423	0.0186	0.0810	81.2	38.6	119.8	0.1369	0.1963
195	475.756	0.193	0.0732	83.8	35.3	119.1	0.1422	0.1961
200	503.394	0.0201	0.0655	86.6	31.4	118.1	0.1484	0.1961
205	532.448	0.212	0.0577	89.9	26.7	116.6	0.1564	0.1965

TABLA 1-7

SISTEMA DE NUMERACION DE REFRIGERANTES (ASRHAÉ)

ASRHAE				Punto de ebullición	
Designación estándar del refrigerante	Nombre química	Formula química	Peso molecular	F	Posición relativa
10	carbontetracloruro	CCl ₄	153.8	170.2	
11	tricloromonofluorometano	CCl ₃ F	137.4	74.8	C
12	diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂	120.9	-21.6	C
13	monoclorotrifluorometano	CClF ₃	104.5	-114.6	C
13B1	monobromotrifluorometano	CBrF ₃	148.9	-72.0	S
14	carbontetrafluoruro	CF ₄	88.0	-198.4	S
20	cloroformo	CHCl ₃	119.4	142	
21	dicloromonofluorometano	CHCl ₂ F	102.9	48.1	D
22	mmonoclorodifluorometano	CHCClF ₂	86.5	-41.4	C
23	trifluorometano	CHF ₃	70.0	-119.9	D
30	cloruro de metileno	CH ₂ Cl ₂	84.9	105.2	C
31	monocloromonofluorometano	CH ₂ ClF	68.5	48.0	
32	fluoruro de metileno	CH ₂ F ₂	52.0	-64.4	
40	cloruro de metilo	CH ₃ Cl	50.5	-10.8	C
41	fluoruro de metilo	CH ₃ F	34.0	-109	
50	metano	CH ₄	16.0	-259	C
110	hexacloroetano	CCl ₃ CCl ₃	236.8	365	
111	pentacloromonofluoroetano	CCl ₃ CCl ₂ F	220.3	279	
112	tetraclorodifluoroetano	CCl ₂ FCCl ₂ F	203.8	199.0	
112 ^a	tetraclorodifluoroetano	CCl ₃ CClF ₂	203.8	195.8	
113	triclorotrifluoroetano	CCl ₂ FCClF ₂	187.4	117.6	C
113 ^a	triclorotrifluoroetano	CCl ₃ CF ₃	187.4	114.2	
114	diclorotetrafluoroetano	CClF ₂ CClF ₂	170.9	38.4	C
114 ^a	diclorotetrafluoroetano	CCl ₂ FCF ₃	170.9	38.5	C
114B2	dibromotetrafluoroetano	CBrF ₂ CBrF ₂	259.9	117.5	D
115	monocloropentafluoroetano	CClF ₂ CF ₃	154.5	-37.7	D
116	hexafluoroetano	CF ₃ CF ₃	138.0	-108.8	
120	pentacloroetano	CHCl ₂ CCl ₃	202.3	324	
123	diclorotrifluoroetano	CHCl ₂ CF ₃	153.0	83.7	
124	monoclorotetrafluoroetano	CHClF ₂ CF ₃	136.5	10.4	
124 ^a	pentafluoroetano	CHF ₂ CClF ₂	136.5	14	D

TABLA1-7 (CONT.)

ASRHA E				Punto de ebullición	
Designación estándar del refrigerante	Nombre química	Formula química	Peso molecular	F	Posición relativa
125	Pentafluoroetano	CHF ₂ CF ₃	120	-55	
133 ^a	Monoclorotrifluoroetano	CH ₂ ClCF ₃	118.5	43.0	D
140 ^a	Tricloroetano	CH ₃ CCl ₃	133.4	165	
142b	Monoclorodifluoroetano	CH ₃ CClF ₂	100.5	12.2	S
143 ^a	Trifluoroetano	CH ₃ CF ₃	84.0	-53.5	
150 ^a	Dicloroetano	CH ₃ CHCl ₂	98.9	140	
152 ^a	Difluoroetano	CH ₃ CHF ₂	66.0	-12.4	C
160	Cloruro de etil	CH ₃ CH ₂ Cl	64.5	54.0	
(170	Etano	CH ₃ CH ₃	30.0	-127.5	C)
218	Octafluoropropano	CF ₂ CF ₂ CF ₃	188.0	-36.4	
(290	Propano	CH ₃ CH ₃ CH ₃	44.0	-44.2	C)
Compuesto orgánicos cíclico					
C316	Diclorohexafluorociclobutano	C ₄ Cl ₂ F ₆	233.0	140.0	
C317	Monocloroheptafluorociclobutano	C ₄ ClF ₇	216.5	77	
C318	Octafluorociclobutano	C ₄ F ₈	200.0	21.1	D
Azoetropes					
500	Refrig.-12/152 ^a 73.8/26.2wt%*	CCl ₂ F ₂ /CH ₃ CHF ₂	99.29	-28.0	C
501	Refrig.-22/12 75/25wt%	CHClF ₂ /CCl ₂ F ₂	93.1	-42	
502	Refrig.-11/115 48.8/51.2wt%	CHClF ₂ /CClF ₂ CF ₃	112.0	-50.1	
Compuestos hidrocarburos					
50	Metano	CH ₄	16.0	-259	C
170	Etano	CH ₃ CH ₃	30.0	-127.5	C
290	Propano	CH ₃ CH ₃ CH ₃	44.0	-44.2	C
600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	58.1	31.3	
601	Isobutano	CH(CH ₃) ₃	58.1	14	
(1150	Etileno	CH ₂ CH ₂	28.0	-155.0	C)3
(1270	Propileno	CH ₃ CH ₂ CH ₂	42.1	-53.7	
C)3					
610	Éter etilo	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅			
611	Formato de metil	HCOOCH ₃			
620					

ASRHAЕ				Punto de ebullición	
Designación estándar del refrigerante	Nombre química	Formula química	Peso molecular	F	Posición relativa
Compuesto nitrógeno					
630	Anima de metal	CH ₃ NH ₂	31.1	20.3	
631	Anima de etil	C ₂ H ₃ NH ₂	45.1	61.8	D
Compuesto inorgánicos					
717	Amoniaco	NH ₃	17.0	-28.0	C
718	Agua	H ₂ O	18.0	212	
729	Aire		29.0	-318	
744	Dióxido de carbón	CO ₂	44.0	-109	
			(Subl.)		
744 ^a	Óxido nitroso	N ₂ O	44.0	-127	
764	Dióxido azufre	SO ₂	64.0	14.0	C
Compuestos orgánicos no saturada					
1112 ^a	Diclorodifluoroetileno	CCl ₂ CF ₂	133.0	67	
1113	Monoclorotrifluoroetileno	CClF CF ₂	116.5	-18.2	
1114	Tetrafluoroetileno	CF ₂ CF ₂	100.0	-105	
1120	Tricloroetileno	CHClCCl ₂	131.4	187.0	
1130	Dicloroetileno	CHCl CHCl	96.9	118	
1132 ^a	Fluoruro de vinilideno	CH ₂ CF ₂	64	-119.0	
1140	Cloruro de vinilo	CH ₂ CHCl	62.5	7.0	
1141	Fluoruro de vinilo	CH ₂ CHF	46.0	-98	
1150	Etileno	CH ₂ CH ₂	28.0	-155.0	C
1270	Propileno	CH ₃ CH CH ₂	42.1	-53.7	C

- 1) Los compuestos metano, etano y propano aparecen en la sección de halocarburos con sus propias posiciones numéricas, pero entre paréntesis, ya que estos productos no son halocarburos.
- 2) Los compuestos etileno y propileno aparecen en la sección de hidrocarburos (con el fin de indicar que estos compuestos son hidrocarburos).el etileno y el propileno están debidamente identificados como compuestos orgánicos no saturados.

De la ASRHAЕ data book. Design volumen.1957.58 edition, con permiso de la American Society of heating refrigerating and Air-conditioning Engineers.

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Consiste en el proceso mediante el cual el aire ambiente es llevado a las condiciones de confort para el ser humano, este proceso se realiza en el equipo acondicionador de aire.

Aire acondicionado

Es el aire cuando se encuentra a las condiciones de confort (condición del aire fruto del proceso de acondicionamiento de aire).

El acondicionador de aire debe ser capaz de mantener la temperatura y la humedad en 75°F y 50% respectivamente, en valores fijos o con variaciones muy pequeñas dentro el lugar a acondicionar, sin importar las condiciones exteriores.

La condición de confort media se tiene para una temperatura de 76°F y una humedad relativa de 55%, ya que 96% de las personas se sienten confortables para estas condiciones.

Humedad relativa

Mide la cantidad de vapor de agua de una condición cualquiera a la cantidad de vapor de agua para la condición de saturación

Se toma una referencia y se mide la humedad con relación a ella, en este caso la condición de saturación

Humedad relativa: ϕ es adicional.

Fracción Molar (X)

Se determina el número de moles de una componente cualquiera de una mezcla de dos gases o más al número de moles total de la muestra.

En una mezcla de vapor de agua y aire seco.

$$X = \frac{N_{\text{vapor H}_2\text{O}}}{N_{\text{vapor H}_2\text{O}} + N_{\text{aire seco}}} = \frac{N_{\text{vapor H}_2\text{O}}}{N_t}$$

Donde # moles = N

Para la saturación se tendrá la fracción molar máxima, debido a que en la saturación el número total de moles de vapor de agua es máximo, mientras que el total de moles de la muestra (N_t) no varía.

$$X_{\text{H}_2\text{O saturado}} = \frac{N_{\text{vapor H}_2\text{O saturado}}}{N_t}$$

Para una condición cualquiera a una P y T determinada, en nuestro caso aire húmedo.

$$X_{H_2O \text{ húmedo}} = \frac{N_{H_2O \text{ húmedo}}}{N_t}$$

La humedad relativa (para una determinada presión y temperatura)

$$\Phi = \frac{X_{H_2O \text{ húmedo}}}{X_{H_2O \text{ saturado}}} = \frac{N_{H_2O \text{ húmedo}}}{N_{H_2O \text{ saturado}}}$$

REGLA DE DALTON

La presión total de una mezcla de dos o más gases será igual a la suma de las presiones parciales.

$$\underbrace{P_{v H_2O}}_{\text{barómetro.}} + \underbrace{P}_{\text{Vapor de agua \quad Aire seco}} = P_{\text{atm (atmosférica) del aire que se mide con el}}$$

Si T = 90°F

1) Para la saturación:

$P_{v H_2O \text{ máximo}}$ es igual a la presión de saturación para $T = 90^\circ F$, que se obtiene de las tablas termodinámicas.

Entonces:

$$P_{\text{aire seco}} = P_{\text{atm.}} - P_{v H_2O}$$

Para condición Aire húmedo:

$$\underbrace{P_{v H_2O}} < P_{\text{sat } T \text{ aire}}$$

En aire húmedo

$$\Phi = \frac{N_{H_2O}}{N_{H_2O \text{ saturado}}}, \text{ como } N = P_v / R_t ; \text{ sustituyendo}$$

N H₂O saturado

$$N \text{ H}_2\text{O húmedo} = \frac{P_v \text{ H}_2\text{O húmedo} \times V}{R_t}$$

$$N \text{ H}_2\text{O húmedo} = \frac{P_v \text{ H}_2\text{O máximo} \times V}{R_t} = \frac{P \text{ saturado} \cdot V}{R_t}$$

Para P, T, y v constantes.

La humedad relativa se puede determinar como la presión parcial de vapor de agua para el aire húmedo a la presión parcial de saturación a la temperatura del aire. Para una presión y temperatura constantes.

$$\Phi = \frac{P_v \text{ H}_2\text{O}}{P \text{ sat (T. aire)}} + \frac{P_v \text{ H}_2\text{O húmedo}}{P \text{ H}_2\text{O sat.}} \quad p \text{ y } t = \text{constante}$$

$$1 \text{ atm} = P_{\text{sat } t_a} + P_{\text{aire sat}} = P_v \text{ H}_2\text{O húmedo} + P_{\text{aire sat}} = 14.7 \text{ Psi}$$

Razón de humedad o humedad específica (W)

Es la cantidad de vapor de agua expresada en la unidad de masa con relación a la unidad de masa de aire seco.

$$W = M_v/M_a = R_a P_v/R_v P_a = 0.622 P_v/P_a$$

Dónde:

P_v = presión vapor de agua (Psi)

P_a = presión aire (Psi)

R_a y R_v = constantes particulares del aire y del vapor de agua.

$$W = \frac{1 \text{ LBM vapor de agua}}{1 \text{ LBM aire seco}}$$

$$\text{O también } W = \frac{\text{Granos de vapor de agua}}{1\text{LBM aire seco}}$$

$$1\text{LBM} = 7000 \text{ granos}$$

Se pesa la cantidad de vapor de agua que se condensa de un determinado volumen y se pesa la cantidad de aire seco que quedaría dentro del volumen, a la relación se le llama razón de humedad.

La razón de humedad varía con la presión atmosférica y la temperatura, con ella se evalúa el cambio de contenido de vapor de agua en el aire.

Para una temperatura que aumenta y si la humedad relativa se mantiene fija, la cantidad de agua aumenta (la razón de humedad), ver fig.1-6

Ahora podemos definir la humedad relativa así:

$$\Phi = \frac{P_v}{P_g} ; \quad P_v = \frac{W P_a}{0.622}$$

$$\Phi = \frac{W P_a}{0.622 P_g}$$

La humedad relativa también se puede determinar aproximadamente a partir de las temperaturas de bulbo seco (TBS) y de bulbo húmedo (TBH) por una relación empírica.

La humedad relativa también se puede determinar aproximadamente a partir de las temperaturas de bulbo seco (TBS) y de bulbo húmedo (TBH) por una relación empírica.

$$\Phi = 0.622 \left(\frac{TBH}{TBS} \right) 0.622 \quad \text{para el rango: } 70^\circ\text{F} \leq TBS \leq 95^\circ\text{F}$$

$$60^\circ\text{F} \leq TBH \leq 80^\circ\text{F}$$

Densidad (da)

La cantidad de vapor de agua en el aire contenida expresa en unidad de masa con relación a unidad de volumen de aire seco.

$$da = \frac{\text{LBM de vapor de agua}}{\text{Pies}^3 \text{ de aire seco}}$$

A medida que la temperatura aumenta, la humedad relativa decrece para una razón de humedad constante (Ver la figura 1-7).

El Secado

Para el secado se calienta el aire sin que aumente su razón de humedad, alejándose de su condición de saturación, con lo que se consigue aumentar la capacidad del aire para captar vapor de agua.

TEMPERATURA

Es medida de dos formas:

- 1) **Temperatura de bulbo seco (Tbs).** Es la que se relaciona con el nivel térmico del aire y se mide con el termómetro ordinario (de bulbo seco). La medición se efectúa mediante el equilibrio térmico entre el termómetro y el aire.

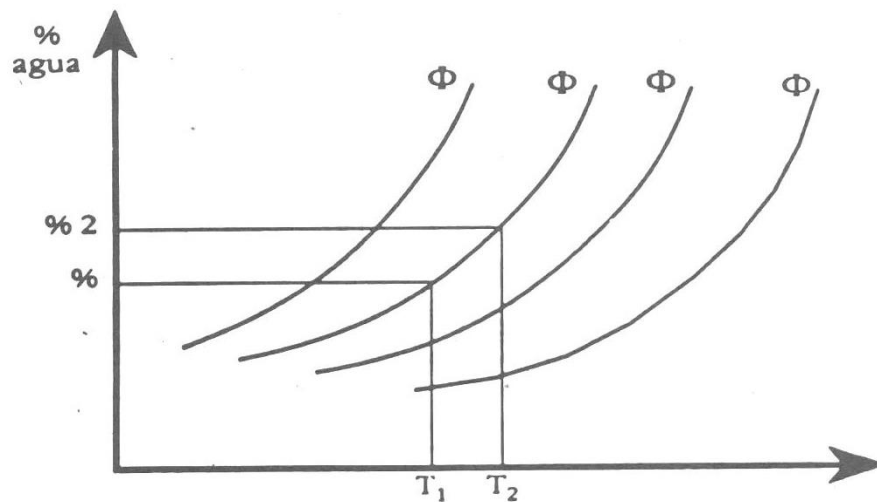


FIGURA 1-6 humedad específica (elaboración propia)

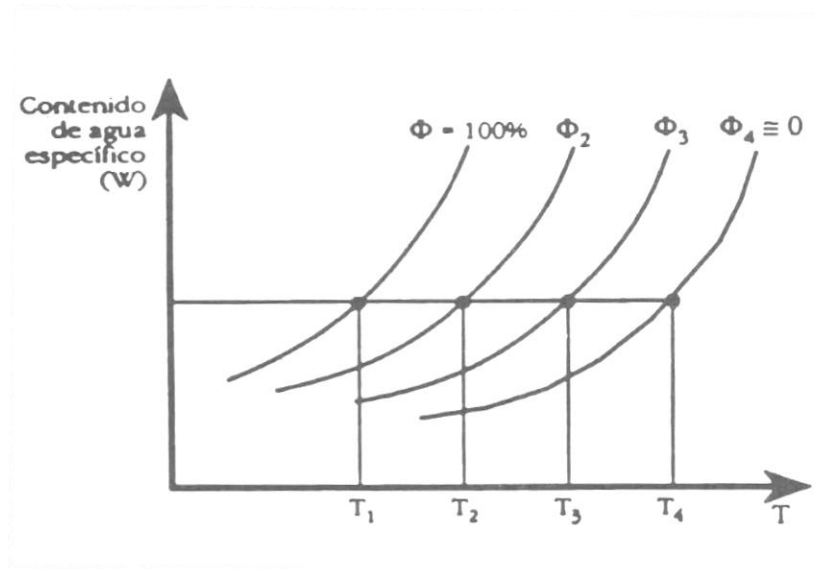


FIGURA 1-7 (Elaboración propia)

- 2) Temperatura de bulbo húmedo (Tbh).** EL bulbo húmedo lo constituye una película de agua sobre el bulbo de un termómetro ordinario.

La película de agua está en contacto con el aire y la evaporación produce fruto del calor que proviene del termómetro; y un cuerpo cuando cede energía no siendo el una fuente de energía, pierde temperatura.

Como el termómetro tiene ahora una temperatura menor que la del aire, el aire le ve de calor para evaporarse y el termómetro le cede calor y al termómetro le cede calor el aire, hasta que se produzca un equilibrio entre el calor que el aire le cede al termómetro y el calor que el termómetro le cede a la película de agua. A la temperatura que tiene el termómetro cuando se produce el equilibrio se le llama temperatura de bulbo húmedo.

El instrumento debe tener un suministro constante de agua para mantener la película de agua. Cuando ocurre la evaporación de la primera película de agua el calor necesario proviene del termómetro disminuyendo su temperatura. Al haber diferencia de temperatura entre el termómetro y el aire, el aire le cede calor al termómetro, como hay una alimentación continua de película de agua, la evaporación continua y ocurre un equilibrio cuando el calor que le cede el aire al termómetro es el necesario para que ocurra la evaporación de la película de agua.

El nivel térmico del termómetro baja hasta que se equilibre el flujo de calor que se necesite para la evaporación de la película de agua sea suministrado por el aire. La temperatura final de equilibrio es la temperatura de bulbo húmedo.

Hay una relación directa entre la evaporación y el descenso de temperatura del termómetro.

La velocidad de evaporación será proporcional a la cantidad de humedad del aire.

Mientras más se aleja la temperatura del bulbo húmedo de la del bulbo seco, más seco estará el aire, mientras más se aproxima, más húmedo estará el aire. (Ver figura 1-8)

La humedad se medirá mediante la relación de la temperatura del bulbo húmedo a la del bulbo seco.

La línea de saturación:

Indica serie de puntos en los cuales la temperatura del bulbo húmedo y el bulbo seco es la misma, es única para una determinada presión. Si la presión varía, la curva única también variará.

Si T_{bh} se mantiene constante y se aumenta T_{bs} , la humedad relativa ϕ del aire disminuye, así como W , o sea disminuye la cantidad de vapor de agua y del aire.

Con T_{bs} podemos definir el estado del aire.

TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCIO EN LA HABITACION (TD):

Es la que se consigue disminuyendo la temperatura de bulbo seco, manteniendo la razón de humedad constante hasta llegar a la línea de saturación. En este punto el aire estará saturado, si se disminuye un poco más la temperatura se producirá condensación. Esto es lo que trataremos de conseguir siempre que se desee eliminar agua del aire.

Entalpia (ha):

Para el aire húmedo será la suma de la del aire seco más la del vapor de agua a la temperatura del aire.

$$H_a = h_{\text{aire seco}} + h_{v \text{ H}_2\text{O}}$$

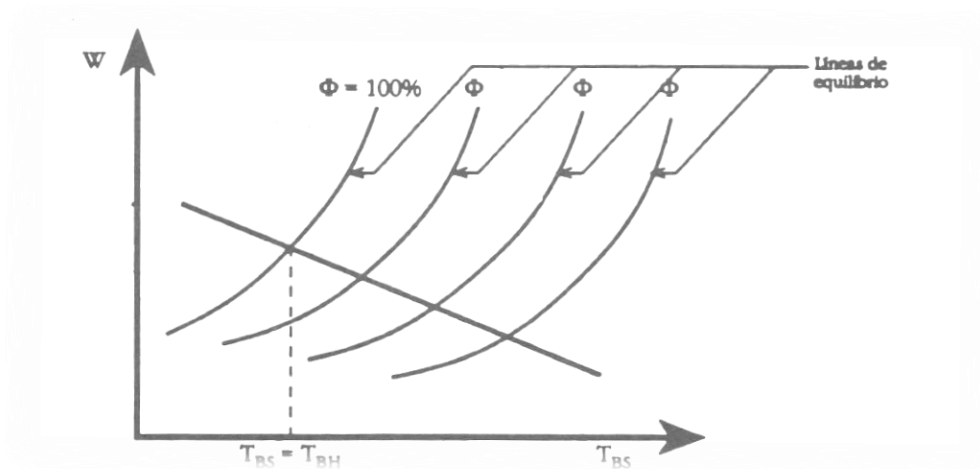


FIGURA 1-8 línea de saturación (Elaboración Propia)

1.8. Determinación del punto de operación de lo equipos

Estimar el punto de operación de cualquier equipo conectado a un sistema consiste en conseguir el punto de intercepción entre la curva que representa el sistema y la que representa la operación del aparato. Una ilustración del procedimiento se muestra en la figura 1-9

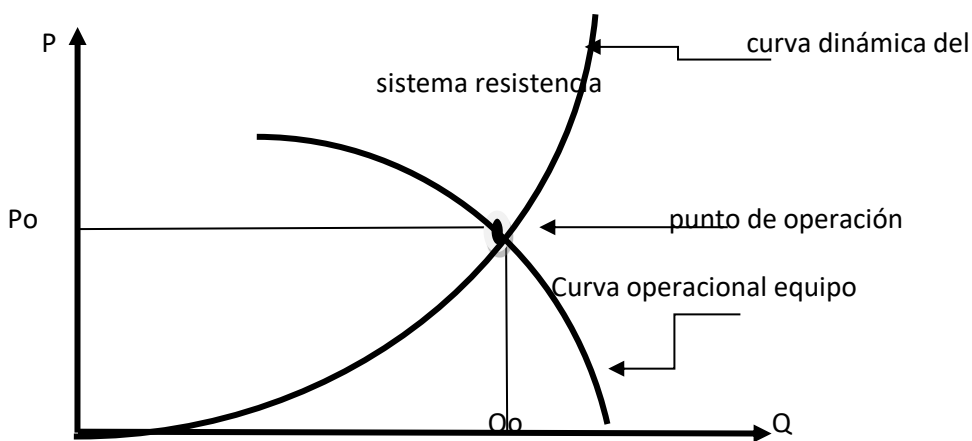


Figura 1.9 (Elaboración propia)

Figura 1-9 representación del punto de operación de cualquier bomba o abanico contra la curva dinámica del sistema tubería o conductor

Nota: P → celda de presión (descarga/succión)

Q → caudal o flujo

Po y Qo  **celda de presión y flujo en el punto operacional**

En la figura 1-9 se representa el análisis que normalmente hacemos al seleccionar un equipo después de conocer las características de resistencia al paso del flujo en las tuberías o conductos. Las condiciones de diferencia de presión (P_o) y caudal o flujo (Q_o) requeridas deberán ser cumplidas por el equipo (bomba o abanico) por lo que su capacidad al menos debe ser iguales a estos. En la práctica se toman siempre mayores, pues la curva de resistencia (o dinámica) del sistema puede ser variada con facilidad mediante una válvula reguladora de flujo o una compuerta dependiendo del caso de que se trate.

Estos razonamientos se pueden llevar a otras aplicaciones, donde se deban combinar sistemas y equipos, o equipos entre sí, como vimos en el inicio 1-6-2 para el caso de selección de evaporadores combinados con los condensadores, el cual vimos en el inicio 1-6-2.

CAPITULO 2

TOPICOS ESPECIALIZADOS

2.1. Refrigeración por absorción con amoniaco

Los sistemas de absorción poseen tres elementos principales: solución refrigerante amoníaco, agua destilada e hidrógeno.

Funcionamiento

En el recipiente la solución esta rica (agua destilada y amoníaco).esta solución cae por gravedad al calentador, donde hierve por la acción de una fuente de calor (kerosene, gas o resistencia), como el amoníaco tiene un grado de ebullición más bajo que el de agua, evaporada antes separándose y subiendo en forma de vapor, dando inicio al ciclo, que se repetirá ininterrumpidamente, mientras permanezca la llama encendida o la resistencia conectada.

Una pequeña cantidad de vapor de agua sigue con el amoníaco, aunque luego es conducida al rectificador (Ver la figura 2-1).El agua en estado líquido vuelve por un tubo hasta la parte superior del aparato, en cuanto el amoníaco (vapor) pierde gran cantidad de calor, posibilitando así su condensación (pasa del fase de gaseosa a la fase líquida).

Después de condensado el amoníaco escurre también por gravedad, para el evaporador, localizado internamente en el refrigerador. El amoníaco entra el evaporador apenas con una presión parcial, pues el hidrógeno presente posee alta presión. El amoníaco se expande y evapora bajo esta reducida presión. En el evaporador el amoníaco necesita de calor, que sale del interior del refrigerador, enfriando así, los alimentos.

Después se evapora el amoníaco con el hidrógeno caen por gravedad hasta el aparato que se encarga de absorberlo, donde fluyendo en sentido contrario, la solución pobre (agua proveniente del vapor separado en el rectificador) absorbe lo que resta del vapor de amoníaco, arrastrándolo de nuevo, ya como solución rica (agua +amoníaco), para el recipiente de la solución donde reiniciará el ciclo. El hidrógeno, a su vez, libre de amoníaco que fue absorbido por el agua, queda flotante y sube al evaporador, donde reiniciará su función (mezclándose nuevamente con el amoníaco y llevándolo al absorbedor).

Concluyendo:

En este sistema de absorción existen tres circuitos para obtener frio:

1. Circuito del amoníaco.
2. Circuito del hidrógeno.
3. Circuito de la solución.

Circuito del amoníaco

En el calentador. Calentado por la llama, evapora, separándose de la solución rica.

En el condensador. Enfría, perdiendo calor, por medio de las aletas refrigeradores y se licua.

En el evaporador. Retira el calor de los alimentos, produciendo frio en el interior del refrigerador, evaporando y mezclándose con el hidrógeno que el mismo transporta al absorbedor.

En el absorbedor. Es absorbido por el agua, separándose del hidrógeno, transformándose nuevamente en solución rica (agua - amoníaco), regresando al recipiente de la solución para comenzar nuevamente el ciclo.

Circuito de la solución

En el calentador. Hervida, la solución sube por la bomba térmica en forma de burbujas, desprendiéndose el vapor de agua del vapor de amoníaco, al alcanzar la parte superior del calentador. El agua, ahora en estado líquido desciende hasta la parte más altas del absorbedor, simplemente por gravedad.

En el absorbedor. Al descender por el serpentín del absorbedor, el agua se mezcla con una pequeña parte del amoníaco que también se encuentra en el hidrógeno (purificándolo) y vuelve al recipiente de la solución transformándose nuevamente en solución rica para comenzar un nuevo ciclo.

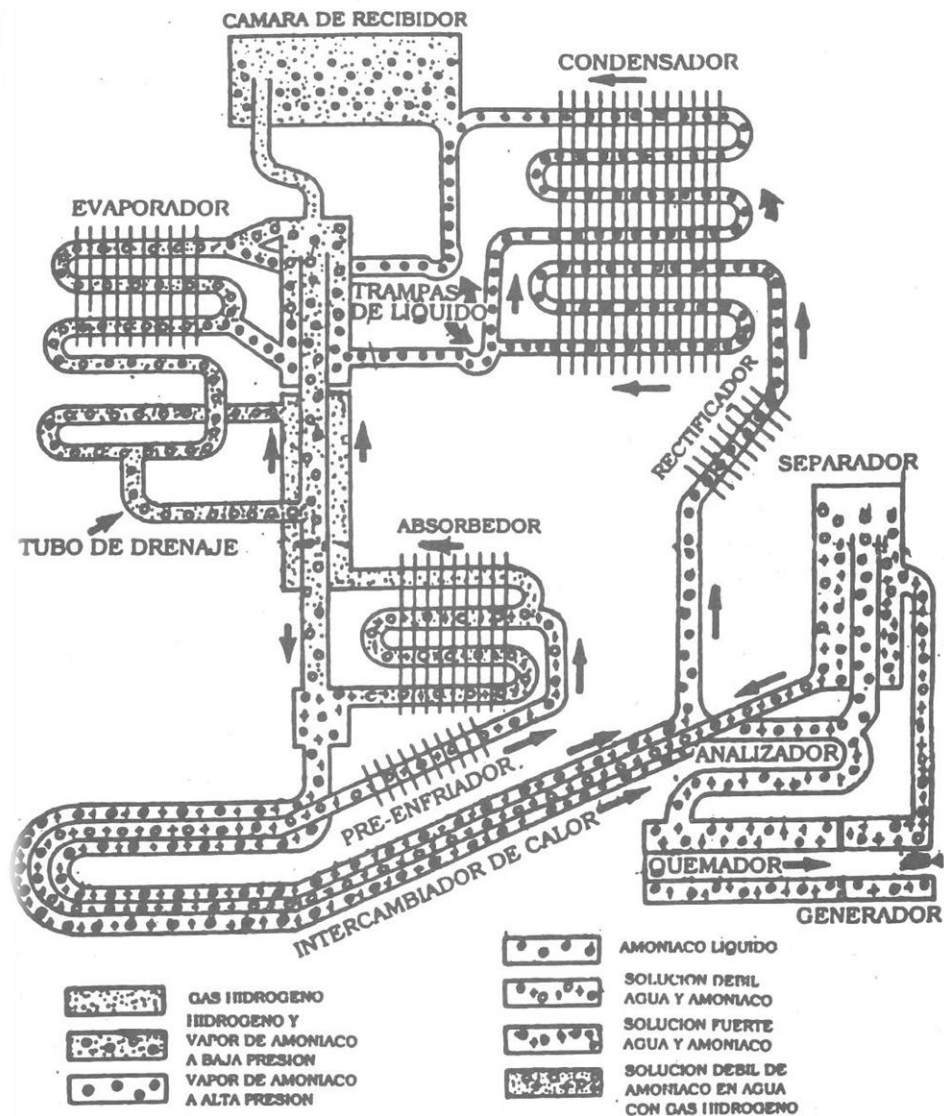


FIGURA 2-1 Esquema del proceso

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [111]

Circuito del hidrógeno

En el evaporador. Se encuentra con amoníaco líquido, haciéndolo evaporar. Enseguida, lo arrastra de nuevo al absorbedor.

En el absorbedor. Se separan del amoníaco, se mezcla este con agua, quedando leve, vuelve al evaporador, donde reiniciara su función de conductor de amoníaco al absorbedor.

Quemadores para refrigeración con sistema de absorción.

Son elementos destinados a mantener encendida una llama, utilizada para generar el calor necesario al funcionamiento del ciclo de refrigeración en los refrigeradores o congeladores con sistema de absorción. Los quemadores son utilizados en los aparatos que tienen como fuente de energía calorífica el gas licuado de petróleo (GLP) o kerosene.

Quemadores de gas

Los aparatos de refrigeración con sistema de absorción que genera la energía calorífica a través de la bomba de calor, alimentados con gas licuado de petróleo, presentan el quemador conforme a figura 2-2

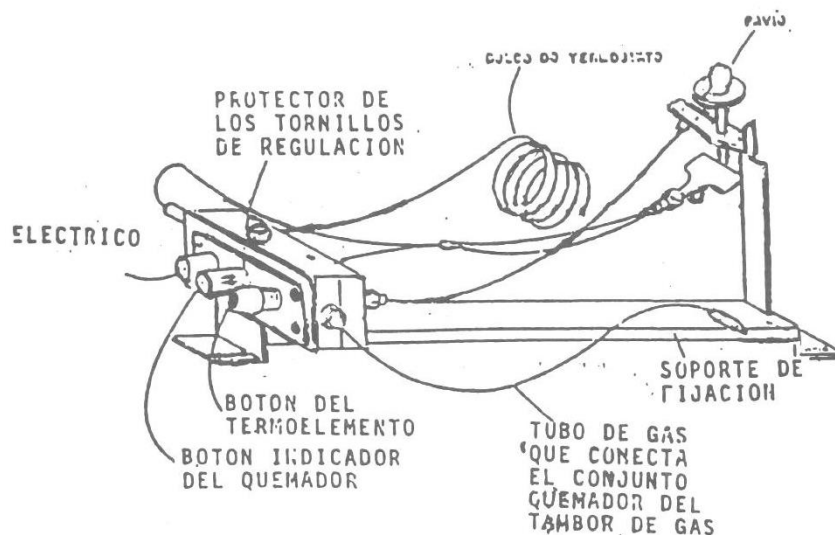


FIGURA 2-2

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [113]

Funcionamiento y regulación

Para colocar el quemador en funcionamiento y regularlo adecuadamente se recomienda proceder de la siguiente forma:

Encendido. Apretar el botón del termoelemento y enseguida accionar el botón del instrumento eléctrico (encendedor). Ver figura 2-3

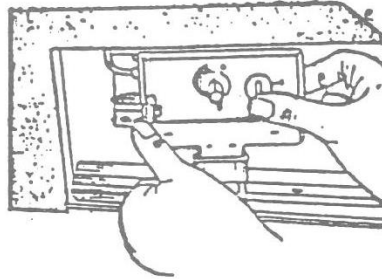


FIGURA 2-3

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [114]

Observaciones

- a) El botón del interruptor eléctrico solo debe ser accionado estando el botón del termoelemento presionado.
- b) El botón del interruptor eléctrico deberá ser accionado varias veces hasta que se encienda
- c) Después asegúrese de que el piloto está encendido y debidamente caliente, retire la presión ejercida en el botón termoelemento.

Regular llama

- a) Floja la tapa protectora que se encuentra encajada sobre los tornillos de regulación.
- b) Fije el bulbo de termostato junto al caño del congelador del sistema.
- c) Gire el botón indicador del quemador lo máximo hacia la izquierda.

Observación

Girar el botón solamente cuando la temperatura del evaporador, indicada por el termostato, esté entre 8 y 12°C

Usando destornillador regule la llama ideal con 6 a 9 cm de altura

Observación

1. Girándose el tornillo No.1 a la derecha (sentido de la aguja del reloj), la llama deberá aumentar
2. Girándose el tornillo No.1 a la izquierda (sentido de la aguja del reloj), la llama deberá disminuir.
3. **Gire el botón indicador de llama para la derecha**
 - a) La llama deberá aumentar hasta una altura de 8 cm, y poseer coloración “azul vivo”
 - b) En caso de existir la necesidad de reajuste, este se procederá a través del tornillo de regulación No.2, obedeciéndose el mismo sentido de rotación anteriormente mencionado.

Nota: en los quemadores actuales no es necesario regular la llama, visto que no poseen los tornillos para tal; ellos son suministrados ya regulados por el fabricante

4. Prueba de funcionamiento de la llama

- a) Suelte el bulbo del termostato sujetado al caño del congelador del sistema y déjelo calentar algunos minutos.
- b) Gire el botón indicador de llama para la derecha y para la izquierda.
- c) La llama no deberá alterarse

Nota: cuando la llama presente irregularidad, no se debe permanecer en el quemador sin antes limpiar el inyector

Quemadores para ser utilizados con kerosene

Los quemadores alimentados por kerosene son alojados dentro de un tanque dotado de un sistema de guía para y traba que permite el perfecto ajuste del quemador con tubo de la llama. Figura 2-4

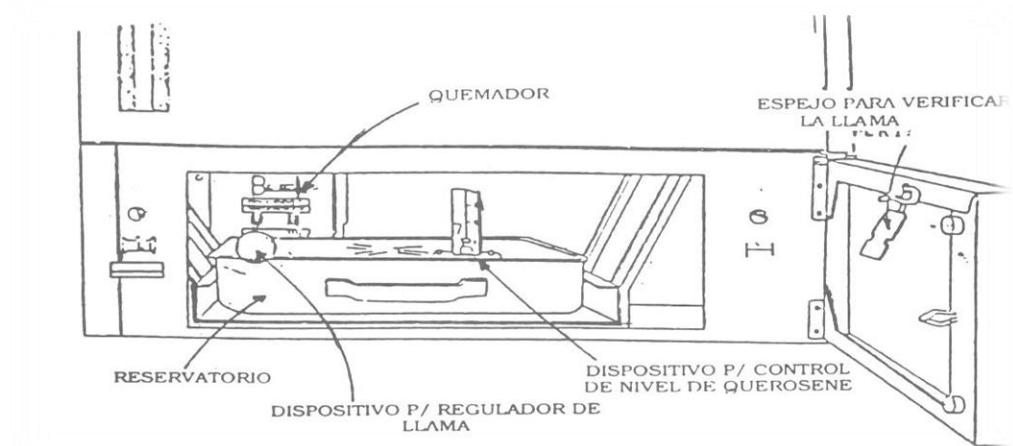


Figura 2-4

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [116]

1) Funcionamiento y regulación

Para colocar en funcionamiento y regular adecuadamente el quemador alimentado por kerosene, se recomienda proceder de la siguiente forma:

- Pruebe la calidad del kerosene a ser utilizado (figura2-5)
- Coloque un poco de kerosene dentro de un recipiente metálico.
- Coloque un termómetro dentro del recipiente escogido, teniendo cuidado de no apoyarlo en el fondo.
- Coloque una vela bajo el recipiente y encendiéndola, dejando el kerosene arder hasta 50°C.
- Encienda un palito de fosforo y muévelo de un lado a otro sobre el recipiente con kerosene, hasta que este se inflame.

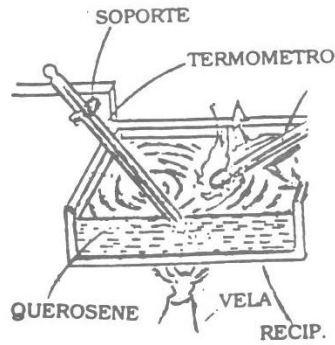


FIGURA 2-5

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [117]

2) PRECAUCIONN: CUIDADO PARA QUE NO SE QUEME

- a) Haga la lectura de la temperatura indicada en el termómetro en el instante que el kerosene se inflame.
- b) El kerosene se inflame con temperatura por encima de 62°C , indica que es de buena calidad.
- c) Si el kerosene se inflama con temperatura por debajo de 62°C , indica que es de baja calidad y no debe ser utilizado.
- d) Monte el quemador, e introdúzcalo hacia el centro.

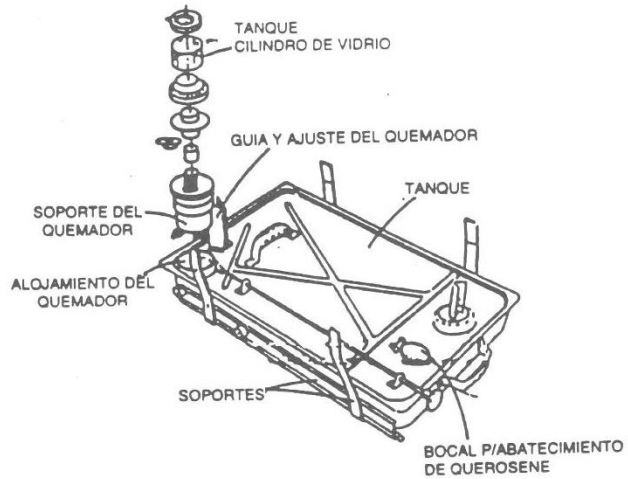


FIGURA 2.6

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [118]

3) Siga las instrucciones del fabricante.

- a) Encienda el piloto
- b) Retire la corona y el cilindro protector de vidrio
- c) Regule el piloto a una altura de 2 mm
- d) Verifique si el piloto está bien nivelado, es necesario con una navaja bien afilada. Corte las partes salientes y nivélelo por la parte superior.

4) Enciendo el piloto.

Humedézcalo con kerosene.

5) Coloque la corona y el cilindro protector de vidrio

Nota: verifiqué el perfecto encaje de estos en el tubo de llama del calentador.

6) Regule llama

- a) la regulación deberá ser hecha para obtener una llama perfectamente azul
- b) recoloque el tanque en la posición original.

Nota: cuando el piloto es nuevo debe ser humedecido con kerosene, cuando encienda déjelo quemar por 30 minutos y luego regúlelo a la llama definitiva

7) Verifique si el deflector de llama está en la posición correcta dentro de la chimenea.

Nota: para obtener buen rendimiento en el refrigerador con sistema de absorción, el mismo deberá ser debidamente nivelado, así como poseer todos los componentes del quemador debidamente cargados y la llama presentar un color azul.

Quemadores para ser utilizado con resistores eléctricos

Siga las instrucciones del fabricante.

Procesos para el chequeo y mantenimiento de las unidades

Para el chequeo de estos equipos se deben seguir los pasos indicados en el cuadro A y B que se muestran a continuación, en estos cuadros se describe los principales problemas, con las posibles causas y las acciones a seguir.

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
1 bajo rendimiento	1.1 El registro de la válvula reguladora de gas parcialmente cerrado. 1.2 El tanque vacío o casi al terminar. 1.3 Escape de gas en las juntas 1.4 Hollín en la chimenea, en el defector de la llama o en el estrangulador.	1.1 Abrir completamente el registro de la válvula reguladora de gas 1.2 Cambiar el cilindro por otro lleno. 1.3 Protegerla 1.4 Retirar el defector y el estrangulador y limpiarlos, pasar escobilla interiormente a la chimenea (previamente protegerle quemador con un panó plástico y papel).vea manual de instrucciones.

2 llama no regulada	2.1 refrigerador fuera de nivel, aparador de agua, detector de llama, estrangulador fuera de lugar. 2.2 Termoelemento suelto 2.3 Contacto (entre el termoelemento y la unidad de fuerza).	2.1 Nivelar el refrigerador. Colocarle en el lugar propio, el aparador de agua, el deflector de llama y el estrangulador. Examina si la mecha del quemador esta encajada en el tubo calentador 2.2 recolocar el termoelemento y fijar el niple. 2.3 Retirar, limpiar y recolocar la unidad de fuerza.
---------------------	--	--

CUADRO A

DE CORRECCION DEFECTOS DEL REFRIGERADOR A GAS

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
3 . Consumo excesivo de gas	3.4 Escape de gas en las juntas. 3.5 Equipo del quemador defectuoso. 3.6 Inyector defectuoso.	3.4 Proteger. 3.5 Cambiar. 3.6 cambiar.
4. El punto del quemador no enciende pero esta inflamada la llama del tubo.	4.1 Tuvo Zip muy apartado del quemador. 4.2 Llama del tubo Zip muy pequeña 4.3 inyector tapado. 4.4 Quemador defectuoso.	4.1 Aproximarlo. 4.2 Retirar el tornillo protector de la "llama Zip" y girar para la izquierda el tornillo interno, hasta que la llama alcance 10mm de altura aproximadamente. 4.3 Limpiar el inyector. 4.4 Cambiar el quemador.

5. La temperatura del congelador es apenas frío, aunque la llama permanece alta y azul.	5.1 El sistema de refrigeración está parcialmente tapado con un pequeño escape, el punto "a" esta sensiblemente más caliente que el punto "b". 5.2 Estrangulador y deflector dislocados. 5.3 Sistemas fuera de nivel.	5.1 cambiar el sistema de refrigeración. 5.2 Colocarlos en sus posiciones correctas. 5.3 Nivelarlo correctamente.
6. ausencia de frío	6.1 Tapado de sistema de refrigeración.	6.1 Invertir la posición del sistema (cabeza para abajo) y ponerlo en posición normal, varía veces. Si acaso persiste el defecto, cambiar el sistema.

CUADRO A (CONT.)

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
	6.2 Escape total de carga de gas del sistema de refrigeración(el punto "a" estará sensiblemente más caliente que el punto "b" 6.3 llama muy pequeña	6.2 cambiar el sistema. 6.3 limpiar el inyector y regular la llama para que tenga más o menos 8cm de altura y bien azul.

CUADRO B

DE CORRECCION DEFECTOS REFRIGERADORES A KEROSENE

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
1Bajo rendimiento	1.1 Hollín en la chimenea, en el deflector de la llama.	1.1 Retirar el tanque de kerosene y el deflector de llama, colocar un papel o panó debajo del tubo de llama y escobillar internamente la chimenea.

	1.2 Refrigerador fuera de nivel, aparador de agua y deflector de llama o tanque fuera de lugar. 1.3 Bajo rendimiento.	1.2 Nivelar el refrigerador, colocar en un lugar propio al aparado de agua y el deflector de llama y encajar correctamente el cilindro del quemador. 1.3 Llama amarilla. Regular la llama hasta que quede bien azul (cilindro mal encajado, ventana de mica empotrada, desregulador pueden ser las causas de ese defecto).
--	---	--

CUADRO B (CONT.)

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
	1.4 Quemador sucio. 1.5 Quemador defectuoso	1.4 limpiar bien el nivelador o piloto con auxilio de una navaja afilada. 1.5 cambiar el quemador.
2. La llama fluye formando mucho humo.	2.1 Llama muy alta. 2.2 Sujetar la chimenea.	2.1 Girar el botón regulador de la llama hacia la izquierda hacia tener una llama media y azul. 2.2 Retirar el tanque o deflector y escobillar bien la chimenea.
3. Consumo excesivo de kerosene	3.1 escape de kerosene 3.2 llama muy alta 3.3 kerosene impuro.	3.1 Siendo el tanque perforado el mismo debe ser cambiado. 3.2 Girar el botón regulador de llama hacia la izquierda hasta llegar a una llama media azul. 3.3 hacer o probar el kerosene.
4. La llama disminuye, incendiando el quemador.	4.1 Mucha suciedad en el quemador 4.2 kerosene con punto de inflamación muy bajo(inf.60°C)	4.1 retirar el tanque, soltar el quemador del mismo y hacer una limpieza general. 4.2 hacer la prueba de kerosene. Si la causa es esta. Cambiar el kerosene.
5. no se consigue llama azul.	5.1 kerosene impuro. 5.2 quemador defectuoso. 5.3 piloto defectuoso 5.4 ventana de mica dañada	5.1 Hacer la prueba de kerosene .siendo impuro debe ser cambiado. 5.2 cambiar el quemador. 5.3 cambiar el piloto. 5.4 Si la ventana de mica está dando penetración de aire debe ser sustituida.

CUADRO B (CONT.)

SINTOMA	DIAGNOSTICO	QUE HACER
	5.5 Cilindro no encaja perfectamente en el tubo de llama	5.5 Regular los daños hasta que el cilindro encaje perfectamente el tubo de llama
6. La temperatura del congelador es apenas fría, aunque la llama este muy azul.	6.1 sistema con escape de gas (lleno de amoníaco o señales indicadora sobre los caños). 6.2 el sistema de refrigeración está parcialmente tapado en el punto "a" esta sensiblemente más caliente que el punto "b" 6.3 Deflector de llama fuera de chimenea o fuera de posición.	6.1 cambiar el sistema de absorción. 6.2 virar el refrigerador de cabeza para abajo varias veces. Colocar bien en nivel, deja por algún tiempo después líguelo nuevamente. 6.3 colocarlo en su posición correcta (1cm a 2 cm de boca del tubo de llama.
7. Ausencia de frio calentando levemente dentro del refrigerador.	7.1 Obstrucción del sistema de refrigeración. 7.2 Escape total de carga de gas. 7.3 Llama muy baja.	7.1 Invertir la posición del sistema (cabeza para abajo) y hacer volver a la posición normal, varias veces, en caso de persistir el defecto, cambiar el sistema. 7.2 Cambiar el sistema de absorción. 7.3 Regular mejor la llama.

2.2. Refrigeración por absorción con bromuro de litio-agua.

El principio de operación es similar al del sistema que usa amoníaco, sólo que en este caso su uso básico es para sistemas de climatización en lugar de usarse para la refrigeración.

Enfriadores de líquido por absorción, como el ilustrado en la figura 2-7, utilizan calor como la fuente de energía. Los medios usuales de calefacción son, vapor agua caliente que se originan de diferentes fuentes, tales como:

1. Calderas de calefacción existentes que se usan solamente durante el invierno.
2. Calderas nuevas instaladas para aire acondicionado de calefacción y refrigeración.

3. Vapor a baja presión o agua caliente, utilizado en una planta industrial para trabajo de proceso.
4. Calor de desperdicio, recuperado de los gases de escape de motores o turbinas a gas.
5. Vapor a baja presión del escape de una turbina de vapor.

El utilizar calor de desperdicio como potencia para el enfriador de absorción, es un sistema muy barato para comprar y operar. Ya existen sistemas que usan energía solar para calentar agua. El resultado de estas aplicaciones, puede aún causar mayor interés en el uso de equipos de absorción como parte de los métodos de conservación de energía.

Otra ventajas es que los niveles de ruido y vibración son bastantes más bajo que los de sistemas mecánicas, haciéndolos idealmente apropiados para instalaciones en casi cualquier parte de un edificio o sobre el techo. Se encuentran unidades comerciales en capacidades que van de 25 a bien por encima de 1.000 ton (R). Se construyen unidades de absorción para aire acondicionado residencial, en el rango de 3 a 10 ton (R).

Operación

La operación del sistema de absorción depende de dos factores: un refrigerante (agua) que hierve evapora a una temperatura inferior a la del líquido que se enfría y un absorbente (bromuro de litio) que tiene gran afinidad con el refrigerante.

El refrigerante (agua) en una vasija abierta hierve o evapora a 212°F al nivel del mar (14.7 Psia) cuando se le aplica calor. Haciendo hermético el recipiente, puede hacer que la presión y la temperatura de evaporación se realizarán a una presión y temperatura más baja. Ahora tiene únicamente que reemplazar la vasija cerrada con un enfriador de absorción y la temperatura de evaporación deseada, dictará el vacío que debe mantenerse.

Como absorbente, pueden utilizarse muchos tipos de sales. La sal común de mesa (cloruro de sodio) es un elemento absorbente. Usted sabe lo que le sucede al salero durante el tiempo húmedo; se obstruye a causa de que la sal ha absorbido agua del aire.

El cloruro de calcio es otra sal, frecuentemente utilizada en carreteras o canchas de tenis para asentar el polvo. El cloruro de calcio absorbe la humedad del aire, la cual mantiene la superficie de la carrera o de la cancha húmeda.

El bromuro de litio es también una sal que se encuentra en forma cristalina cuando está seca. Se hizo pruebas con muchos tipos de sales antes de que el bromuro de litio fuera seleccionado como el de mejores características totales para el uso de enfriadores de absorción de gran capacidad.

Para el uso en el enfriador de absorción, los cristales del bromuro de litio se disuelven en el agua; la mezcla se conoce con solución de bromuro de litio. La cantidad de bromuro de litio y agua en una solución, se mide por peso y no por volumen. La concentración de la solución se establece en

porcentaje de bromuro de litio en la solución total. Una concentración del 65% significa que 65% del peso total es bromuro de litio.

Para cada 100 lb de solución con una concentración al 65 % hay 65 lb de bromuro de litio y 35 lb de agua.

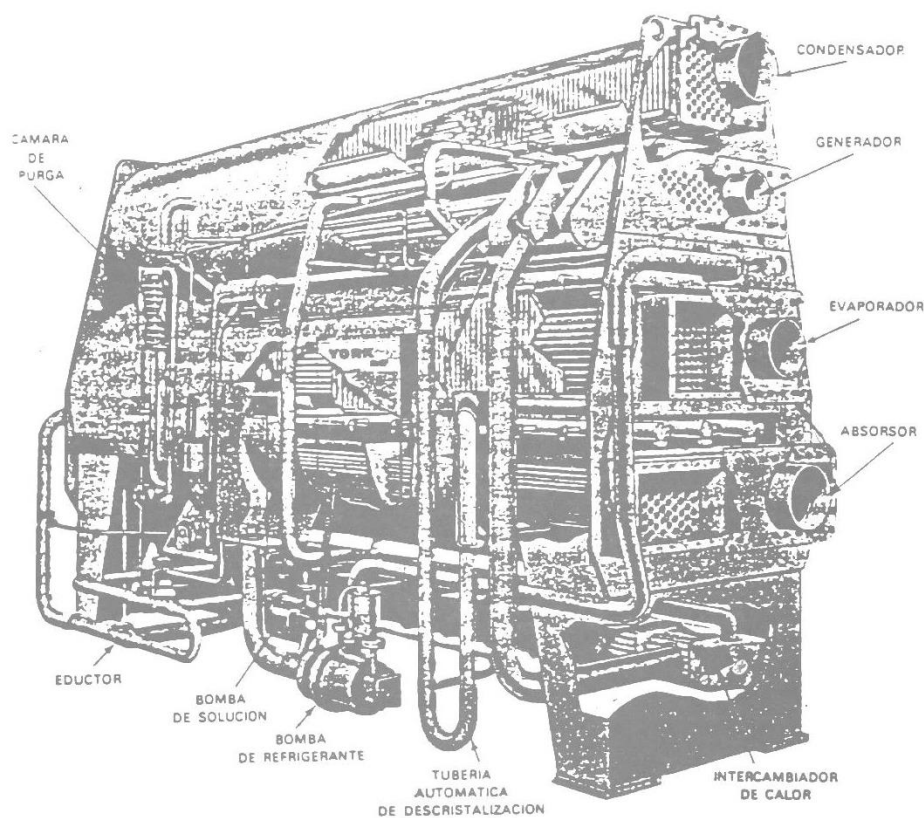


Figura 2-7 Enfriador de líquido por absorción. (Cortesía: york, Div.of Borgwarner Corporation).

$$100 \text{ lb (solución)} \times \frac{65}{100} = 65 \text{ lb de bromuro de litio}$$

$$100 \text{ lb (solución)} - 65 \text{ lb} = 35 \text{ lb de agua}$$

El absorbente (bromuro de litio) sirve como un vehículo para absorber y transportar el refrigerante (agua) de la parte del sistema en donde no se necesita a otra parte del sistema donde el refrigerante puede recuperarse para ser utilizado de nuevo.

El enfriador de líquido por absorción como el mostrado en la figura 2.7 consta de dos principales carcazas. La carcaza superior contiene el generador y el condensador y se mantiene con un vacío de aproximadamente un décimo de atmósfera (1.470 Psia)

La carcaza inferior contiene el evaporador y el absorbedor (absorbo) y se mantiene con un vacío de aproximadamente una centésima de atmósfera (0.147nPsia).

Todos los enfriadores por absorción incluyen cuatro componentes básicos de intercambio de calor, los cuales, cuando están apropiadamente balanceados, Enfriarán un líquido a la temperatura deseada. Los componentes son:

1. Evaporador
2. Absorbedor
3. Generador
4. Condensador

Además hay auxiliares que ayudan a los cuatro componentes básicos a realizar sus funciones.

Típicamente son:

1. Un intercambiador de calor
2. Dos bombas de fluidos
3. Una unidad de purga
4. Una válvula de control de solución
5. Un aparato de descristalización automática.
6. Una válvula de control de solución.
7. Una válvula de vapor o agua caliente.
8. Un eductor
9. Un centro de control.

Todo esto suena complicado hasta que se analiza cada paso a su vez.

A través de esta discusión, ciertas temperaturas y presiones se mencionan para permitir un mejor entendimiento del trabajo hecho en cada parte del sistema. Estas condiciones del ejemplo son aproximadas y pueden variar para otras temperaturas de agua de enfriamiento, condiciones de vapor y otras.

Evaporador

El propósito del evaporador es enfriar un líquido para usarlo en un proceso de refrigeración o en un sistema de aire acondicionado. Consideremos una aplicación típica (vea figura 2.8)

El agua fría entra al evaporador a 56 °F y se enfría a 44°F. Para y se enfría 44°F. Para lograr esto la carcasa inferior se mantiene a una presión de 6mmHg (0,117 psia). Bajo estas condiciones el refrigerante (agua) se evapora a 39°F, suministrando por tanto suficiente diferencia de temperatura para enfriar el agua helada a 44°F.

Ya que el refrigerante (agua) puede evaporarse más fácilmente si se rompe en pequeñas gotas se utiliza una bomba de recirculación del sistema. El refrigerante agua entra en la parte superior de la carcasa inferior, parte del mismo se evapora cuando se pone en contacto con los tubos relativamente más calientes y el líquido que no evapora se recoge bajo los tubos del evaporador. Una bomba recircula el refrigerante a través de un cabezal aspersor sobre los tubos de evaporador. Este sistema hace uso máximo del refrigerante y mejora la transferencia de calor manteniendo la superficie de los tubos húmeda todo el tiempo.

Absorbedor (absorber)

El vapor refrigerante del evaporador pasa por los eliminadores, los cuales retiran cualquier líquido refrigerante arrastrado. El bromuro de litio puede absorber vapor de agua fácilmente si su área superficial se incrementa; por consiguiente se usa una bomba para hacer circular la solución desde el fondo del absorbedor (vea la figura 2-9).

El vapor es absorbido por la solución de bromuro de litio, la cual fluye sobre el exterior de los tubos del absorbedor. La mezcla de bromuro de litio y agua refrigerante se denomina la solución diluida. El calor generado en este proceso se denomina la solución diluida. El calor generado en este proceso se denomina calor de absorción. Este es retirado por el agua de condensación, que fluye a través de los tubos del absorbedor.

Generador

La solución diluida del fondo del absorbedor se bombea al generador localizado en la carcasa superior. La solución diluida fluye sobre el exterior de los tubos calientes del generador. El vapor o agua caliente en el generador sube la temperatura de la solución del punto de ebullición y evapora una parte de refrigerante. De nuevo hay dos sustancias, una solución concentrada de bromuro de

litio y vapor de agua refrigerante. (Vea figura 2-10). El vapor del refrigerante se mueve sobre el condensador y la solución concentrada de bromuro de litio retorna absorbedor para ser usada.

Condensador

El vapor refrigerante liberado en el generador pasa a través de eliminadores, los cuales retiran cualquier solución de bromuro de litio arrastrada. Una presión de 70mmHg (1.346 psia) se mantiene en la carcasa superior y hace que el refrigerante condense a 112°F, sobre los tubos del condensador (vea figura 2 -11).

Se utiliza agua condensada después de pasar por los tubos del condensador. El refrigerante condensado fluye por gravedad y presión diferencial por un orificio, al evaporador. Este refrigerante más el recirculado por la bomba de refrigerante se distribuye sobre los tubos del evaporador para completar el ciclo refrigerante.

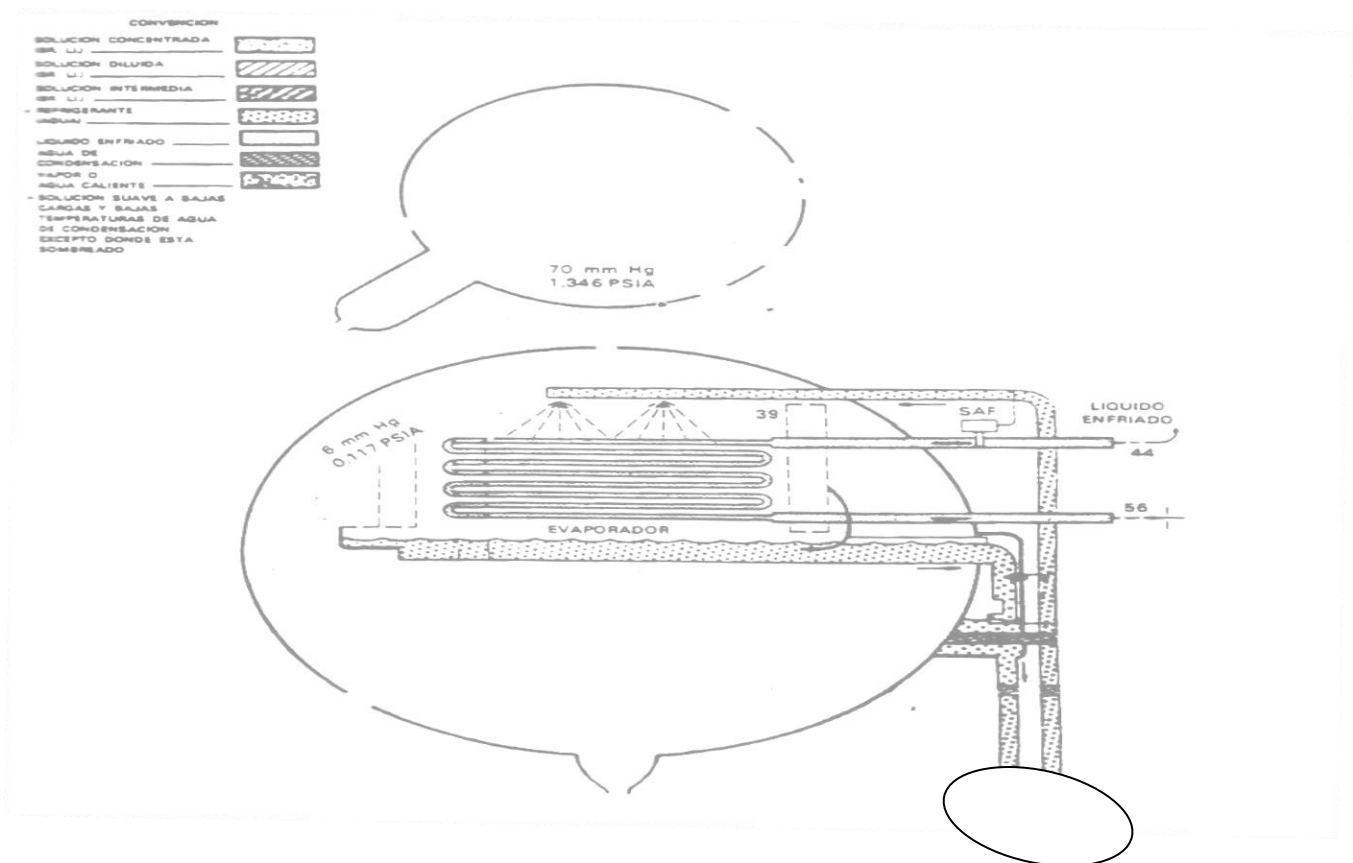


FIGURA 2-8 (Cortesía: york, Div.of Borgwarner corporation).

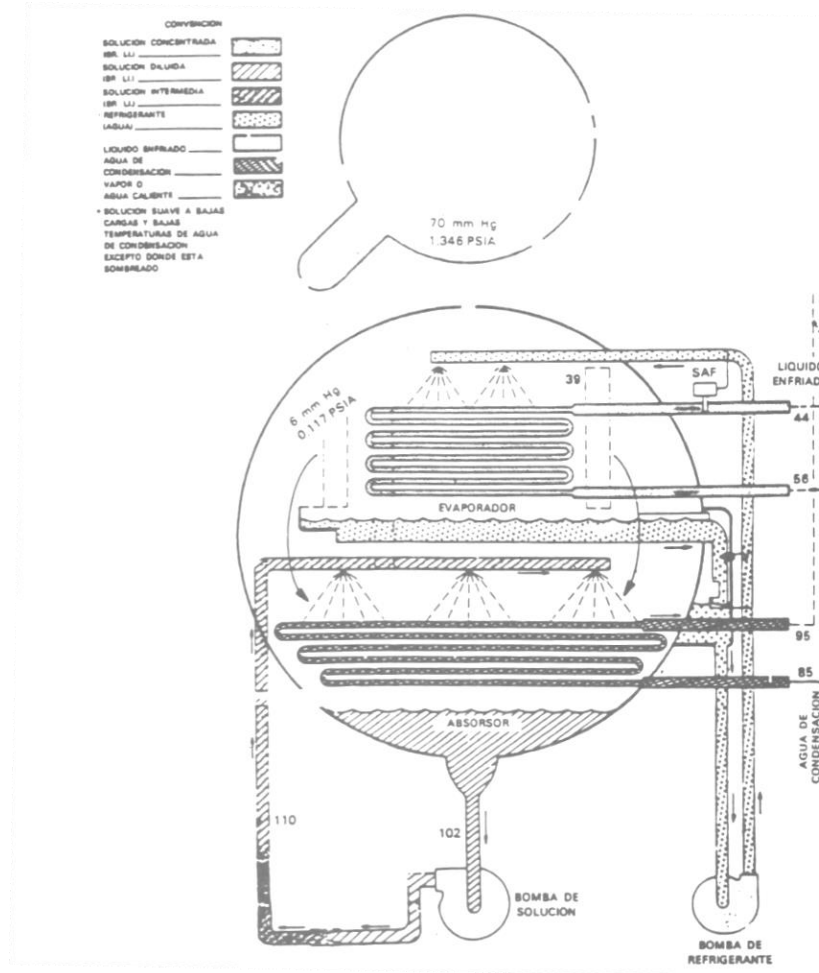


FIGURA2-9 (Cortesía: york, Div.of Borgwarner corporation).

Intercambiador de calor

Para hacer el ciclo de absorción más eficiente, normalmente se añaden varios elementos accesorios, el primero es un intercambiador calentador en la línea entre el absorsor y el generador (vea la figura 2-11). El intercambiador de calor pone la solución diluida que viene del absorsor, relativamente fría.

La solución diluida sale del absorsor a una temperatura de 120°F y la solución concentrada de bromuro de litio está a una temperatura de 214°F cuando viene del generador.

La introducción de un intercambiador mejora la eficiencia del ciclo, reduciendo la cantidad de vapor o agua caliente requerida en el generador, El efecto del intercambiador de calor sobre ambas soluciones se muestra en la figura 2-11.

Eductor

Un segundo elemento accesorio es el eductor, el cual suministra la circulación de la solución del bromuro de litio sobre los tubos del absorber (vea figura 2-11). Esto incrementa la eficiencia para absorber vapor de agua. Una porción de la solución diluida que sale de la bomba de solución en el fondo del absorber, se dirige a través de un eductor, lo cual induce a que la solución concentrada se mezcle con la solución diluida de la bomba. Esta mezcla se envía a los cabezales difusores sobre el haz de tubos del absorber.

Tubos de descriticalizacion Automático

Un tercer elemento accesorio es el tubo de descriticalizacion automático, el cual se diseña para evitar la cristalización de la solución de bromuro de litio. La cristalización puede ocurrir cuando la solución de bromuro de litio llega a ser demasiado concentrada. (Ver figura 2-12)

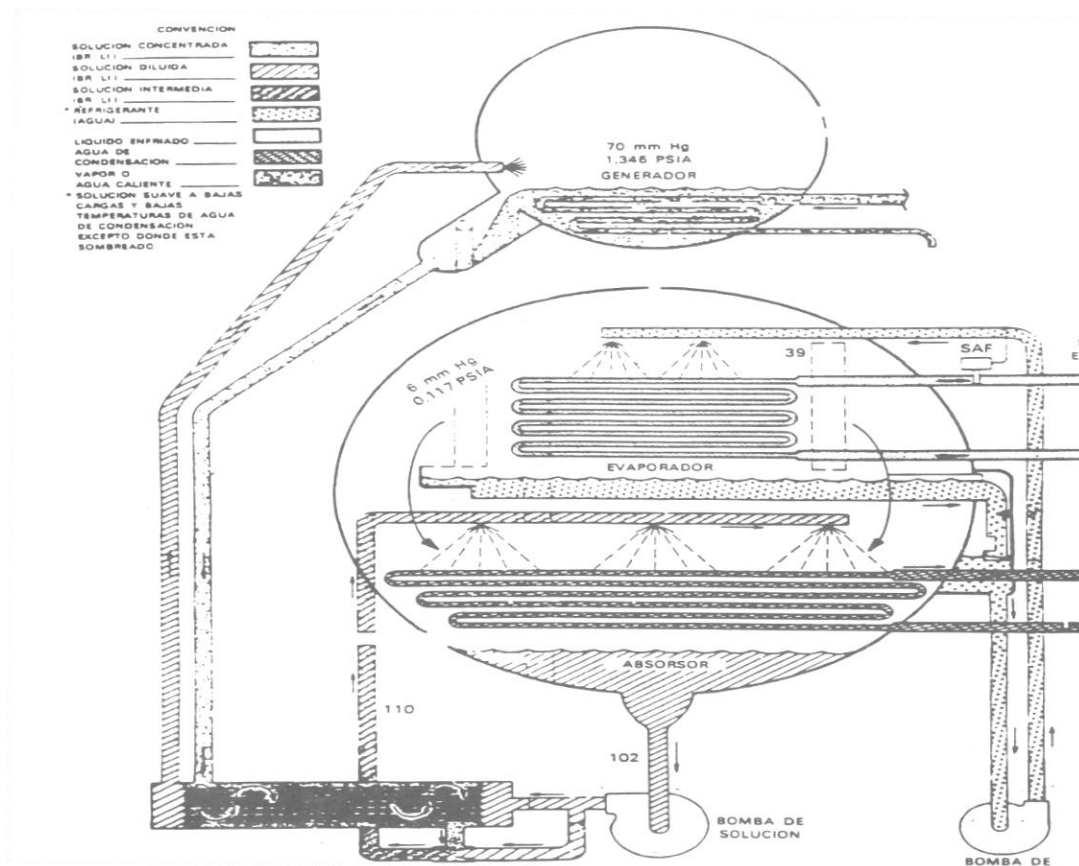


FIGURA 2-10 (Cortesía: york, Div.of Borgwarner corporation).



Quando retorna la potencia, el calor del vapor o del agua caliente, incrementada la temperatura de la solución concentrada en el generador, haciendo que se licue. Sin embargo, la solución concentrada en tubería y el intercambiador de calor, permanecerá en forma cristalina y se requiere adición de calor para licuarlo.

La solución líquida del generador al retroceder en la tubería sobre el lado del generador del intercambiador de calor hasta que sobre fluya a la tubería de descristalización automática y luego al absorbedor. La temperatura de la solución en el absorbedor se incrementa hasta cerca de 114°F en vez de 102°F. La bomba de solución entonces bombeará solución concentrada a 214°F a través del intercambiador de calor. Este calor adicional licuarla la solución en el intercambiador de calor y tubería.

Cuando el flujo del generador al absorber vuelve a ser normal, el flujo a través de la tubería de descristalización automática, sacará y el sistema retornará a operación normal.

En operación normal la tubería de descristalización automática está diseñada para que sea un sello entre las carcasas superior e inferior para evitar la igualdad de presión.

Para mantener la tubería de descristalización, lista para ser utilizada en cualquier momento, una pequeña cantidad de solución diluida fluye constantemente a través de la misma.

Sistema de purga

Un cuarto elemento accesorio es el sistema de purga, el cual se diseña para remover no condensables. Los gases no condensables se recolectan en la cámara de purga enfriada por agua y son removidos por medio de la operación periódica de un motor eléctrico tipo compresor como unidad de purga. La operación manual de la unidad de purga asegura que el operador conozca la cantidad de no condensable en el sistema. Si la unidad fuera purgada automáticamente, Esta podría tener una fuga que no sería detectada hasta que ocurriera un daño extenso.

Válvula de control

La operación del enfriador por absorción es controlada por cinco accesorios, una válvula de control de vapor o agua caliente (ver figura 2-12). Esta válvula modula para contralar el flujo a los tubos del generador. Esta actividad por un elemento sensor en la línea de agua enfriada que sale del evaporador. De este modo la energía suplida al generador es solo la cantidad requerida para mantener la temperatura del agua helada en el sistema.

Válvula de solución

El sistema básico incluye el evaporador, absorsor, generador, condensador y también el intercambiador de calor, el eductor, la tubería de descristalización, la unidad de purga y válvula de control, todos los cuales son equipos estándares en la mayoría de las unidades. Un ítem accesorio adicional es la válvula de control de la solución (vea figura 2-12). Se diseña para suministrar el máximo en operación económica con carga parcial.

Bajo condiciones normales, a plena carga, doce libras de solución al generador, pero un solo cuarto de libra de refrigerante ebulle.

La adición de una válvula de solución restringe el flujo de solución diluida, al generador, de acuerdo con los requisitos de la carga reducida. La válvula de solución que actúa mediante un elemento

sensor en la caja de salida del generador, el cual mantiene una temperatura constante de la solución concentrada, independientemente de la carga. La válvula de solución mejora grandemente la eficiencia del sistema con carga parcial.

2.3. Refrigeración por compresión usando Amoniac (R717) como sustancia de trabajo.

El amoniac como sustancia refrigerante presenta ciertas ventajas de tipo energético como se puede apreciar en el apéndice 1. (Ver grafica comparativa).

En sentido general el sistema por compresión usando como refrigerante el amoniac no difiere funcionalmente en nada con el sistema que usa R-22 u otro refrigerante de los halocarburos. Las características operacionales de estos sistemas son similares al del sistema mostrado en la figura 1-2, por lo que se puede referir a los incisos 1-2 , 1-3 y 1-4, con tales propósitos, la diferencia se establece en los materiales que componen el sistema.

En los sistemas que usan amoniac en lugar de tubería de cobre se usan tubería de acero inoxidable o hierro negro, pues no son atacadas de la forma que lo serían las de cobre.

Tanto los evaporadores como los condensadores son estructuralmente más pesados y por las características de los tubos se construyen con menos aletas por purgadas y por ello son voluminosos para capacidades comparables a los que usan como refrigerante 22 o 12.

Algunas características de estos componentes pueden ser apreciadas en el apéndice 1.

En el apéndice 1 se muestran condensadores de los que usualmente componen con sistema de amoniac. El mostrado es del tipo evaporativo. Este tipo de condensador presenta la ventaja de una mayor efectividad de intercambio de calor al emplear agua como sustancia de enfriamiento en lugar de aire.

Se puede decir que este tipo de condensador es una combinación de torre de enfriamiento y condensador, el cual puede producir enfriamiento de hasta 1000 BTU/LMB de agua evaporada.

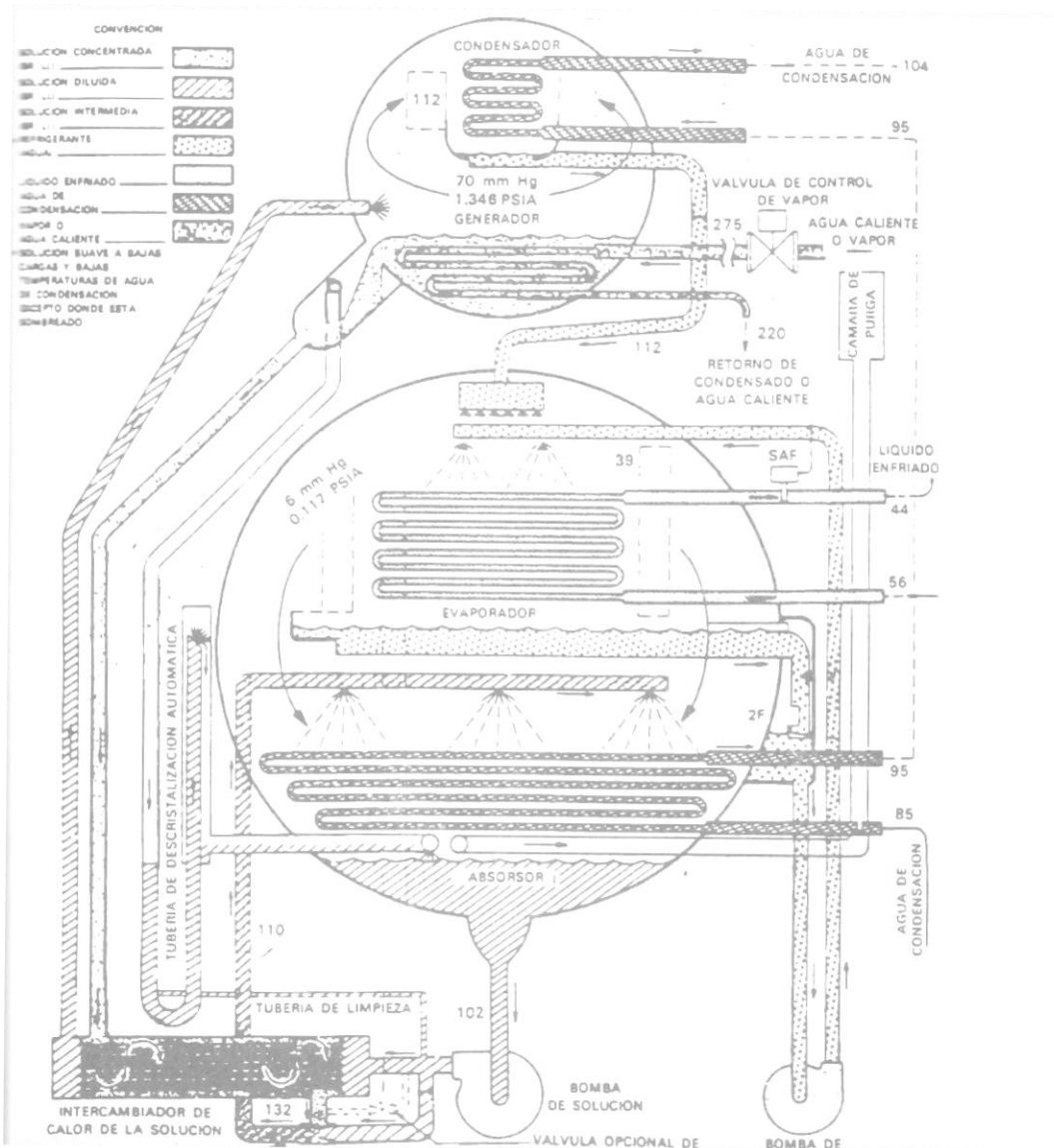


FIGURA 2-12 (Cortesía: york, Div.of Borgwarner corporation).

En la figura 2-13 se muestra un diagrama esquemático de un condensador evaporativo, donde se pueden apreciar los aspectos básicos de su funcionamiento.

Con las figuras 2-14 y 2-15 se muestran los tipos básicos de torres de enfriamiento. Estas torres de enfriamiento se usan en los sistemas que disponen de condensadores enfriados por agua.

La determinación de la cantidad de aire a circular se puede determinar por cantidad de agua a enfriar o refrigerante a condensar haciendo un balance de energía a partir de la primera ley de la termodinámica. Se puede asumir para la mayoría de los casos una efectividad en el intercambio de calor de un 90%.

La fórmula a usar en el balance térmico es:

$$Q_c = MC\Delta T$$

Donde:

Q = calor a ser removido en BTU/Hr

m = masa de fluido circulante en LBM/Hr

C = calor específico en BTU/LBM F

ΔT = variación de la temperatura entre la entrada y la salida.

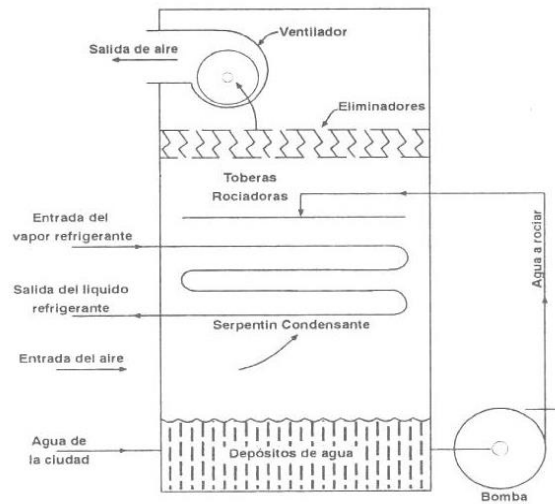


FIGURA 2-13 Diagrama esquemático de un condensador evaporativo

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [140]

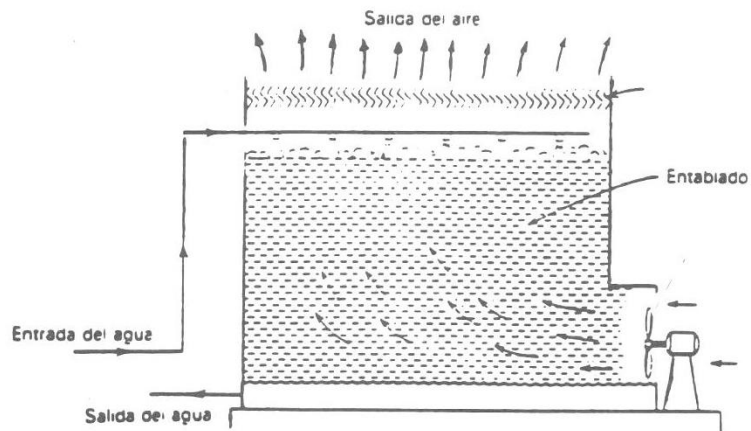


FIGURA 2-14 Torre de enfriamiento de tiro forzado

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [141]

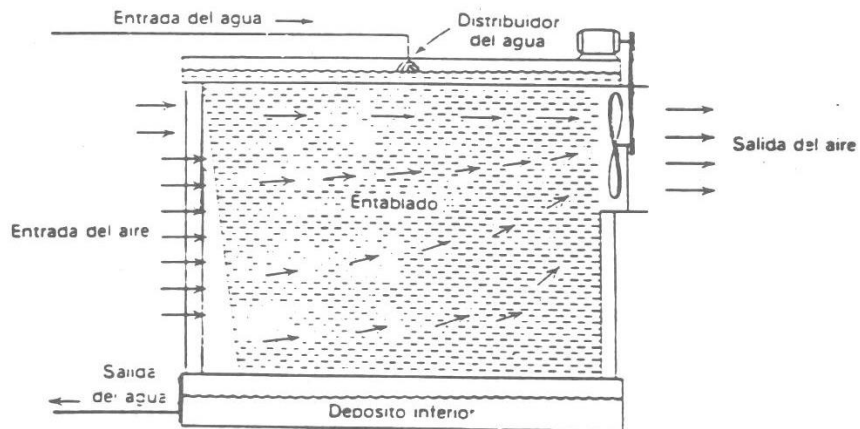


FIGURA 2-15. Torre de enfriamiento pequeña de tiro inducido.

Fuente: Tópicos especializados sobre refrigeración y climatización artificial [141]

En el caso del agua $C = 1 \text{ BTU/LBM}^\circ\text{F}$, y para el aire $C = 0.24 \text{ BTU/LBM}^\circ\text{F}$

Si el flujo de agua viene dado en galones/minutos (GPM), entonces:

$$\text{GPM} = \frac{\text{m}^\circ \text{ LBM/Hr}}{60 \text{ min} \times 8.33 \text{ Lbm/Gal.}} = \frac{\text{m}^\circ}{500}$$

Pues: 1Hr = 60 min, y 1 galón = lbm (aproximadamente)

asi: $Q^{\circ}\text{ca} = 500 \text{ GPM} \times \Delta T$ o

$$\text{GPM} = \frac{Q^{\circ}\text{ca}}{500 \Delta T}$$

Si el flujo de aire viene dado en pies 3/minutos (CFM), entonces:

$$\text{CFM} = \frac{\text{m}^\circ (\text{Lb/Hr}) \times v (\text{pies}^3/\text{LBM})}{60\text{min/Hr}}$$

Usando un valor medio para el volumen específico (v), de 13.34pies³/LBM, entonces:

$$\text{CFM} = \frac{M (\text{Lbm/Hr}) \times 13.34 (\text{pies}^3/\text{LBM})}{60\text{min/Hr}}$$

$$\text{CFM} = Q^{\circ}\text{c} = \frac{\text{CFM}}{0.2225} (0.24) \times \Delta T \text{ aire} = 1.08 \text{ CFM } \Delta T \text{ aire}$$

$$\text{o CFM} = \frac{Q^{\circ}\text{c}}{1.08 \Delta T \text{ aire}}$$

Dónde: $\Delta T \text{ aire}$ = calor perdido por el agua.

$Q^{\circ}\text{c} = Q^{\circ}\text{ca}$

$$1.08 \text{ CFM } \Delta T \text{ aire} = 500\text{GPM } \Delta T \text{ agua}$$

$$\text{CFM} = \frac{500 \text{ GPM } \Delta T_{\text{agua}}}{1.08 \Delta T_{\text{aire}}}$$

Si asumimos una eficiencia (E) para el intercambiador de un 90% entonces requeriríamos más aire para poder conseguir el mismo efecto, así:

$$\text{CFM} = \frac{500 \text{ GPM } \Delta T_{\text{agua}}}{1.08 \Delta T_{\text{aire}} E} = \frac{500 \text{ GPM } \Delta T_{\text{agua}}}{0.972 \Delta T_{\text{aire}}}$$

Por lo general el ΔT aire (cambio de temperatura del aire en la torre) es de 10°F y siempre se conoce las temperaturas deseadas para el agua entrando y saliendo de la torre, por lo que se podrá determinar fácilmente el ΔT agua (cambio de temperatura del agua en la torre).

2.4. Uso de los nuevos refrigerantes y procesos para el reemplazo de los viejos refrigerantes

La necesidad de crear nuevos refrigerantes surge del efecto que sobre la capa de ozono tienen los gases actuales por su contenido de cloro.

En la figura 2-18 se puede apreciar cómo reacciona el freón 12 (CF_2Cl_2) representado a los CFC, con los rayos ultra violeta desprendiéndose cloro (Cl), el cual, a su vez, reacciona con el ozono (O_3) creando óxido de cloro (ClO) y oxígeno (O_2).

La cantidad de rayos ultravioleta filtrados en este proceso es inferior a lo que se filtra o absorbe en el proceso de formación del ozono (O_3) en la alta atmósfera, de ahí que se reciban en los planos bajos de la atmósfera por esta causa mucho más radiación ultravioleta que la que los seres vivos están acostumbrados a recibir, creando con ello la destrucción de microorganismos o produciendo mutaciones en los mismos.

Se debe saber que la destrucción de la capa de ozono, que protege la biosfera, es producida entre otros factores, por el uso masivo desde la década de los 30s de los refrigerantes fluoroclorocarbonos, un grupo dentro de los hidrocarburos, los cuales fueron desarrollados por la industria química DuPont, bajo el nombre comercial de freón. De ahí el interés de la comunidad mundial para desarrollar sustitutos y reemplazos para estos gases de uso masivo en la industria de la refrigeración.

El más popular de estos FREONES lo fue el llamado FREON -12 que luego se comercializó con R-12. Este refrigerante junto con los R-11 y R-502, a la fecha han sido prohibidos y/o limitada su

fabricación. A su consumo se le han puesto fuertes cargas impositivas con el objeto de desalentar su utilización para eliminarlos totalmente antes del año 2000. Toda una serie de medidas para la conservación de la capa de ozono, están contenidas en el llamado "Protocolo de Montreal", el cual trata de manera particular todo lo referente al uso de los refrigerantes.

Preparar al técnico de refrigeración dominicano, tanto en el manejo de los nuevos refrigerantes como en la técnica para la recuperación de los existentes, se hace impostergable, pues una vez el país ratifique este convenio se verán en la necesidad de aplicar un severo reglamento para la comercialización de todos los refrigerantes, lo cual implica tener un técnico certificado, única persona autorizada a manipular y usar estos refrigerantes.

Los refrigerantes usados como sustitutos requieren algunos cambios en los componentes de los equipos en el caso del 134a, pero el SUVA MP 39 se ha desarrollado como reemplazo para neveras domesticas con cambios mínimos y el SUVA MP 66, para los congeladores.

En Europa se ha popularizado el R-134a, como sustituto, aun cuando no es usable sin hacer ciertos cambios al sistema, incluyendo casi siempre el cambio del compresor, pues dicho refrigerante puede afectar ciertas partes del compresor fabricado para usar R-12. En los Estados Unidos el SUVA MP 39, se desarrolló como reemplazo del R-12 para neveras domésticas, debiéndose sólo cambiar el filtro deshidratador y el aceite.

Como regla general podemos seguir la siguiente: Si se avería el compresor lo más recomendable es cambiar el sistema al nuevo refrigerante 134a, pero mientras tanto se puede rehabilitar con SUVA MP 39 con sólo cambiar el filtro deshidratador y el aceite, lo cual requiere una muy pequeña inversión. Últimamente se ha comprobado en la práctica que para neveras domésticas se puede usar con SUVA MP 39 el aceite mineral que se usaba para el R-12 sin problemas, pues por ser pequeña la distancia del recorrido del aceite en el sistema, este puede retornar sin grandes dificultades al compresor.

En la práctica, los sustitutos y reemplazos que se deberán aplicar al fin y al cabo no son tantos, el mercado tenderá a despejarse y los sustitutos y reemplazos que prevalecerán a nuestro entender, son los siguientes:

NOMBRE REFRIGERANTE	SUSTITUTO	REEMPLAZO
R-11	(R-123)	(R-123)
R-12	R-134 ^a	(R-401 a)SUVA MP-39 (R-401b)SUVA MP-66
R-22	(R-407c) SUVA 9000	(R-402 a)SUVA HP-80
R-502	(R-402 ^a) SUVA HP-62	(R-402b)SUVA HP-81
() NUMERO DE ASHRAE DEL NUEVO REFRIGERANTE.		

Como refrigerante, tanto el 134a y el SUVA MP 39 dan una solución satisfactoria para su aplicación en equipos nuevos, pero como reemplazo el SUVAMP39, parece dar resultados más aceptables con menos riesgos. En lo relativo al coeficiente de comportamiento en la mayoría de las aplicaciones, ninguno supera al R-12, es decir, que tendremos por momento un pequeño retroceso en la cantidad de calor removido por unidad de energía consumida en el compresor, en otras palabras, mayor consumo eléctrico para equipos de igual capacidad a los actuales que usan R-12 específicamente en el caso del uso del R-134a.

Es recomendable dejar de comprar equipos fabricados para trabajar con freon-12, por lo cual el Gobierno debería prohibir la importación de los mismos o imponerles fuertes impuestos aduanales. Para estar a tono con los términos del Protocolo de Montreal debemos promover el uso de nuevos equipos que usen el R-134a.

Paralelamente a esto debería, tanto el sector oficial como el privado, dársele un apoyo adecuado a todas las instituciones de formación de técnicos de refrigeración para que instruyan a los técnicos en el uso de los nuevos refrigerantes, con el objeto de que los mismos puedan servir de orientadores de los usuarios de estos tipos de equipos y a su vez puedan estar preparados a la hora que se tenga que aplicar el reglamento para la manipulación y uso de los refrigerantes de acuerdo al "Protocolo de Montreal" para preservación de la capa de ozono. Tomar medidas en este sentido, es algo que se debe hacer hoy, pues dejarlo para mañana podría implicar una crisis.

Nuevos Refrigerantes

Los refrigerantes SUVA MP -39 (R-401a) y MP-66 (R-401b) son mezclas ternarias, no azeotrópicas, que contienen HCFC-22, HCF-152a y HCFC-124. Estos refrigerantes se han desarrollado como alternativas de reemplazo para el CFC-12 aplicaciones de mediana temperatura.

Las mezclas de MP-39 y MP-66 se utilizan con lubricantes alquilbenzenos que son compatibles con la mayoría de los materiales utilizados en la fabricación de compresores y otros componentes de los sistemas tradicionales de refrigeración. El R-134a puede afectar ciertos componentes de los sistemas de refrigeración, por esta razón los SUVA son una respuesta adecuada a los cambios necesarios a medida que se acerca la fecha de eliminación y escasez del R-12.

Cambios mínimos en el funcionamiento de los equipos se anticipan al cambiar de R-12 a MP-39 o MP-66. Por otro lado, el cambio a R-22 o R-134a, pueden requerir demasiadas modificaciones, incluyendo el cambio del compresor, lo que los hace onerosos como alternativas en los sistemas existentes por el resto de su vida útil.

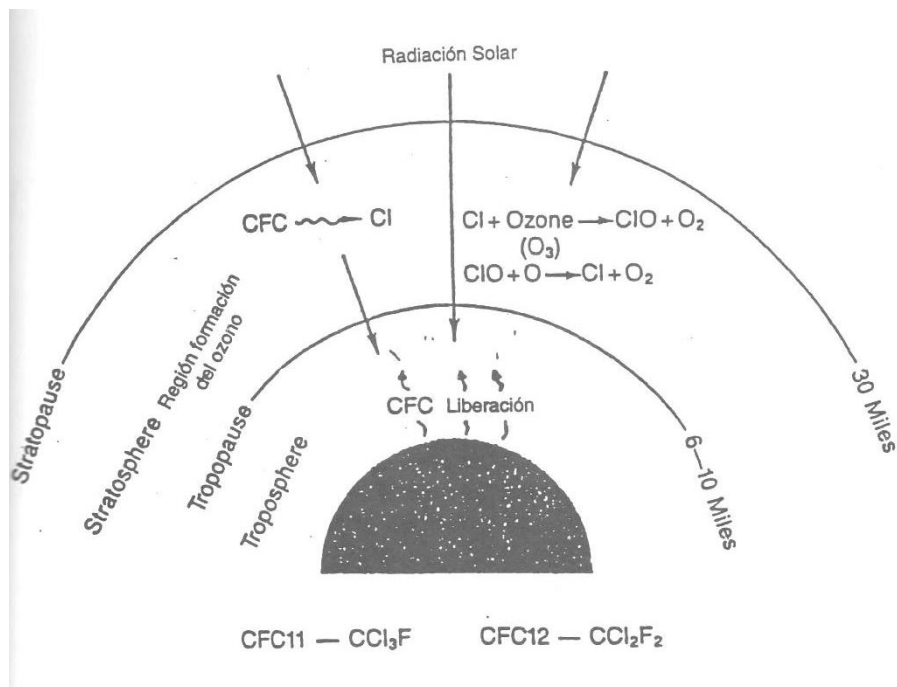


FIGURA 2-16

Fuente: www.google.imagenes.com

Selección del Refrigerante: Refrigerante SUVA MP-39 (R-401a)

El SUVA MP-39 es la alternativa recomendada para sistemas de mediana temperatura que operan con una temperatura de evaporador de 10°F. En lo adelante es aplicable a sistemas como:

- Walk-in coolers.
- Fuentes de agua.
- neveras domésticas

En la tabla 2-1b, se muestran sus propiedades termodinámicas, comparándolas con las del R-12

Refrigerante SUVA MP-66 (R-b)

El SUVA MP-66 provee de capacidades comparables en sistemas de CFC-12 que operan con temperaturas de evaporadora menos a 10°F. Esto lo hace factible para el uso en equipos de transporte refrigerado: "Freezers" domésticos y comerciales.

Como hacer el cambio

1. Recomienda obtener los datos de funcionamiento del equipo antes de hacer el cambio como amperaje, presiones, temperaturas de succión descarga, evaporador y condensador, temperatura de ambiente y otras condiciones de funcionamiento.
2. Recupere la carga del CFC-12 del sistema .Si no conoce la cantidad que debe llevar el sistema, entonces pese el refrigerante recuperado.
3. Remueva el aceite mineral del sistema. El 90% del aceite puede ser removido a través del tubo de succión del compresor hermético. Sistemas más grandes o con acumuladores o mucha tubería, pueden requerir que se remueva el aceite de varios puntos distintos. Mida la cantidad de aceite removido y reemplácelo con aceite akilbenzeno; use una viscosidad similar a la del aceite removido. SS-150 es típica en equipos de temperatura media.
4. El filtro secador debe ser reemplazado. Todos los secadores **aporran** son compatibles con los SUVA MP-39 y MP-66.
5. Haga un buen vacío de 30"hg y verifique si existen escapes.
6. Cargue el sistema con MP-39 o MP-66. hágalo en forma líquida por el lado de alta del sistema, antes de prender el compresor. Usará inicialmente una cantidad de refrigerante equivalente al 70% del CFC-12 recuperado. Una vez niveladas las presiones, prenda el equipo y eche el resto del SUVA por la succión, poco a poco. Nota: La mayoría de los compresores pueden sufrir daño si se cargan con el líquido por el lado de baja, no se puede comprimir líquidos. Los cilindros de SUVA tiene un tubo en la válvula que recoge el refrigerante líquido del fondo del cilindro, sin necesidad de invertirlo. La cantidad óptima de refrigerante dependerá de las condiciones de trabajo del equipo, el tamaño del evaporador, condensador, recibidor y el largo de la tubería. Para la mayoría de los sistemas basta con un 75%-90% de la carga original de CFC -12.
7. Si al arrancar el sistema nota que le falta refrigerante, añada lentamente y observe, hasta completar la carga. Las presiones de succión del equipo deberán ser muy similares a las de CFC-12, sin embargo, las presiones de descarga serán más o menos de 10 a 20 PSig más altas.

REFRIGERANTE SUVA HP-62 (R-404 a)

Esta es la alternativa para cambiar sistemas que usan R-502. Es una mezcla ternaria de HFC -125, HCFC-143a y HCF-134a. No es dañino a la capa de ozono pues no contiene cloro, no es azeotrópico, no es inflamable, se puede usar con toda seguridad en equipos de refrigeración de supermercados y vehículos de transporte refrigerado, con este se recomienda el uso de aceites de polyolester, es sumamente miscible con este tipo de aceite por lo que el equipo mejorará su capacidad de retornar aceite al compresor a baja temperatura, la temperatura de descarga del compresor será tanto como 13.3°F menor que con R-502, lo que equivale a una mayor durabilidad del compresor, la presión de descarga y succión serán mayores, pero la capacidad del sistema será más o menos de un 2% mayor que con R-502.

REFRIGERANTE SUVA HP-80(R-402a)

Es una mezcla ternaria de HCFC-22, HFC-25 y HC-290 (propano), un funcionamiento comparable al R-502 debe esperarse en equipos que trabajan con una temperatura de evaporador de -40°F. Esto lo hace ideal para uso en "WALK-IN freezers y "coolers", "Displays" de congelados y lácteos, máquinas de helados y máquinas de refrescos para determinar la presión apropiada de succión con HP-80, la presión del R-502 debe ser usada como referencia, la temperatura del evaporador del R-502 se puede determinar por la tabla de presión de temperatura de este refrigerante, una vez conocida la temperatura del R-502 se le suma a esta 1°F, esta será la temperatura de succión de HP-80 si buscamos esta temperatura en la tabla de presión para HP-80 será para sistemas de baja temperatura(-40°F), un Psi más alta que con R-502; a mediana temperatura (10°F), 5Psi mas alta. Las temperaturas de descarga de HP-80 serán similares a las de R-502 peso las presiones de alta serán más o menos lenta a 65 Psi más altas que en R-502.

En la tabla 2-1C se muestra sus propiedades termodinámicas relacionándolas con las del R-2.

REEMPLAZOS DE REFRIGERANTES JUSTIFICACION PARA UNA REABILITACION, CON CAMBIO DE REFRIGERANTE

La justificación para realizar rehabilitación a un sistema en particular o una serie de sistemas puede ser un proceso complicado a veces. Varios factores intervienen en la decisión final:

- Edad (tiempo del sistema).
- Tamaño
- Localización
- Vida del proceso y
- Costo actual re rehabilitación

Cuando se determinan los costó asociados con un proyecto en particular se debe considerar varios factores incluyendo los siguientes:

- Costos de refrigerante presente y futuro.

- Surtido y disponibilidad del refrigerante.
- Costo de reemplazo de equipo nuevo
- Dificultad para realizar rehabilitación.
- Edad y localización del equipo
- Tipo del nuevo refrigerante y aceite lubricante.
- Posible pérdida de ingreso debido a asunto consumo ambiente
- Eficiencia del sistema.

Se evacua ahora los reemplazos por tipo de refrigerante, como se hizo con los SUVA.

Consideraciones para realizar rehabilitación a sistemas que trabajan con R-502 para usarlos con mediana y baja temperatura (reemplazo) R-408a o R-402a y b Refrigerantes R-408a, R-402a y b

R-408a, R-402a y b pueden ser utilizados en la mayoría de las instalaciones R-502 existentes, con las siguientes consideraciones:

Rendimiento:

En la mayoría de las aplicaciones de rehabilitación, la capacidad y la eficiencia de R-408a es levemente más alta que con el R-502: El compresor, tamaños de líneas y otros componentes, no necesitaran reemplazos, y deben operar de la misma forma con R-408a como lo hicieron con R-502.

Lubricación

El R-408^a se puede utilizar con aceite mineral, aceite alquilbenzeno, o lubricantes polyoester. Los sistemas que operan con R-502 y aceite mineral, y muestran un retorno de lubricante al compresor adecuado, pueden continuar usando aceite mineral con R-408a. Alkilbenzeno y/o polyoester puede ser utilizado solo o en combinación con aceite mineral para mejorar la miscibilidad del lubricante y retorno de este al compresor.

Compatibilidad del material

Obtenga recomendaciones de los fabricantes de equipo en cuanto a compatibilidad de materiales con R-408a. Sustituya cualquier material que no sea aceptable para su uso con R-408a. Generalmente, los materiales que son compatibles con R-22 pueden ser utilizados para R-408a.

Procedimientos para la rehabilitación

- 1) Reúna datos fundamentales del sistema con R-502
 - Coteje la operación existente.

- Anote características de operación general.
 - Utilice datos para llevar al óptimo el sistema R-408a (FX-10) en paso ocho (8).
- 2) Coteje el sistema para escapes.
- Coteje el sistema para escapes detenidamente; repare todos los escapes antes de recargar el sistema con R-408a.
- 3) Recupere R-502 del sistema.
- Utilice aparato y procedimiento de recuperación aprobado.
- 4) Reemplace los componentes del sistema (si es requerido).
- Cambie filtro (si es necesario).
 - Reemplace cualquier otro componente de requerirse.
 - Repare escapes como se requiera
 - Coteje los requerimientos de aceite O.E.M. (original equipment manufacturer's).
- 5) Vacíe el sistema.
- Haga vacío a un mínimo de 0.02 pulgadas de HG absoluta.
 - Vacíe desde ambos lados alta y baja.
- 6) Cargue con Forane 408a (FX-10).
- Cargue como un líquido; cargar como un vapor alternara la composición.
 - Cargue el sistema utilizando una gráfica presión/temperatura para mantener apropiado las condiciones de operación (aproximadamente 80-90% de carga de R-502).
- Nota: cargue por peso solamente, preferiblemente con una escala electrónica. Otros mecanismos de carga, se cargaran incorrectamente.**
- 7) Ajuste la carga y los controles como sea necesario.
- Fije los controles como sea necesaria.
 - Las presiones de succión normalmente operan levemente más bajo (1-2%) en relación al R-502.
- 8) Coteje operación del sistema y rotule la unidad para que refleje cambio de refrigerante (y lubricante, si es necesario).

- Indique el refrigerante nuevo y la carga para el sistema para evitar contaminación cruzada. (Mezcla de refrigerantes).

Refrigerantes R-404a

El R-404a es una mezcla azeotrópica de refrigerantes HFC R-125a, y R-134a, con cero potencial para destruir el ozono (ODP). El R-404a, esta formulado para asemejarse a las propiedades de R-502, cual lo hace útil para una variedad de aplicaciones de refrigeración de medianas y baja temperatura.

Sistemas nuevos

El R-404a ha sido aprobado por varios fabricantes de sistemas y compresores de refrigeración para uso en nuevos equipos de refrigeración. En la actualidad existen equipos disponibles en el mercado que usan R-404^a como dispensadores de alimentos cámaras de almacenamiento, áreas frías de almacenamiento, máquinas de hielo, transportación y refrigeración de productos.

Rehabilitación con R-404^a

El R-404^a puede ser usado para rehabilitar varios sistemas de R-502 existentes. Las propiedades de refrigeración y física de la mezcla causan que se comporten mucho como R-502 al usarse en rehabilitación, sin embargo, no es elaborado para ser un fluido de servicio directo en sistemas R-502.

Puede ser usado en la rehabilitación de instalaciones R-502 existentes, con las siguientes consideraciones:

a) Lubricación

El R-404^a es miscible con lubricantes existentes utilizando en sistema R-502. El aceite mineral necesitara ser reemplazado por un lubricante polyoester (POE) a un nivel de aceite mineral residual menor de cinco por ciento.

b) Materiales compatibles (404^a)

Los nuevos compresores son contruidos con materiales que son compatibles con R-404^a. Los actuales fabricantes hacen recomendaciones con respecto a los materiales y piezas que sean instaladas en el campo.

c) Materiales del sistema

Obtenga recomendaciones de los fabricantes del equipo en cuanto a la compatibilidad de materiales con R-404^a. Reemplace cualquier material que no sea aceptable para el uso con R-404^a.

Obtenga procedimientos especificaciones de material y cualquier otra recomendación de los fabricantes de equipo, componentes y lubricantes.

d) Liberación de presión

Debido a presiones operativas más altas asociadas con el uso de R-404a a diferencia de R-502, consulte los requerimientos de rehabilitación específicos del producto OEM (Original Equipment Manufacture's) para cualquier y para todas las modificaciones y/o requerimientos de liberación del exceso de presión para el cambio en sistemas de R-505 a R-404a.

USO DE R-404a EN NUEVOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

Rendimiento

En nuevas instalaciones, el proceso de seleccionar los compresores y otros componentes del sistema para el uso con R-404a es igual a como ha sido siempre para R-502. La capacidad del compresor, tamaño de línea, etc., serán escogidas apropiadamente para alcanzar las necesidades del servicio. La experiencia operativa ha mostrado ninguna pérdida de eficiencia en instalaciones R-404a, comparadas al rendimiento de R-502 históricamente.

Lubricación

El R-404a requiere un lubricante polyoester para asegurar miscibilidad completa entre aceite y refrigerante. La miscibilidad es importante para el retorno de aceite al compresor, especialmente en sistemas mayores con largos recorridos de tubería. Los fabricantes suplen equipos con el lubricante apropiado ya cargado, o proveen recomendaciones específicas sobre el tipo o marca del lubricante al ser instalado en el campo.

Compatibilidad de los materiales

Los nuevos compresores son construidos con materiales que son compatibles con R-404a. Siga las recomendaciones del fabricante en relación a los materiales usados en piezas que son instaladas en el campo.

Consideraciones para uso de mezclas casi-azeotrópicas

Los refrigerantes comúnmente usados en el pasado eran refrigerantes de componentes sencillos, o mezclas azeotrópicas que se comportaban como un componente sencillo cuando eran usados en un sistema de refrigeración. Las mezclas casi-azeotrópicas, tales como R-502, para todos los propósitos prácticos.

La desviación de temperatura del R-404 a es menos que .5°F. en la mayoría de los sistemas esta desviación no es notable comparado a los cambios de temperatura normal debido a bajas en presión.

Los fabricantes de equipo indican influencias potenciales de la desviación del R-404 a en ciertas aplicaciones.

El R-404 a no cambiara significativamente en composición debido al fraccionización. Habrá, sin embargo, una leve diferencia en composición en la fase de vapor, el cual está en equilibrio con el líquido, tal como en un cilindro. Por esta razón el R-404a debe ser removido del cilindro como un líquido durante las operaciones de carga. En situaciones donde normalmente se le alimenta al sistema vapor, una válvula debe ser instalada en la línea de carga para convertir el líquido a vapor durante la carga.

1. Datos fundamentales.

- Acondicione el sistema y los componentes para compatibilidad con R-404 a y lubricantes polyoester.
- Acondicione el rendimiento existente
- Anotaciones completas de las características de operación general.
- Utilice datos del paso 8 para llevar al máximo el sistema R-404a.

2. Pruebe el sistema para escapes.

- El R-404a se escapará en un modo similar a R-502; repare todos los escapes antes de recargar el sistema con R-404a.

3. Reemplace el lubricante para comenzar la limpieza interna de aceite mineral/alkibenzeno.

- Drene el aceite existente de todas las áreas accesibles y reemplace con lubricante polyoester.
- Los lubricantes polyoester son los únicos lubricantes aceptables para R-404 a.

4. Corra el sistema con el nuevo lubricante.

- Opere el sistema con el nuevo lubricante por 24-28 horas con carga R-502
- Pruebe el nivel de aceite mineral/alkibenzeno; si es menos de cinco por ciento proceda al próximo paso, si no repita los pasos 3 y 4.

5. Recobre la carga R-505

- Use procedimiento y aparato de recobro aprobado.
- Recobre carga del lubricante polyoester y disponga de este apropiadamente.

6. Reemplace componentes y haga vacío al sistema
- Reemplace filtros (utilice materiales disecantes aprobados (XH-6 Y XH-9)
- Reemplace cualquier otro componente como se requiera.

Nota: en la mayoría de los casos el aparato de expansión existente puede utilizarse con R-404a

- Realice un vacío a un mínimo de 0.002 pulgadas de Hg. absoluta.
7. Cargue con R-404a
 - Cargue el sistema usando graficas de presión/temperatura aproximadamente de 80-85% de R-502.
 - Coteje el sistema por escapes cuidadosamente
8. Ajuste el sistema de control y carga como sea necesario
 - Fije los controles como sea necesario

Nota: R-404a opera a aproximadamente 2-5% más alta presión de succión y a 2 % más alta presión de descarga que R-502

9. Coteje la operación del sistema y rotule la unidad para que refleje el refrigerante R-404a y lubricante polyoester.
- Indique el nuevo refrigerante y la carga. El rotular el sistema evitara la mezcla de refrigerantes que puede contaminarlos.

Refrigerante R-404a (FX-56): Media y baja temperatura

El R-404a es una mezcla de refrigerante HCFC R-22, R-124 y R-142b, de baja destrucción al ozono. Esta formulado para asemejarse a las propiedades de R-12.

Rehabilitación

El 409a es una mezcla de refrigerante alterno para rehabilitación de sistemas de refrigeración R-12 de mediana y baja temperatura. Estos sistemas, que típicamente contienen un compresor hermético o semihermetico, son utilizados en almacenaje de alimentos comercial, máquinas de bebidas, máquinas de hielo y refrigeración de transporte.

El 409 a proveer una capacidad levemente más alta que R-12 y R-134 a en aplicaciones de baja temperatura.

Lubricación

Para aplicaciones deseadas, el 409 a se puede utilizar con aceite mineral, alquilbenzeno o polyoester. la miscibilidad es importante para el retorno adecuado del aceite al compresor. El cambio del lubricante no es requerido en la mayoría de los casos.

Cargar

Si ocurriera un escape en un cilindro o en un espacio de vapor en un sistema en descanso, la fragmentación de la mezcla puede causar un cambio permanente en la compresión de la carga del refrigerante.

Por esta razón el R-409 a debe ser removido del cilindro como un líquido durante las operaciones de carga. En situaciones donde el vapor es normalmente alimentado al sistema, se debe instalar una válvula en la línea de carga para cambiar el líquido a vapor durante la carga.

La carga de 409a aproximada para la mayoría de las aplicaciones será 85-90% de la carga original (R-12).

Rendimiento

Las presiones del evaporador usando R-409^a son similares a las presiones operantes para R-12. las presiones en alta serán típicamente de 15 a 25 PSI, más alta que la presión vista con R-12

Se obtienen iguales o mejores características de transferencia del calor cuando se usa R-409^a. el deslizamiento de temperatura visto con R-409^a no es un problema en la mayoría de los evaporadores d expansión directa.

Procedimiento de rehabilitación de sistemas R-12 al nuevo refrigerante 409a (FX-56)

- 1) Reúna datos fundamentales del sistema con R-12
 - Coteje rendimiento existente.
 - Anote características de operaciones generales
 - Utilice los datos para llevar el óptimo sistema R-404^a (FX-56 en paso 8.
- 2) Coteje el sistema para escapes
 - Pruebe el sistema cuidadosamente para escapes; repare todo escape antes de recargar el sistema con R-409^a.
- 3) Recobre R-12 del sistema
 - Use el procedimiento y aparato de recobre aprobado.
- 4) Reemplace los componentes del sistema (si se requiere)
 - Cambie filtros (si es necesario)

- Reemplace cualquiera otro componente según requerido.
- Repare escapes como se requiera.

5) Haga vacío al sistema

- Realizar vacío a un mínimo de 0.02 pulgadas de Hg. absoluta.
- Realizar vacío en ambos lados de alta y baja.
- Cargue como líquido, cargar como vapor alterara la composición.
- Cargue el sistema utilizando graficas de presión/temperatura a condiciones operantes apropiadas (aproximadamente 80-90% de carga R-12)

Nota: cargue mediante peso solamente; preferiblemente con una balanza electrónica. Otros mecanismos de carga, cargaran incorrectamente.

6) Ajuste el sistema de control de carga como sea necesario

- Fije los controles como sea necesario
- Las presiones de succión normalmente operan de 7-10% más altas.

7) acondicione la operación del sistema y rótulos la unidad para que refleje el cambio del refrigerante (y lubricante, si es necesario).

- Indique el nuevo refrigerante y la carga para el sistema para evitar contaminación cruzada.

Procedimiento para rehabilitación de CFC 12 al nuevo forane 134^a

1) Cotejo inicial de datos fundamentales del sistema R-12

- a) Coteje rendimiento existente.
- b) Anote características de operación generales.
- c) Estos datos se usan para llevar al optimo el sistema de R-134^a en paso 8.
- d) Coteje el sistema por escapes cuidadosamente.

2) Cotejo de compatibilidad de los componentes en el sistema R-134^a y el lubricante polyoester planetelf ACD en:

- a) Empaquetaduras sellos de compresor.
- b) Disecantes; recomendado tipo centro solido o compacto.
- c) Aparatos de expansión: ajuste de supercalentamiento TEV puede ser requerido.

- 3) Remoción de aceite mineral del sistema
 - a) Drene aceite mineral del compresor y otras trampas de aceite accesibles
 - b) Reemplace con el lubricante polyoester Planetelf ACD equivalente.
 - c) Controles –remueva aceite mineral, coteje los diferenciales de presión.
 - d) Opere el sistema con R-12 y lubricantes planetelf por aproximadamente 24 horas (este procedimiento asegura miscibilidad adecuada de los dos lubricantes y facilita la remoción del aceite mineral del sistema).
- 4) Recobre R-12 del sistema
 - a) Utilice las guías del fabricante sobre el equipo de recobre para recobrar R-12
 - b) Remueva planetelf del sistema.
 - c) Cambio el filtro secador
- 5) Reemplace los componentes del sistema si se requiere.
 - a) Use las guías del fabricante sobre componentes.
 - b) Repare los escapes como sea requerido.
- 6) Vacíe el sistema
 - a) Se requiere un mínimo de vacío de 0.05 pulgadas de Hg
 - b) Para la mayoría de las aplicaciones se desea niveles más bajos.
 - c) Haga vacío de ambos lados, alta y baja.
- 7) Cargue el sistema con R-134^a y el lubricante planetelf ACD
 - a) Generalmente la nueva carga de R-134^a será aproximadamente 91% de la carga R-12 original (use grafica de presión/temperatura)
 - b) Identifique el sistema con rótulos apropiados de lubricante polyoester y R-134^a
 - c) Coteje el sistema cuidadosamente por escapes.
 - d) prenda el sistema y coteje por operación apropiada
 - e) Reajuste los controles como sea necesario
 - f) Las presiones de succión normalmente operan de 5-7% menos que en sistemas R-12
 - g) Las presiones de descarga operan normalmente de 5-8% más altos que en sistemas R-12.

Consideraciones para rehabilitación de instalaciones de R-11 con con R-123

El R-123 es un refrigerante de componente sencillo con un potencial para la destrucción del ozono muy bajo (ODP), con propiedades similares a R-11. la mayoría de las nuevas centrifugas de baja presión están diseñados para uso R-123. el R-123 puede ser utilizado también para rehabilitación centrifugas de R-11 existentes. Su composición química es dicloro, trifluor, etano

Propiedades básicas

El punto de ebullición de R-123 es levemente más bajo que R-11 a temperaturas similares. La mayoría de las propiedades específicas de refrigeración también son similares, indicando que nuevas centrifugas R-123 proveerán condiciones operativas y rendimiento cercano a lo que se ha visto con el equipo R-11, sin embargo, en equipos nuevos se debe tomar en consideración las diferencias en las propiedades para poder llevar al óptimo el rendimiento de R-123. cuando se rehabilitan centrifugas R-11 con R-123, las diferencias en propiedades requerirán que los cambios sean hechos en los controles, componentes y/o impulsor (ojo de la turbina), y el tren impulsor de manera que se minimicen las pérdidas en rendimiento.

Propiedades ambientales

El R-123 tiene uno de los valores más bajos de ODPP entre todos los refrigerantes HCFC.

Instalaciones nuevas

En instalaciones de centrifugas nuevas, las centrifugas tendrán capacidad adecuada para el trabajo seleccionado.

Compatibilidad del material y lubricación

Las nuevas centrifugas R-123 están construidas y enviadas con los materiales apropiados de construcción y el lubricante recomendado por el fabricante. En general, los mismos lubricantes que han sido usados con R-11 pueden ser usados para R-123. pero si los procedimientos de instalación o condiciones de servicio requieren lubricante adicional, o reemplazo de componentes en un sistema construido para R-123 consulte el fabricante del equipo por recomendaciones específicas.

Rendimiento

Las pruebas han mostrado capacidad y eficiencia reducida en centrifugas donde la única modificación fue un cambio de R-11 a R-123. Para poder obtener el rendimiento máximo del R-123, usualmente se necesita alguna modificación, que proveerá el mejor rendimiento al usar R-123.

Lubricación

El R-123 es compatible químicamente y complemente miscible, con los mismos lubricantes que son usados actualmente en equipo R-11. la recomendaciones del manufacturero deben seguirse en relación a la elección del lubricante o procedimiento para cambios de aceite durante la rehabilitación.

Materiales de construcción

El R-123 es estable químicamente en contacto con materiales comunes de construcción. El refrigerante puede, sin embargo, afectar el tamaño, forma o propiedades mecánicas de plásticos o elásticas que son presentes en centrifugas R-11. cada sistema debe ser cotejado cuidadosamente por cualquier material que no sería aceptable cuando se introduzca R-123 a la centrífuga. Se deben obtener piezas de reemplazo adecuados del manufacturero del equipo. **En la tabla 2-1 a** se muestran las propiedades termodinámicas del R-123 con relación al R-11

Temperatura (°F)	Reemplazo 123 Psig	Freón 11 Psig
-40	28.8	28.4
-30	28.3	27.8
-20	27.8	27.1
-10	26.9	26.0
0	25.9	24.7
10	24.9	23.1
20	22.8	21.1
30	20.7	18.6
40	18.1	15.6
40	18.1	15.6
50	14.9	12.0
60	11.1	7.7
70	6.5	2.0
80	1.2	1.6
90	2.5	5.0
100	6.2	8.9
110	10.4	13.4
120	15.2	18.5
130	20.8	24.3
140	27.0	30.8
150	31.2	38.1
160	41.6	46.2
170	51.0	55.3
180	60.9	65.3
190	71.9	76.3
200	84.0	88.4

TEMPERATURA		MP 39	
F	C	PSIG	Kpa
-40	-40.0	14.7	52
-35	-37.2	12.4	59
-30	-34.4	9.8	68
-25	-31.7	6.9	78
-20	-26.9	3.6	89
-15	-26.1	0.1	101
-10	-23.3	1.9	115
-5	-20.6	4	129
0	-17.8	6.4	145
5	-15.0	9.0	163.0
10	-12.2	11.8	182
15	-9.4	14.8	203
20	-8.7	18.1	226
25	-3.9	21.7	251
30	-1.1	25.6	278
35	1.7	29.6	307
40	4.4	34.4	338
45	7.2	39.2	372
50	10	44.5	408
55	12.6	50.1	447
60	15.6	56.1	488
65	18.3	62.5	532
70	21.1	69.3	579
75	23.9	75.6	630
80	26.7	84.4	683
85	29.4	92.6	740
90	32.2	101.4	801
95	35.0	110.7	865
100	37.8	120.6	933
105	40.8	131.0	1005
110	43.3	142.0	1080
115	45.1	153.6	1161
120	48.9	165.9	1245
125	51.7	178.8	1334
130	54.4	192.5	1428
135	57.2	205.8	1527
140	60.0	221.8	1631
145	62.8	237.7	1740
150	65.8	254.3	1855
155	68.3	271.7	1975

TABLA 2-1b REEMPLAZO R-12

TEMPERATURA		HP 80	
F	C	PSIG	Kpa
-40	-40.0	5.9	142
-35	-37.2	8.6	160
-30	-34.4	11.5	181
-25	-31.7	14.8	203
-20	-26.9	18.4	226
-15	-26.1	22.3	255
-10	-23.3	26.5	284
-5	-20.6	31.1	315
0	-17.8	36.0	350
5	-15.0	41.1	387.0
10	-12.2	47.2	426
15	-9.4	53.4	469
20	-8.7	60.1	515
25	-3.9	67.2	565
30	-1.1	74.9	618
35	1.7	83.1	674
40	4.4	91.8	734
45	7.2	101.1	799
50	10	111.1	867
55	12.6	121.6	940
60	15.6	132.6	1017
65	18.3	144.6	1098
70	21.1	157.2	1185
75	23.9	170.4	1276
80	26.7	184.4	1373
85	29.4	199.2	1475
90	32.2	214.8	1582
95	35.0	231.2	1696
100	37.8	248.5	1815
105	40.8	265.6	1940
110	43.3	285.7	2071
115	45.1	305.7	2209
120	48.9	326.7	2354
125	51.7	348.7	2506
130	54.4	371.7	2664
135	57.2	395.8	2830
140	60.0	421.0	3004
145	62.8	447.4	3185
150	65.8	474.9	3376
155	68.3	-	-

TABLA 2-1c R-502

Por sus características termodinámicas el SUVA-MP-39 puede reemplazar el R-12 para baja, media y alta temperatura, las desviaciones con relación a las presiones de saturación son:

- Para baja temperatura : 15% por debajo del R-12
- Para media temperatura: 7% por debajo del R-12
- Para alta temperatura : 8% por encima del R-12
- Para muy baja temperatura debe usarse el SUVA MP-66

Por sus características termodinámicas el SUVA HP-80 puede reemplazar el R-502 para toda la gama de su uso normal. Aunque se presentan desviaciones que se mantienen entre un 5 y 10 % en relación a sus presiones de saturación.

- Para muy baja temperatura : 30% por encima del R-502
- Para baja temperatura : 15% por encima del R-502
- Para media temperatura : 15% por encima del R-502
- Para alta temperatura : 14% por encima del R-502

Por sus características termodinámicas el R-123, reemplaza el R-11 con pocas variaciones a todo lo largo de sus temperaturas de uso

TABLA 2-2
COMPARACION DE LAS PROPIEDADES
FISICAS DEL R-134^a Y EL R-12

Propiedad Física	R-134 a	R-12
Formula química	CF ₃ -CH ₂ F	CCL ₂ F ₂
Peso molecular	102.03	120.93
Temperatura evaporación A IATM	-15.08°F	-21.62°F
Presión de saturación a 70°F	71.1 psig	70.2psig
Presión de saturación a 130°F	198.7 psig	180.5 psig
Calor latente a 40°F	83.36 BTU/LBM	64.62 BTU/LBM
Temperatura critica	214.0°F	233.2°F
Presión critica	589.8 PSIA	598.3 PSIA
Viscosidad del líquido a 86°F	0.202	0.209
Conductividad térmica liquido BTU/H PIE°F	0.0429	0.0389
Conductividad térmica vapor	0.0080	0.0059
Calor especifico vapor (Cp) a 100°F	0.251 BTU/LBM °F	0.168 BTU/LMB°F

Densidad del líquido a 86°F	74.17 LBM/PIES3	80.67 LBM/pies3
Inflamable	No	No
Vida promedio descargado a la atmosfera (aproximado)	6 años	145 años

Comentarios:

- 1) El refrigerante 134^a es el recomendado para nuevos equipos en sustitución del R-12, según lo acordado en el Protocolo de Montreal.
- 2) Su cop (coeficiente de comportamiento) es menor entre un 8 a un 12% en relación al R-12

CAPITULO III

3. Sistema de refrigeración por CO2 como refrigerante secundario

3.1. Historia del dióxido de carbono como refrigerante

El dióxido de carbono, cuya denominación como refrigerante es R744, es un fluido natural, lo que implica que puede encontrarse en la naturaleza sin tener un origen antropogénico. El descubrimiento del co2 no tiene un momento claro en la historia, sin embargo, se establece que Jean B. Van Helmont fue el descubridor de este gas, puesto que en su libro "Ortus Medicinea" publicado en 1648, se recogían diferentes experiencias encaminadas a demostrar la existencia de sustancias diferentes al aire, el propio Van Helmonte acuñó el término gas, que hasta entonces no había sido usado. En una de estas experiencias constató la existencia de un gas, al que denominó gas Sylvestre, producido por la combustión de madera. Este gas es el co2. En 1756 probó que el dióxido de carbono, estaba presente en la atmosfera y se combinaba con otros elementos para formar compuestos.

3.2. Refrigerantes Secundarios

Para la selección de un refrigerante secundario, se requiere que este tenga unas propiedades termofísicas adecuadas para la instalación que se esté analizando. En este caso:

- a) Obtener una mínima pérdida de presión del fluido del sistema, de manera que se pueda utilizar una bomba que consuma una mínima potencia.
- b) Baja viscosidad a la temperatura de funcionamiento para obtener una gran capacidad de refrigeración con un bajo volumen de fluido y un mínimo cambio de temperatura.
- c) Valores de capacidad específica y conductividad térmica elevados
- d) Obtener grandes coeficientes de transferencia de calor con una mínima diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor y en el mueble.

La viscosidad tiene especial importancia, ya que es inversamente proporcional al número de Reynolds (y por tanto influirá en el tipo de flujo que circulará por el intercambiador de calor), y además determinará las pérdidas de carga. Una gran viscosidad hace imposible mantener un flujo turbulento en un intercambiador de calor convencional (con una bomba aceptable).

Por otro lado, al determinar qué refrigerante secundario se va a utilizar en una aplicación particular, debe tenerse en cuenta los aspectos relacionados con la corrosión, toxicidad, inflamabilidad y coste. Es importante que el flujo no cause ningún problema material, que sea medioambientalmente aceptable, y que se pueda manejar sin peligro.

3.2.1 Agua

Se trata del refrigerante menos tóxico, pero su punto de congelación se encuentra a 0°C (o justo por debajo), por lo que resulta totalmente inadecuado para instalaciones en las que se requieran temperaturas inferiores. Además, resulta corrosivo en presencia de oxígeno, si no se utilizan inhibidores de la corrosión eficientes y adecuados.

3.2.2. Glicoles Inhibidos

Tanto el etilenglicol como el propilenglicol, inhibidos para controlar la corrosión, son líquidos incoloros y prácticamente inodoros que son miscibles en agua y en muchos componentes orgánicos. Sus principales ventajas son:

- a) Disminución del punto de congelación del agua.
- b) Baja volatilidad
- c) Relativa baja corrosividad (si están debidamente inhibidos)

Las soluciones de etilenglicol inhibido tienen mejores propiedades físicas que el propilenglicol, especialmente a temperaturas más bajas. En cambio, este último es menos tóxico, por lo que se prefiere en aquellas aplicaciones que conlleven un posible contacto humano (o que estén obligados mediante regulaciones).

En ambos casos se observa que a partir de un 60% en masa las condiciones del punto de congelación empeoran (en el caso del etilenglicol, el punto de congelación empieza a aumentar, y en el propilenglicol la solución se transforma en hielo, sin pasar por el estado de congelación).

Hay que señalar que en igualdad de concentración, las soluciones acuosas de propilenglicol son más viscosas que las soluciones con etilenglicol, con el consiguiente aumento en el consumo de energía de la bomba. Asimismo, una concentración excesiva de glicol aumenta el coste inicial y afecta las propiedades físicas del fluido.

Las temperaturas mínimas de funcionamiento son (típicamente):

- a) -23° para las soluciones de etilenglicol.
- b) -18°C para las soluciones de propilenglicol.

En el caso de que la temperatura requerida en la instalación sean inferior, utilizar estos glicoles no será aconsejable, ya que la viscosidad del fluido aumentará en exceso (lo que implicará un incremento en la potencia requerida de bombeo) y una reducción de los coeficientes de transferencia de calor.

3.2.3. CO₂

Comparando el CO₂ con algunos de los refrigerantes más utilizados en refrigeración comercial, como el amoníaco (NH₃) o R404A, el dióxido de carbono tiene una presión de saturación significativamente más elevada, como se observa en la figura 3.2. Estas presiones han limitado la aplicabilidad de este refrigerante a una temperaturas de aspiración de -32°C a 53°C . No obstante, en

el ámbito de la refrigeración comercial convencional (como los supermercados) no son necesarias temperaturas de evaporación más bajas.

Una de las ventajas más importantes del CO₂ es su habilidad de mantener una presión positiva en un rango de temperatura muy amplio. Por ejemplo, a -51 °C el CO₂ tiene asociadas unas presiones de más de 413 Kpa, mientras que el amoníaco (NH₃) se encuentra en un profundo vacío.

A pesar de que esta presión más elevada del CO₂ es beneficiosa en el lado de baja, representa un reto para temperaturas superiores (especialmente en la presión de condensación y las presiones del gas caliente de desescarche). Además, aunque estas presiones son más elevadas que las utilizadas normalmente en la industria de refrigeración, se encuentran fácilmente dentro del alcance de los sistemas mecánicos utilizados normalmente en otras industrias.

Debido a las propiedades físicas del CO₂, las pérdidas de presión implican una pérdida de temperatura mucho menor que en el caso del amoníaco y R404A, especialmente a bajas temperaturas. La figura 3.3 muestra una tabla comparativa de la pérdida de temperatura que se tiene ante una caída de presión de 1Psi, a -33 y a -43 °C.

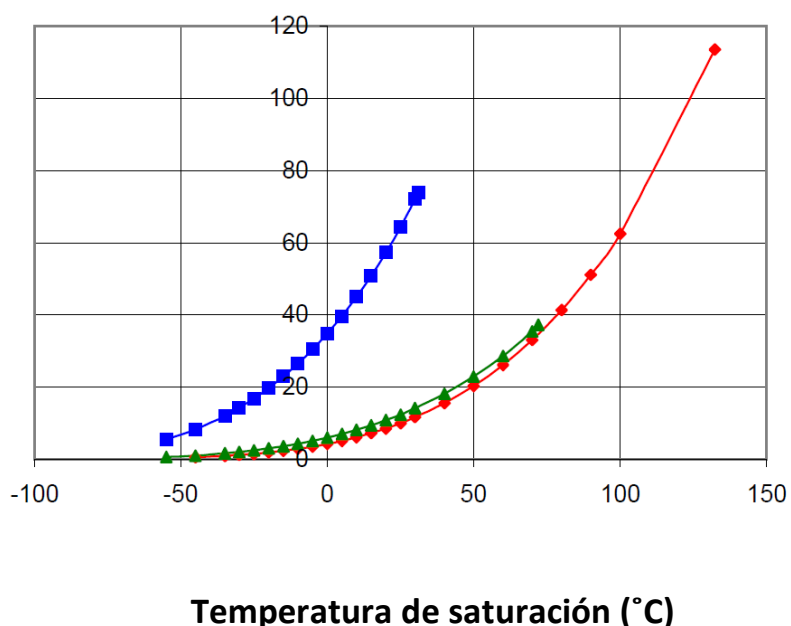


Figura 3.1 (elaboración propia)

	Amoniaco (NH3)	Co2	R404A
Presión saturación a -33°C (bar)	1.03	12.916	1.805
Pérdida de presión (Psi)	1	1	1
Pérdida de temperatura °C	-1.37	-0.17	-0.91
Presión saturación a -43°C	0.609	9	1.159
Pérdida de presión (Psi)	1	1	1
Pérdida de temperatura °C	-2	-0.2	-1.3

TABLA 3.1: En tabla comparativa para dos presiones de saturación diferentes

El dióxido de carbono es más pesado que el aire, por lo que tiende a caer al suelo. Este hecho puede resultar muy peligroso (especialmente en espacios reducidos), ya que al no ser auto-alarante, puede desplazar el oxígeno hasta el punto de resultar fatal. Una de las ventajas del amoníaco es que si es auto-alarante. Por tanto, este peligro requerirá especial atención en el diseño, con la implementación de detectores de fugas y de los sistemas de ventilación de emergencia.

En cambio, el CO₂ es más seguro que el amoníaco. Todos los aspectos referentes a límites de exposición son casi 1.00 veces más grandes para el CO₂ que el NH₃. Este hecho también se tendrá que tener en cuenta a la hora de dimensionar los sistemas de ventilación. La figura que compara los límites para la salud establecido de la OSHA.

	NH3	CO2	R404A
TLV	25 ppm	5000 ppm	1000
STEL	35 ppm	30000 ppm	20000
IDLH	500 ppm	40000 ppm	30000
LFL	15%	No inflamable	No inflamable

TABLA 3.2: OSHA safety

3.4. Descripción del circuito de refrigeración del supermercado La Sirena de la Jose Contreras.

En la figura 3.2 muestra el esquema simplificado de la instalación real que se ha diseñado. La línea roja indica el recorrido del refrigerante (404a) y la azul indica el del (CO2).

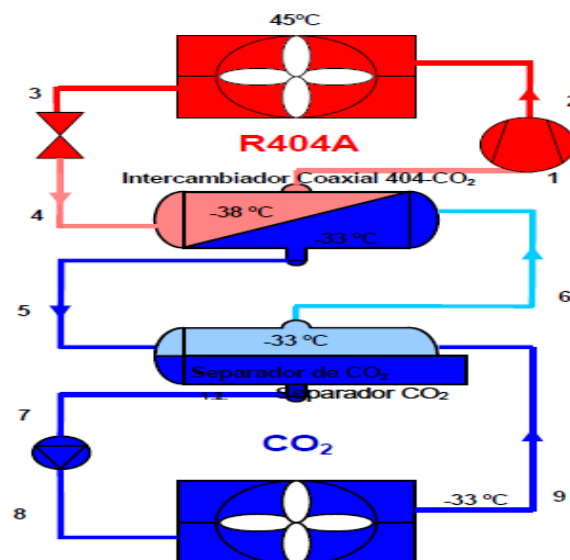


Figura 3.2 Esquema del ciclo de refrigeración con co2 (documento de la Sirena José Contreras)

El circuito R404A consta de los siguientes elementos básicos:

- a) El circuito R404A de aspiración, que lleva el 404^a que sale en estado gaseoso del intercambiador coaxial hasta el compresor (punto
- b) El compresor, que aspira el R404a y lo comprime hasta alcanzar el punto 2
- c) La línea de descarga, que lleva el refrigerante desde el compresor hacia el condensador
- d) El condensador aire-turbos donde condensa el 404^a (3)
- e) La válvula de expansión, que expande el 404^a a la entrada al intercambiador de calor (4)
- f) El intercambiador ,que es un tubo coaxial donde fluye el 404^a por el tubo interior y vaporiza, y entre los tubos condensa el co2

Este último elemento es responsable del intercambio térmico entre el fluido R404a y el co2, y actúa como evaporador para el 404^a y como condensador para el co2.

Por otro parte, el circuito R744 consta de estos elementos básicos:

- a) La línea coaxial recipiente de líquido que lleva el co2 liquido desde el intercambiador hasta el recipiente de líquido (5,proceso por gravedad)
- b) La línea recipiente de líquido-coaxial que lleva el co2 en estado gaseoso desde el recipiente de líquido hasta el intercambiador (6,proceso por diferencia de densidades)
- c) El recipiente de líquido a alta presión que ,además de funcionar como reserva de co2, recoge el líquido que llega desde los evaporadores
- d) La bomba de recirculación (mas una de reserva en caso de necesidad) que empuja el co2 hacia los evaporadores
- e) La línea de aspiración de la bomba (7)
- f) La línea de líquido que lleva el refrigerante con exceso de líquido hacia los evaporadores (8)
- g) La línea de retorno que lleva la mezcla de líquido más vapor al recipiente del líquido (9)

Las figuras 3.3 y 3.4 sintetizan, en un diagrama P-h, los procesos del 404^a y el co2, respectivamente.

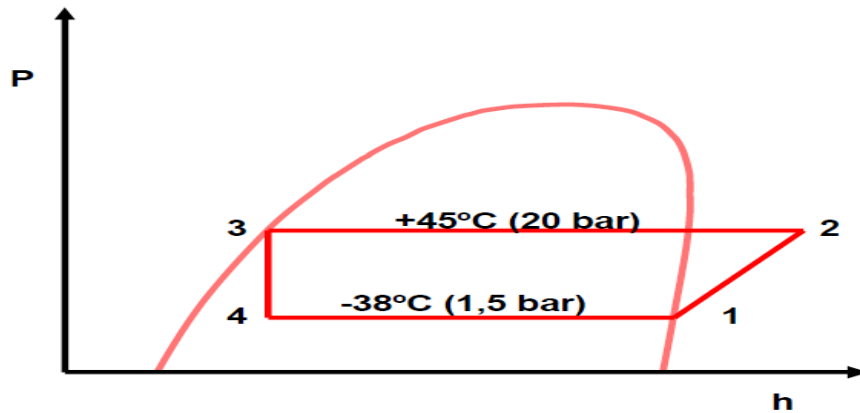


Figura 3.3 ciclo 404ª (Elaboración propia)

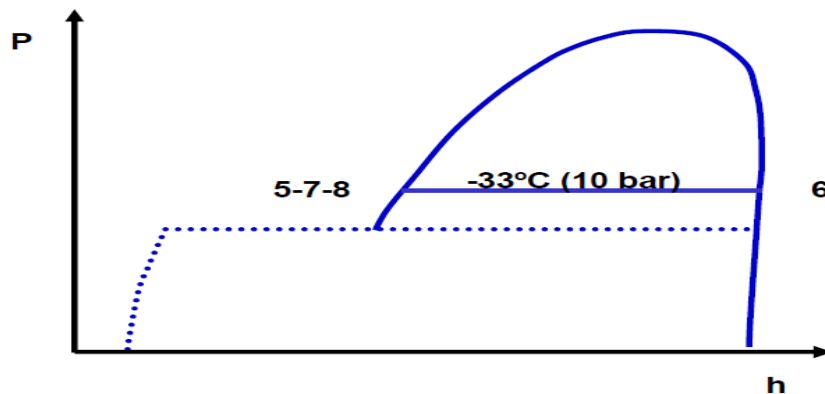


Figura 3.4 ciclo del co2 (Elaboración propia)

Principios básicos del evaporador de CO₂

El evaporador es un intercambiador de calor, que se utiliza en los sistemas de refrigeración para extraer calor del medio a refrigerar. La extracción de calor la realiza un fluido que pasa del estado líquido al gaseoso (fluido frigorífico o refrigerante, que se designará con las iniciales FF). El calor latente de vaporización es el que, fundamentalmente, se extrae del medio a enfriar. El fluido vehicular del frío será en general aire o agua, aunque puede ser cualquier otro fluido o incluso disoluciones acuosas u orgánicas de determinados productos.

Cuando se trata de enfriar un gas, el ΔT está comprendido entre 4 y 14°C. El fluido vehicular es generalmente aire y la forma más habitual de evaporador es el tipo llamado “coil”, constituido por

una batería de tubos con aletas que cogen todo el haz de tubos, de forma que a la vez los sujeten. El aire impulsado por un ventilador y fluye perpendicularmente al haz de tubos circulando por los canales que forman las aletas.

El caso que se está analizando utiliza como FF el dióxido de carbono (CO_2), y puesto que el fluido vehiculara en dirección perpendicular al haz de tubos.

3.5. Ventajas y desventajas del sistema CO_2

3.5.1 Ventajas del CO_2 :

El CO_2 presenta diversas ventajas respecto a otros refrigerantes, las cuales son citadas a continuación: sus propiedades termo-físicas son excelentes así como sus propiedades de transporte comparadas con otros refrigerantes. Además, es ambientalmente inactivo.

Las propiedades físicas más importantes del CO_2 son tres y pueden observarse en el Diagrama de fase que se muestra en la figura 3.5

Dos de ellas están indicadas como el punto triple y punto crítico, una tercera se indica mediante las siglas PSHS, punto de sublimación de hielo seco, que ocurre a presión atmosférica y a una temperatura de -78.2°C . De estas, la que más llama la atención es el punto crítico, el cual ocurre a temperaturas que son fácilmente alcanzables en condiciones ambientales en muchos lugares cálidos. El hecho de que las condiciones de temperatura y presión críticas sean las que se muestran en el diagrama de fase del CO_2 , hace que en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor el proceso de rechazo de calor al ambiente no implique una condensación del fluido de trabajo (Cavallini 2004).

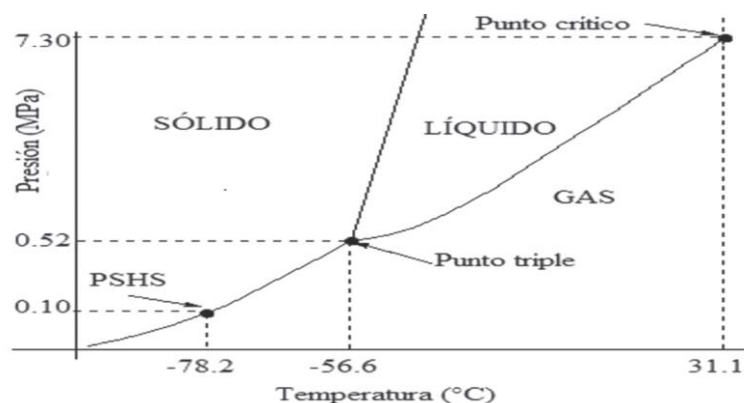


Figura 3.5 Diagrama de fase del co2 (Elaboración propia)

En la refrigeración por compresión de vapor es deseable tener al fluido de trabajo con una presión de entrada al compresor que sea igual o mayor que la atmosférica (Burghardt, 1984), de modo que el aire no se infiltre en el sistema, el co2 cumple con esta características básica .En la tabla 1 se presentan las propiedades físicas de algunos refrigerantes. Puede verse la diferencia notable del co2 (cuya designación es R744, según la sociedad Americana del Aire Acondicionado y Refrigeración) en cuanto a la capacidad de calor volumétrica, lo que implica utilizar menor cantidad de masa de refrigerante que en cualquier otro sistema para conseguir el efecto de refrigeración deseado, superando en esto a todos sus competidores. Se debe señalar que después del amoníaco en cuestión ambiental es el segundo mejor, sin embargo, el amoníaco es tóxico para el ser humano por lo que en materia de toxicidad el CO2 es la mejor opción.

TABLA3.3: Tabla 1 Propiedades físicas de algunos refrigerantes.

Asignación numérica	Punto de ebullición (a 1 atm) K	Temp. Crítica, MPa	Presión crítica, MPa	Capacidad de calor volumétrica, Kj/m3	Densidad (20°C y 1 atm), Kg/ m3	Grupo de seguridad	ODP/GWP
R134A	246.85	374.2	4.12	2868	4.336	1	0/1300
R290	231	369.8	4.31	3907	1.865	2	0/3
R744	194.6	304.1	7.38	22545	1.839	1	0/1
R22	232.4	469.1	4.98	4356	3.651	1	0.05/1700
R717	239.8	406.1	11.42	4382	0.716	2	0/0
R410A	325.85	343.3	4.85	6753	3.062	1	0/1740

R407C	229.35	359.2	4.70	4029	3.639	1	0/1610
-------	--------	-------	------	------	-------	---	--------

Las propiedades termodinámicas de los fluidos son esenciales para el diseño de equipos, particularmente con respecto a los requerimientos energéticos, equilibrio de fases y determinación del tamaño de los mismos (Kim, Pettersen y Bullard, 2004).

En la región transcrítica, la entalpía y entropía disminuyen con la temperatura con cambios bruscos cerca del punto crítico. La presión influye en la entalpía y entropía por arriba de la temperatura crítica, mientras que su efecto es pequeño por debajo de esta. La principal característica que condicionará el diseño de una instalación usando CO_2 son las elevadas presiones a las que opera el sistema (Cabello y Albert, 2007).

La densidad es otro factor importante en el CO_2 , puesto que a densidades altas se reduce el desplazamiento requerido por el compresor y el diámetro de las tuberías de conexión. El CO_2 presenta densidades altas a presiones de operación convencionales, por lo cual el uso de este refrigerante implica instalaciones con diámetros de tubería pequeños.

La tensión superficial en los refrigerantes influye en la ebullición nucleada y en las características del flujo en dos fases. Un valor de tensión superficial bajo reduce el sobrecalentamiento requerido para la nucleación y crecimiento de burbujas de vapor, lo cual afectará la transferencia de calor de manera positiva. La tensión superficial del CO_2 es baja comparado con los otros refrigerantes con los que compete directamente, lo cual hace que este fluido sea considerado como adecuado en términos energéticos.

Tiene un coeficiente de transferencia de calor entre 60% y 70% mayor a los refrigerantes convencionales, excepto el amoníaco (Padalkar y Kadam, 2010). La capacidad volumétrica del CO_2 es 3 o 4 veces mayor que los demás refrigerantes. Por lo tanto, la cantidad de masa de refrigerante se reduce considerablemente así como el tamaño del compresor, el de los equipos de intercambio de calor y la tubería, comparado con otros refrigerantes.

El R744 vuelve a cobrar popularidad debido a una serie de ventajas:

- Baja toxicidad
- No inflamable
- Potencia de agotamiento del ozono igual a cero
- Potencial de calentamiento global muy bajo ($\text{GWP}=1$)
- Propiedades termodinámicas excelentes y bajos requerimientos energéticos

3.5.2. Desventajas del CO_2

De los refrigerantes más utilizados en la industria, sólo el amoníaco es el menos pesado que el aire, lo que significa que en caso de fugas este desplazara al aire hacia arriba quedando vulnerables las

personas que se encuentren operando las instalaciones (sólo en caso de que la fuga sea mayor y la cantidad de refrigerante sea excesiva).

El CO₂ no solamente es considerado como asfixiante, además es un agente narcótico y vasodilatador cerebral. El vasodilatador es la sustancia con la cual se relajan las paredes de los vasos sanguíneos y reduce la presión en la sangre. Si el porcentaje de co₂ es mayor en el aire de una habitación, entonces los glóbulos rojos se saturan con co₂ y pierden la habilidad de intercambiar co₂ por oxígeno fresco. El porcentaje del co₂ en el aire es de 0.036%, si la concentración va por encima del 3% sobre el volumen, entonces este causa hiperventilación, al 5% causa narcosis y al 10 % causa que la persona entre en coma. Sin embargo, la industria presenta avances tecnológicos en materia de seguridad con refrigerantes más pesados que el aire e inclusive tóxicos. Es claro que el co₂ como cualquier otro refrigerante no es una sustancia ideal para ser considerada en refrigeración, sin embargo, desde el punto de vista ambiental presenta una opción latente que puede ser considerada para su utilización.

3.6. Detalles de equipos instalados en la Sirena de la Jose Contreras

El sistema de frío alimentario de la sirena Jose Contreras Consta de un RACKS modelo Skyrack Breeze para alta y media presión y un segundo RACKS Modelo Skyrack Breeze para baja presión.

El racks de alta y media presión está integrado por 6 compresores y 4 ventiladores 3 compresores para el lado de alta y 3 compresores para el lado de media presión, 1B, 2B y 3B, uno modelo 3DBR12ME-TFD, de 11.2 kW, trifásico, 16.6 Amp, 480 V y 2 modelos 2DL3R78KE-TFD, de 6.9 kW, Trifásico, 11.7 Amp, 480 V y el lado de alta presión 1B, 2B y 3B modelo 3DA3R10ME-TFD, de 8.5 kW, trifásico, 13.1 Amp, 480 V.

Tienen un segundo Racks que contiene sólo el sistema de baja presión, integrado por 3 compresores y 2 ventiladores 1F, 2F y 3F, uno modelo 3DB3F33KE-TFD, de 6.2 kW, trifásico, 10.7 Amp, 480 V.

TABLA 3.4: Tabla de resumen de equipos

	No. de compresores	No. de ventiladores	Tipo de compresor	Condensador	Potencia de Compresores (kW)	Consumo de compresores (A)	Potencia de Ventiladores (kW)	Consumo Ventilador (A)
RACKS de Alta Presion	3	2	Semi-hermetico	Acoplado	8.5	13.1	1.48	2.8
RACKS de Media Presion	3	2	Semi-hermetico	Acoplado	11.2, 6.9, 6.9	16.6, 11.7, 11.7	1.48	2.8
RACKS de Baja Presion	3	2	Semi-hermetico	Acoplado	6.2	10.7	1.48	2.8

3.7. Determinación de la factibilidad técnica de un sistema de CO2 para el Supermercado La Sirena Jose Contreras

El mayor reto que presenta el CO2 a la hora de ser empleado en instalaciones frigoríficas, radica fundamentalmente en su inusual comportamiento en la zona de alta presión. El CO2 posee una temperatura crítica baja (30.98 °C) y una presión crítica elevada (73.77 bar), lo que supone por una parte, que no es posible condensar con temperaturas superiores a los 31 °C, pero para las aplicaciones de refrigerados y congelados esto no es un problema ya que se condensa a temperaturas más bajas de ahí. Por otra, que la presión de trabajo en el ciclo será elevada. Debido a este comportamiento, la región de trabajo del ciclo es la zona supercrítica donde no existe condensación, y las variables presión y temperatura son independientes. En estas condiciones, es necesario el uso de un dispositivo capaz de regular la presión y mantenerla en un valor fijo. Este dispositivo recibe el nombre de válvula de expansión presostática o back-pressure porque mantiene la presión aguas arriba de la válvula en un valor constante fijado a voluntad. Cabe destacar que en este tipo de instalaciones la presión de alta viene determinada por la cantidad de masa de refrigerante almacenada en esta zona, por lo que la válvula expandirá o retendrá más o menos masa de refrigerante en función de la presión tarada.

El sistema para refrigeración con Co2 se ajusta al requerimiento de potencia de la **Sirena de la Jose Contreras** lo que no representa un problema a la hora de elegir este sistema para la **localidad**. Como anteriormente se analizó que el requerimiento para esta localidad es de 78 kW para un posible crecimiento y este sistema de frío alimentario resulta técnicamente viable y eficiente desde potencias muy bajas 10-15 kW.

3.8. Análisis Comparativo sistema existente R 404A con CO2 como sistema secundario.

En el capítulo se ha realizado una comparación entre las prestaciones de la instalación diseñada y las de otras instalaciones tradicionales (un sólo fluido refrigerante que circula por las tuberías).

Al utilizar CO2 en un circuito secundario supone una disminución considerable de la cantidad de refrigerante primario (más tóxico), sin que disminuyan en exceso las prestaciones del sistema. La (fig. 1) compara el COP (Eficiencia Energética) de tres circuitos tradicionales (R404A), con el índice de funcionamiento de una instalación con CO2 como refrigerante secundario.

3.9. Desventaja del sistema actualmente instalado en la Sirena José Contreras operando con R404A.

Los resultados obtenidos demuestran que la temperatura más baja de condensación para la localidad es de -32 grados lo que no supone problema ya en el sistema de Co2 la frontera es su punto triple (-56.56 grados) es decir que se puede condesar a temperaturas aún más bajas del requerimiento. Estos resultados demuestran que las prestaciones del circuito con CO2 son equiparables con las de otros sistemas que utilicen refrigerantes tradicionales.

En concreto, se ha obtenido que para esta instalación el COP (eficiencia energética) del circuito con CO2 sea, aproximadamente, un 30% menor que en el caso de un ciclo con R404A tradicional. En cambio, hay un incremento en el coste de la instalación, a causa de los elementos adicionales (básicamente intercambiador coaxial y bomba de recirculación).

Consecuentemente, este circuito también resulta útil en aquellas instalaciones en las que se anteponga la necesidad de garantizar la seguridad de los usuarios y la calidad del producto que se quiere enfriar, puesto que el CO2 no es tóxico ni inflamable, y los límites de exposición son más elevados que en el caso de otros refrigerantes.

La aplicabilidad del CO2 como refrigerante es muy significativa, ya que da muy buenos resultados a bajas temperaturas. Además, reduce notablemente los riesgos, especialmente cuando hay componentes del sistema que requieran estar próximos a los operarios. La cantidad de refrigerante primario se puede reducir hasta un 75%, y además contenerse en una sala de máquinas, reduciendo así los riesgos ante una fuga.

El CO2, además, es un refrigerante económico porque se encuentra disponible como residuo de muchos procesos industriales, y requiere de unas dimensiones de tubería menores que con otros sistemas, por lo que se reduce el coste de la instalación.

Conclusiones

- 1) La utilización del CO₂ como refrigerante secundario tiene un gran potencial, y los últimos acontecimientos demuestran la necesidad de seguir investigando la forma más adecuada de utilizar CO₂ en los sistemas de refrigeración comerciales.
- 2) Existe un coste asociado a la instalación de dicho sistema y se trata primeramente de un intercambiador coaxial y la bomba de recirculación, lo que respecta a la seguridad por las propiedades de ser más pesado que el aire es necesario sensores de CO₂ y extractores para evitar en presencia de fuga un cumulo de este gas.
- 3) Para la situación de fuga se puede añadir que otra característica interesante del co₂ consiste en que cambia directamente de líquido a solido por debajo de su punto triple, a -56.6°c (5.2 bar), lo cual es ventajoso en el caso de una fuga de líquido.
- 4) El dióxido de carbono es considerablemente más denso que el amoníaco y el R404A. Por tanto, debido a que el volumen de refrigerante requerido se reducirá, para una misma potencia frigorífica la longitud necesaria del compresor será inferior. Asimismo, esta diferencia de volumen se refleja a lo largo de todo el sistema de refrigeración, por lo que los depósitos, tuberías y evaporadores serán también mucho más pequeños al utilizar co₂. En definitiva, se obtiene un relativo gran ahorro de capital frente a los sistemas con amoníaco o R404A.
- 5) El co₂ es un gas inodoro, incoloro y no inflamable en condiciones atmosféricas. Existe de forma natural y es un co-producto de muchos procesos, como la fabricación de cerveza o amoníaco, y los mayores productores de dióxido de carbono son las centrales eléctricas. Se considera una de las principales causas del calentamiento global, lo que aumenta la preocupación de utilizarlo como refrigerante, no obstante, cuando se utiliza el co₂ como refrigerante, el gas ya existía y únicamente se le ha capturado, refinado y ubicado en un ciclo refrigerante. De hecho, aunque el gas sea liberado, no representa un incremento sobre el volumen total de co₂ existente en la atmosfera, incluso el dióxido de carbono emitido a la atmosfera al generar la energía necesaria para fabricar NH₃ es muy superior al requerido para fabricar co₂. En consecuencia, el hecho de utilizar co₂ como refrigerante no conlleva un impacto sobre el calentamiento global.

Bibliografia

- [1] ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Fundamentals volume (S.I. edition.). Atlanta: 2001
- [2] Mills, A.F. Transferencia de calor. Irwin, Barcelona ,1994
- [3] Miranda, A.L., Procesos de vaporización, Grupo Editorial CEAC. Barcelona: 1997
- [4] ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Fundamentals volume (S.I.edition.).Atlanta: 2001
- [5] Catalogo Hermetic, Canned motor pumps for the refrigeration industry, Gundelfingen (RFA): 2004
- [6] Warring R.H., Selección de bombas, Sistemas y aplicaciones, editorial labor
- [7] Solvay Fluor GMBh, Solkane refrigerants. Hannover 2003.
- [8] Rapin P.J., P Jacquard, Instalaciones frigoríficas, Barcelona, 1997
- [9] Lorentzen G., Pettersen J. New possibilities for non-CFC refrigeration, Trondheim: 1992.
- [10] Pettersen J, Aarli R. Progress in CO₂ vapour compression systems, Thermal Science and Engineering: 1998.
- [11] Kruse H, Heidelck R, Suss J. The application of CO₂ as a refrigerant, Bulletin of the International Institute of refrigeration: 1999.
- [12] Pettersen J., An efficient new automobile air-conditioning system based on CO₂ vapour compression, ASHRAE Transactions: 1993.
- [13] Berges H. Jennigas y Samuel R. Lewis. Tomo I, 1958
- [14] Richard C. Jordan and Gayle B. Prister. Second edition
- [15] Cabello, J. & Albert, A. (2007). El USO Del CO₂ Como refrigerante en centrales frigoríficas. España: PECOMARK.

[16] Cavallini, A. (November, 2004). Properties of CO₂ as a refrigerant. In European Seminar-CO₂ as a refrigerant: theoretical and design aspects, Milan, Italy.

Páginas de internet

[17] <http://www.acr-news.com/the-end-for-r404a-refrigerant>

[18] <http://www.racplus.com/features/-is-it-time-to-stop-using-r404a/8610668.article>

[19] <http://www.poligaz.com/index.php/gases-refrigerantes/r-134a>

[20] <https://prezi.com/iom2t2mbtyou/sustitucion-de-refrigerante-por-co2/>

ANEXOS

Índice del proyecto

- 1. Título**
- 2. Introducción**
- 3. Justificación.**
- 4. Planteamiento del problema.**
 - 4.1 Delimitación en tiempo y espacio.
 - 4.1.1 tiempo
 - 4.1.2 Espacio
 - 4.2 Preguntas de investigación.
 - 4.2.1 Gran pregunta.
 - 4.2.2 Sub-preguntas.
- 5 Objetivos.**
 - 5.1 General.
 - 5.2 Especifico.
- 6 Marco de referencia.**
 - 6.1 Marco teórico.
 - 6.2 Marco conceptual.
- 7 Hipótesis.**
- 8 Diseño metodológico.**
 - 8.1 Método
 - 8.2 Técnica
 - 8.3 Fuentes
 - 8.4 Observación

8.5 Tipo de estudio

9 Fuentes de documentación.

10 Esquema de trabajo de grado.

1. TÍTULO DEL TEMA

**PROPUESTA DE UN SISTEMA DE FRIO ALIMENTARIO UTILIZANDO CO₂
COMO GAS REFRIGERANTE EN LA TIENDA LA SIRENA JOSE CONTRERAS,
SANTO DOMINGO, R.D.**

2. INTRODUCCIÓN

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

Por muchos años (1876) , al amoniaco se le han encontrado excelente propiedades como refrigerante, y desde entonces, ha sido el refrigerante más utilizado comúnmente .aun en la actualidad ,ha demostrado ser satisfactorio, sobre todo en refrigeración industrial en grandes plantas.

En las décadas siguientes, la atención fue orientada hacia el mejoramiento del diseño mecánico y la operación de los equipos. A principió del siglo XX, se desarrollaron las unidades domésticas y los refrigerantes en uso en ese tiempo, padecían de una o más propiedades riesgosas. Alguno eran tóxicos, otros inflamables, y otros más operaban a muy altas presiones.

.Existe una cantidad grande de refrigerantes actualmente utilizados en aplicaciones comerciales e industriales. Cada refrigerante tiene propiedades que difieren de otros, tales como punto de ebullición, calor especifico, calor latente, densidad y otros factores que afectan la habilidad del refrigerante para transferir el calor.

Debido a los esfuerzos internacionales para reducir el daño a la capa de ozono y evitar el calentamiento global del planeta, se está intentando reducir el uso y la emisión de ciertos refrigerantes a la atmosfera, por lo que cada vez hay menos opciones disponibles para los usuarios de refrigerantes a gran escala. Así pues, la industria se ha visto forzada a buscar otras alternativas.

Además, las medidas de seguridad cada vez son más estrictas, por lo que hay que disminuir el riesgo de intoxicación causadas por una posible fuga de refrigerante, así como el coste que supone la recarga del mismo. Una de las alternativas más interesantes consiste en utilizar un sistema indirecto donde el refrigerante más tóxico en la primaria (R-404A), y el secundario (CO₂) sea no tóxico y vaya hacia los evaporadores a lo largo de toda la instalación.

Algunos sistemas utilizados en supermercados tienen circuitos separados para enfriar congeladores. En otros sistemas, el refrigerante secundario principal se utiliza para enfriar el condensador de la unidad congeladora, y un líquido refrigerante secundario de baja temperatura mantiene los congeladores a la temperatura adecuada.

Actualmente en la República Dominicana todavía no hay un sistema sistema frío refrigerantes (R-744) (CO₂), y sin duda, estas tecnologías se desarrollarán este año en el país, en la tienda de la Sirena José Contreras, Santo Domingo, RD.

3. JUSTIFICACION

El precio de la energía eléctrica en República Dominicana es uno de los más elevados de Centro América y El Caribe sumado a que nuestra matriz de generación no es la más amigable con el medio ambiente es decir reducir consumo energético impacta directamente la salud de nuestro planeta. Según un informe elaborado en el 2014 por el Foro Económico Mundial (WEF por sus siglas en ingles), de 60 países a nivel mundial que figuran con datos del precio de la energía, Republica Dominicana figura en la posición número 2 con un precio promedio USD\$ 0.21/kWh. Sabiendo que el consumo eléctrico de una instalación por concepto de refrigeración puede ascender hasta el 60% resulta sustancioso poder tener sistemas de refrigeración cada vez más eficientes.

La refrigeración con CO₂ como gas refrigerante representa la solución más eficiente y segura para aplicaciones que requieren de una potencia considerable. Una de las ventajas más importantes del CO₂ es su habilidad de mantener una presión positiva en un rango de temperatura muy amplio.

El CO₂ es un gas inodoro, incoloro y no inflamable en condiciones atmosféricas. Existe de forma natural y es un co-producto de muchos procesos, como la fabricación de cerveza o amoniaco, y los mayores productores de dióxido de carbono son las centrales eléctricas.

Por último añadir que otra característica interesante del CO₂ consiste en que cambia directamente de líquido a sólido por debajo de su punto triple, a $-56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (5,2 bar), lo cual es ventajoso en el caso de una fuga de líquido. En Septiembre de 2002 se publicó un artículo de “ASHRAE”, en el que se comentaba un experimento realizado sobre una línea de líquido del CO₂. Este experimento consistía en abrir una pequeña válvula esférica en dicha línea, y el resultado fue observar cómo la abertura se sellaba por sí sola, únicamente dejando escapar una pequeña cantidad de polvo de CO₂ que cayó al suelo. A pesar de que este hecho representa una relevante mejoría sobre el lado de la seguridad, también conlleva un problema en el caso de tener que liberar CO₂ líquido sin que se atasque la válvula de alivio.

4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los supermercados dentro de sus catálogos de productos ofertan mercancías que deben ser refrigeradas para garantizar su calidad. Para estos las empresas necesitan sistemas y equipos de refrigeración tales como neveras, congeladores, cuartos congelados, entre otros.

Estos, como todo sistema de refrigeración, utilizan refrigerantes. El más comúnmente utilizado es el R-404A, pero este refrigerante presenta dos limitaciones principales: la eficiencia energética y el índice Global Warming Potential (GWP).

La tecnología con R-404A no otorga la mayor eficiencia energética para ciertas aplicaciones industriales, el consumo de los equipos con esta tecnología es ciertamente más elevado en comparación a otras. Para el Multímetro La Sirena José Contreras cuyo sistema de frío alimentario utiliza R-404A, representa el 20% de la carga instalada de la localidad.

El índice Global Warming Potential (GWP) del R-404A es de 3922. El cual es uno de los más elevados dentro de los refrigerantes comúnmente utilizados, razón por la cual se debe de tomar precauciones ante fugas, ya que la liberación a la atmosfera de este gas tiene gran impacto en el calentamiento global.

4.1 Delimitación de tiempo y espacio

4.2.1 En tiempo

El análisis y elaboración de la propuesta se desenvuelve en el periodo Mayo-Agosto de 2015.

4.2.2 En espacio

La propuesta se elaborara tomando como cede Multímetro La Sirena José Contreras, Ubicado en la Zona Universitaria, Santo Domingo, Distrito Nacional, República Dominicana.

4.2 PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN

4.2.1 Gran Pregunta.

¿Cómo se puede reducir el consumo de energía eléctrica mediante la sustitución de la tecnología del sistema de frío alimentario a R-744 del Multímetro La Sirena José Contreras?

4.2.2 Sub Preguntas.

¿Qué es un equipo de refrigeración? ¿Cómo funciona?

¿Qué es un refrigerante? ¿Cuáles son sus tipos?

¿Qué es un sistema de frío alimentario dual? ¿Cuáles son sus componentes?

¿Cómo funciona un sistema de frío alimentario dual con refrigerante R-744?

¿Cómo mejorar la eficiencia energética del sistema de refrigeración de la localidad?

5. OBJETIVOS

5.1 General

- Diseñar una propuesta de un sistema de frío alimentario utilizando co2 como gas refrigerante en la tienda la Sirena José Contreras

5.2 Específicos

- Servir de parámetro para efficientizar sistemas de refrigeración que apliquen
- Crear un modelo comparativo entre los sistemas de refrigeración que más se utilizan en aplicaciones industriales como el R-404A frente a la tecnología de Co2 en términos de eficiencia energética e impacto medio ambiental
- Identificar los beneficios o ventajas de la tecnología para la refrigeración con CO2
- Reducir el impacto medio ambiental resultado de los sistemas de refrigeración

6. MARCO REFERENCIAL

6.1 Marco Teórico

La eficiencia energética es un tema de interés para todos ya que los recursos naturales son cada vez más escasos lo que incrementa cada vez más el costo de obtención de los mismos. Es muy importante desarrollar tecnologías que nos permitan sistemas más eficientes, de mejor rendimiento, mayor seguridad y comprometidos con el medio ambiente.

Los sistemas de refrigeración en un centro de carga importante representan hasta un 50 % de la carga instalada lo que eficientizando esta parte se obtienen ahorros significativos. Con la aplicación del sistema de refrigeración por CO₂ se obtiene hasta un 60 % del ahorro frente a otros sistemas.

Esta tecnología es mucho más segura y no impacta el medio ambiente, es decir en caso de fuga el riesgo de dañar la capa de ozono es cero

El Reglamento CE nº 2037/2000

Regula la utilización de estos gases refrigerantes. Desde el 1 de octubre de 2000 está prohibida la utilización de CFC; en el caso de los HCFC existen plazos ya establecidos para el final de su utilización. Los HFC no tienen actualmente ninguna limitación debido a su nulo efecto sobre la capa de ozono.

Aspectos relacionados con los plazos de utilización:

1 de octubre de 2000: Prohibición de venta y uso de CFC (excepto para las instalaciones propias y el mantenimiento exclusivo de las mismas)

1 de enero de 2001: Prohibición total de uso de CFC

1 de enero de 2001: Prohibido utilizar HCFC como refrigerante en la fabricación de cualquier aparato de aire acondicionado y refrigeración producido después del 31 de diciembre de 2000, con excepción de aparatos fijos de aire acondicionado de una capacidad de enfriamiento inferior a 100 kW y sistemas reversibles de aire acondicionado/bomba de calor

1 de julio de 2002: Prohibido utilizar HCFC como refrigerante en la fabricación de cualquier equipo de aire acondicionado fijo excepto equipos reversibles de aire acondicionado/bomba de calor

1 de enero de 2004: Prohibición de fabricar todo tipo de equipos con HCFC

1 de enero de 2010: Prohibido utilizar HCFC puros para el mantenimiento y recarga de equipos de refrigeración y aire acondicionado existentes en aquella fecha

1 de enero de 2015: Prohibido utilizar HCFC reciclados para el mantenimiento y recarga de cualquier equipo de refrigeración y aire acondicionado

Aspectos relacionados con el control de las emisiones:

1. Los CFC contenidos en cualquier aparato de refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor se recuperarán para su destrucción durante las operaciones de revisión y mantenimiento de dichos aparatos.

2. Se tomarán todas las medidas de prevención factibles para prevenir y reducir al mínimo los escapes de CFC y HCFC. En particular se controlarán anualmente los aparatos fijos cuya carga de fluido refrigerante sea superior a 3 kg para comprobar que no presentan escapes.

6.2 Marco Conceptual

El COP o Coeficiente of Performance es el cociente entre el frío obtenido y el trabajo de compresión. Mide la eficiencia del sistema en términos de frigorías obtenidas por cada KW hora consumido en el compresor. En otras palabras, interesa siempre que el refrigerante tenga el valor del COP lo más alto posible

Refrigerantes por co2

El dióxido de carbono es considerablemente más denso que el amoníaco y el R404A así mismo, esta diferencia de volumen se refleja a lo largo de todo el sistema de refrigeración, se obtiene un gran ahorro de capital frente a los sistemas con amoníaco o R404A.

Intercambiador de calor

Bajo la denominación general de intercambiadores de calor, se engloba a todos aquellos dispositivos utilizados para transferir energía de un medio a otro.

Refrigerante

Se trata de productos químicos que se utilizan en la industria como elementos refrigerantes para aires acondicionados; a través de estas piezas pasa un refrigerante, líquido o gas que intercambia calor con otro circuito de agua.

Tubería para sistemas de co2

El co2 como gas inerte que, consulta compatible con la totalidad de los metales, por lo que las tuberías para los sistemas de co2 pueden utilizar: cobre, Acero, Acero inoxidable.

Temperatura

La compresión de cualquier gas, conlleva a un aumento de la temperatura de este por encima de la saturación a la presión final. La compresión de co2 en un ciclo en cascada (-50/-5c) puede llevarlo a temperaturas de descarga cercanas a los 80C.

Bomba de frio calor

Una bomba de calor es una maquina térmica capaz de transferir calor de un ambiente a otro, es decir desde una fuente fría a otra más caliente. Del mismo modo, una bomba de frio es una maquina térmica capaz de transferir frio de una fuente caliente a otra que está a menor temperatura.

Evaporación

La evaporación es la operación de contra una solución mediante la eliminación de disolvente por ebullición. La evaporación es concentrar una disolución consistente en un soluto no volátil y un disolvente volátil. La evaporación realiza vaporizando una parte del disolvente para producir una disolución concentrada.

Evaporador

Consiste básicamente de un intercambiador de calor capaz de hervir la solución y un dispositivo para separar la fase vapor del líquido en ebullición.

Viscosidad

Los líquidos muy viscosos tienden a reducir las velocidades de circulación y reducir los coeficientes de transferencia de calor. La viscosidad de una solución sometida a evaporación aumenta con la concentración.

Acumulador de succión

Un acumulador se utiliza comúnmente en refrigeración en transportes, bombas de calor, sistemas de refrigeración de baja temperatura y en cualquier lugar donde el refrigerante liquido sea una preocupación

Condensador eléctrico

Es un dispositivo formado por dos placas metálicas separadas por un aislante dieléctrico.

Intercambiador de calor

Es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, que estén separados por una barra.

Intercambiador cascada

En el sistema en cascada, no es necesario que los refrigerantes en ambos ciclos sean iguales ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor.

7. HIPOTESIS

El uso de aplicaciones industriales como el R-404A posee un alto impacto en la destrucción de la capa de ozono.

8. DISEÑO METODOLÓGICO

8.1 Método

Se utilizara el método analítico, ya que analizaremos el comportamiento del sistema actual y lo compararíamos con el propuesto.

8.2Técnicas

la observación externa o no participante, ya que los observadores no pertenecen al grupo objeto de estudio y según la implicación física es directa, porque los observadores se ponen en contacto con el terreno objeto de investigación; el cuestionario, el cual consiste en una serie de preguntas de forma ordenada que busca obtener información de la persona que responde, en este caso técnicos, supervisores y gerentes; y la entrevista, la cual utiliza el cuestionario como base para la recolección de la información, para luego ser tratada de manera cualitativa y cuantitativa.

8.3 Fuentes

Se utilizarán, principalmente, libros bien documentados, revistas y base de datos estadísticos en línea. Así como también artículos publicados por periódicos locales e internacionales. Además, enciclopedias y diccionarios.

8.4 La observación

Se realizaran visitas regulares a la locación de estudio para la realización de toma de datos.

8.5 Tipo de estudio

El tipo de estudio que se realizará es exploratorio, descriptivo y de campo. Se realizaran formulaciones de hipótesis y se estudiara la comprobación de las mismas.

9 BIBLIOGRAFÍA

- Méndez, F.A. (2007). Política de subsidios en el sector eléctrico. Santo Domingo
- Melchor, R.C. (15 de Enero 2014). Universidad de Salamanca. Obtenido de Ingeniería Eléctrica:
<http://electricidad.usal.es/Principal/circuitos/diccionario/Inicio.Php>
- [http://www.diariolibre.com/economia/2014/07/14/i698721Republica Dominicana-segundo-pas-con-energa-cara-del-mundo.html](http://www.diariolibre.com/economia/2014/07/14/i698721Republica-Dominicana-segundo-pas-con-energa-cara-del-mundo.html)
- <http://www.acr-news.com/the-end-for-r404a-refrigerant>

10. ESQUEMA PRELIMINAR DEL TRABAJO DE GRADO

Índice General

Índice de figuras

Índices cuadrados

Agradecimientos y dedicatorias

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1 –CONCEPTOS FUNDAMENTALES

Refrigeración

Energía

Sistemas de refrigeración

Perdidas eléctricas

Pérdidas técnicas

Perdidas no técnicas

CAPÍTULO 1.1– SISTEMA ELECTRICO

Generación

Generación en República Dominicana

Transmisión

Transmisión en República Dominicana

Usuarios no regulados

Usuarios regulados

CAPÍTULO 2 – SISTEMA DE DISTRIBUCION

Descripción

Clasificación

Requisitos que incluyen un sistema de distribución

Características de las cargas

Calculo de pérdidas en sistemas de distribución

Perdidas eléctricas en las compañías de distribución de Republica Dominicana

CAPÍTULO 2.1 – CONTROL DE ENERGÍA

Robo de energía y morosidad en el pago

Comercialización de la energía

Gestión de las empresas distribuidora

Inspección física de los usuarios

CAPITULO 3. – PROPUESTA DE CONTROL Y REDUCCION DE PÉRDIDAS

Alternativas para el control y reducción de pérdidas no técnicas

Capacidad de pago del sector lava pie

Análisis de encuestas

Evaluación de las pérdidas no técnicas

Sistema de venta de energía prepago

Análisis costo-beneficio

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

Tabla de contenido

1. Título.....	03
2. Introducción.....	04
3. Justificación.....	06
4. Planteamiento del problema.....	07
4.1 Delimitación en tiempo y espacio.....	07
4.1.1 En tiempo.....	07
4.1.2 En espacio.....	07
4.2 Preguntas de investigación.....	08
4.2.1 Gran pregunta.....	08
4.2.2 Su pregunta.....	08
5. Objetivos.....	09
6.1 General.....	09
6.2 Específicos.....	09
6. Marco referencial.....	10
6.1 Marco teórico.....	10
6.2 Marco conceptual.....	11
7 Hipótesis.....	15
8 Diseño metodológico.....	16
8.1 Método.....	16
8.2 Técnicas.....	16
8.3 Fuentes.....	16
8.4 La observación.....	16
8.5 Tipo estudio.....	16
9 Bibliografía.....	17
10 Esquema preliminar del trabajo de grado.....	18