

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL ESTUDIO

1.1 ANTECEDENTES.

Las tendencias actuales en cuanto al cuidado del medio ambiente han generado nuevas tecnologías que son más “amigables” con el cuidado de la ecología, y la industria de la refrigeración y aire acondicionado no son la excepción, cada vez se siguen haciendo avances tecnológicos y se encuentran nuevos refrigerantes que no dañen a la capa de ozono ni contaminen el ambiente.

En virtud de lo anterior, en la actualidad podemos apreciar que la mayoría de equipos de refrigeración han sido desarrollados en base a las antes mencionadas tecnologías, además, basados en este nuevo conocimiento es posible actualizar y mejorar los sistemas diseñados anteriormente como es el caso del banco de refrigeración del laboratorio de termodinámica.

El equipo de laboratorio fue adquirido en una época en la que el refrigerante R12 era de uso común en la industria, pero debido a las recientes regulaciones ambientales que rigen en todo el mundo, se ha prohibido su fabricación y su comercialización es limitada, por lo que, en reemplazo de este, se han propuesto varias alternativas que son menos nocivas, una de ellas es el R134a, que en la actualidad es uno de los principales sustitutos y así poder mantener la funcionalidad de los equipos que usaban este tipo de refrigerante.

A pesar de ser el R134a el reemplazante adecuado para el R12, las propiedades termodinámicas del mismo van a variar, lo que fundamenta el

motivo de esta tesis, que es un estudio técnico para realizar el correcto procedimiento en el recambio de estos sistemas.

1.2 OBJETIVO DEL ESTUDIO.

Este proyecto surge ante la necesidad de tener un procedimiento adecuado, técnico y detallado para realizar reconversiones en los equipos que actualmente existen en la industria, específicamente el Banco de Pruebas de Refrigeración y Aire Acondicionado, objeto de nuestro estudio, el mismo que ha perdido su funcionalidad óptima por la discontinuación del refrigerante mencionado. Este estudio permitirá una optimización en el funcionamiento del banco y mejora en el proceso de aprendizaje de los alumnos de nuestra Carrera al estar actualizados con las nuevas tendencias que rigen en el mercado nacional.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 GENERAL.

Diseñar un procedimiento técnico detallado del funcionamiento del Banco de Pruebas de Refrigeración y Aire Acondicionado del Laboratorio de Termodinámica para efectuar un recambio de manera adecuada, permitiendo así una optimización en el uso de este equipo.

1.3.2 ESPECÍFICOS.

- Realizar el reconocimiento del equipo, verificar el estado actual del mismo y comparar si los que datos que éste arroja son consistentes con los obtenidos en la teoría.
- Investigar sobre las posibles soluciones que se puedan dar a éste tipo de recambios de refrigerante, como por ejemplo: tipos de refrigerante, parámetros de funcionamiento, disponibilidad, etc.
- Seleccionar los diferentes elementos que, de ser el caso, serán reemplazados para que el sistema funcione a condiciones similares a las cuales fue diseñado.

- Comprobar el funcionamiento del equipo, una vez que se ha realizado el recambio de refrigerante.
- Detallar un procedimiento adecuado para la realización de una reconversión en este tipo de equipos.

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO.

Lograr un procedimiento detallado para la realización del recambio del refrigerante en el Banco de Pruebas de Refrigeración y Aire Acondicionado que también sirva para equipos similares que funcionen con este refrigerante y actualizar su funcionamiento para que esté acorde a las condiciones actuales de este tipo de sistemas.

1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.

El recambio de los sistemas de refrigeración surge ante los elevados costos de diseño e implementación de nuevos sistemas, por lo que, simplemente se aprovechan la mayoría de los elementos existentes en el sistema antiguo y se los adapta para que puedan funcionar correctamente con los nuevos componentes que tienen los sistemas actuales.

CAPÍTULO 2

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

2.1 GENERALIDADES.

Desde tiempos antiguos, la Refrigeración al igual que otras ciencias, es una de las herramientas que ha permitido el desarrollo de la humanidad debido a que el hombre, conforme va desarrollando la tecnología, se ha visto obligado en suplir las nuevas necesidades que surgen con dicho desarrollo y es así que, en el transcurso del tiempo los sistemas de refrigeración se han mejorado continuamente hasta tener en la actualidad varios tipos, entre los cuales el mas importante es de sistema de vapor compresión que va a ser objeto de nuestro estudio.

La Refrigeración es la ciencia que estudia los procesos de transferencia de calor entre dos fluidos, el uno llamado refrigerante y el otro espacio refrigerado, con la particularidad de que el medio que se requiere enfriar se encuentra inicialmente a una temperatura igual o cercana a la del medio circundante. Es claro que en dicho sistema de refrigeración el espacio refrigerado deberá estar aislado térmicamente del medio circundante, ya que por naturaleza el calor fluye desde un medio de mayor hacia uno de menor temperatura.

Como hemos señalado anteriormente, el sistema de vapor compresión es el que más desarrollo ha tenido en la industria de la Refrigeración, esto debido a su flexibilidad en cuanto a la variedad de aplicaciones que se le pueden dar. A continuación haremos una descripción detallada sobre el funcionamiento del antes mencionado sistema.

2.1.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN VAPOR COMPRESIÓN.

El sistema de refrigeración de vapor compresión consiste primordialmente de un fluido llamado agente refrigerante, el mismo que tiene la función de absorber

calor del espacio refrigerado y rechazarlo en el medio circundante. Para poder lograr esto, es necesario disponer de varios elementos y accesorios mecánicos que nos van a ayudar a lograr dicha transferencia de calor.

Para poder entender de una mejor manera el funcionamiento de este sistema, haremos una explicación del principio termodinámico en el cual está basado el mismo.

2.1.1.1 Ciclo de Refrigeración

El ciclo convencional de refrigeración consta de 4 etapas: la expansión isoentálpica, la vaporización isobárica, la compresión isentrópica, y la condensación isobárica; éstos procesos suceden uno a continuación del otro en el mismo orden anterior, por lo cual todos ellos conforman el ciclo de vapor compresión.

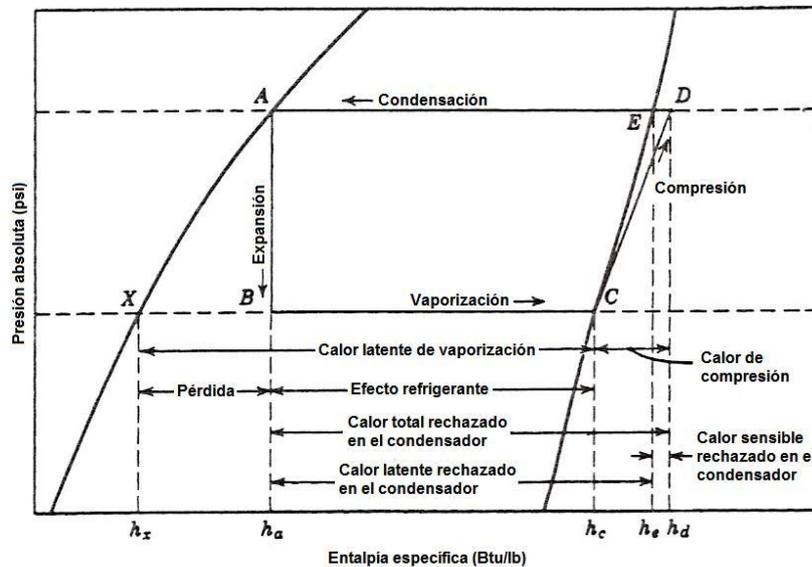


Fig. 2.1 Diagrama presión – entalpía teórico.

El diagrama P – h (presión – entalpía) es una herramienta muy útil para poder describir la manera de cómo suceden cada uno de los procesos que hemos mencionado antes; además, haciendo uso de las propiedades que tiene cada estado del refrigerante, representado por un punto de la gráfica, podemos

calcular todos los parámetros que son necesarios para poder evaluar la eficiencia que tiene el ciclo a través de cada uno de sus procesos. Antes de calcular estos parámetros, primero daremos una explicación de lo que es cada uno de los procesos.

Expansión Isoentálpica.- La expansión isoentálpica es el proceso mediante el cual se disminuye la presión a la cual se encuentra el refrigerante mediante una estrangulación, todo esto con el objeto de disminuir la temperatura de evaporación que tiene el refrigerante cuando se encuentra a alta presión.

Esta expansión sucede de manera adiabática, es decir, no existe pérdida ni ganancia de calor por parte del refrigerante; lo que si sucede es que parte del mismo que se encuentra en estado líquido se evapora, para poder de este modo disminuir la temperatura a la que se encuentra el refrigerante al momento de llegar a la expansión, ya que sucede un intercambio de calor del líquido consigo mismo.

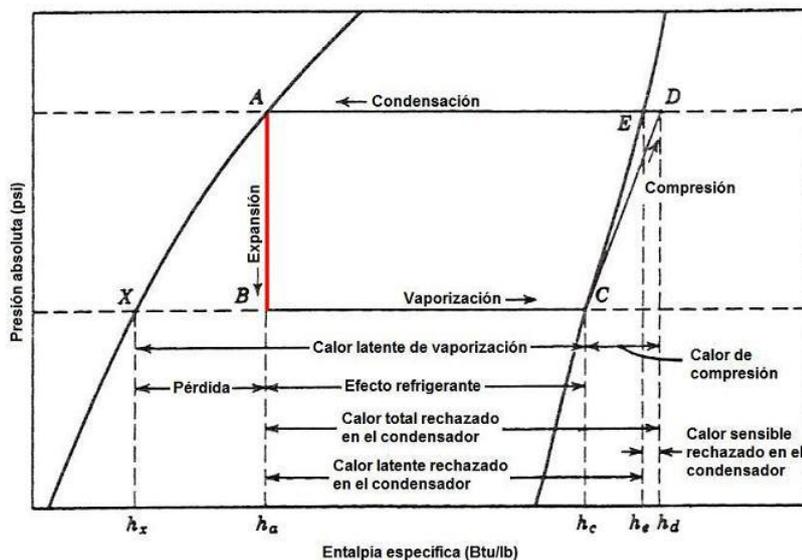


Fig. 2.2 Diagrama presión – entalpía (expansión).

Matemáticamente, la expansión isoentálpica se la expresa de la siguiente manera:

$$h_A = h_B \left[\frac{Btu}{lb} \right] \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde, h_A = la entalpía del refrigerante en A.

h_B = la entalpía del refrigerante en B.

Vaporización Isobárica.- La vaporización es el proceso en el cual el refrigerante va ganando calor desde el espacio refrigerado, esto debido a que la temperatura de evaporación del refrigerante es menor a la del espacio refrigerado. Cabe mencionar que la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio es por convección entre el espacio refrigerando y la tubería por donde circula el refrigerante, y por conducción entre la tubería y el refrigerante.

En la evaporación, el refrigerante líquido a medida que va ganando calor se va evaporando, todo esto sin que suceda un incremento en su temperatura ya que todo el calor que gana se utiliza para el cambio de fase de líquido a vapor. El proceso de vaporización en refrigeración se lo denomina **efecto refrigerante**.

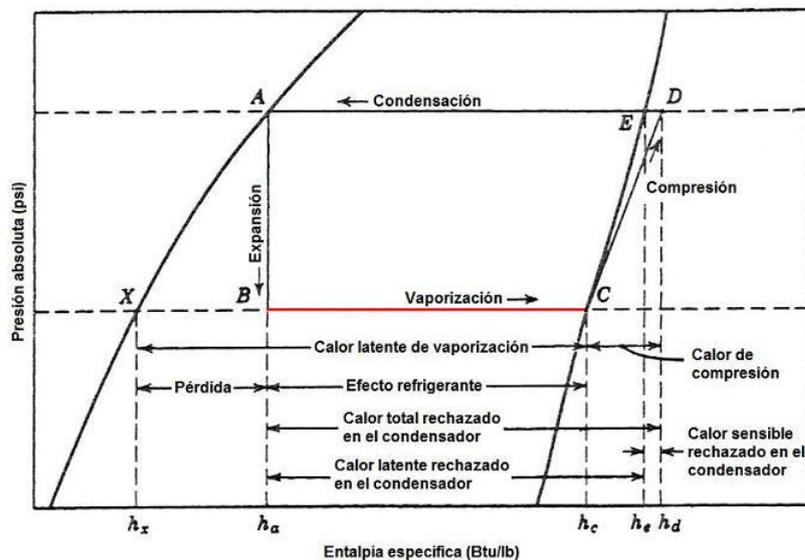


Fig. 2.3 Diagrama presión – entalpía (vaporización).

Matemáticamente, la vaporización isobárica se la expresa de la siguiente manera:

$$q_e = h_C - h_B \left[\frac{Btu}{lb} \right] \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde, q_e = el efecto refrigerante.

h_C = la entalpía del refrigerante en C.

h_B = la entalpía del refrigerante en B.

Compresión Isentrópica.- La compresión isentrópica es el proceso donde el refrigerante, que ya se ha evaporado por completo, es comprimido desde la presión a la cual se evaporó hasta una presión tal que la temperatura de evaporación del refrigerante sea superior o al menos igual a la temperatura del medio circundante.

Durante la compresión, el refrigerante va ganando calor de manera proporcional al trabajo al que está siendo sometido para poder comprimirlo, pero como el refrigerante ya se encuentra totalmente evaporado al llegar a esta etapa, el calor añadido a éste se ve reflejado en un aumento de la temperatura en el refrigerante, produciéndose de este modo un sobrecalentamiento del mismo.

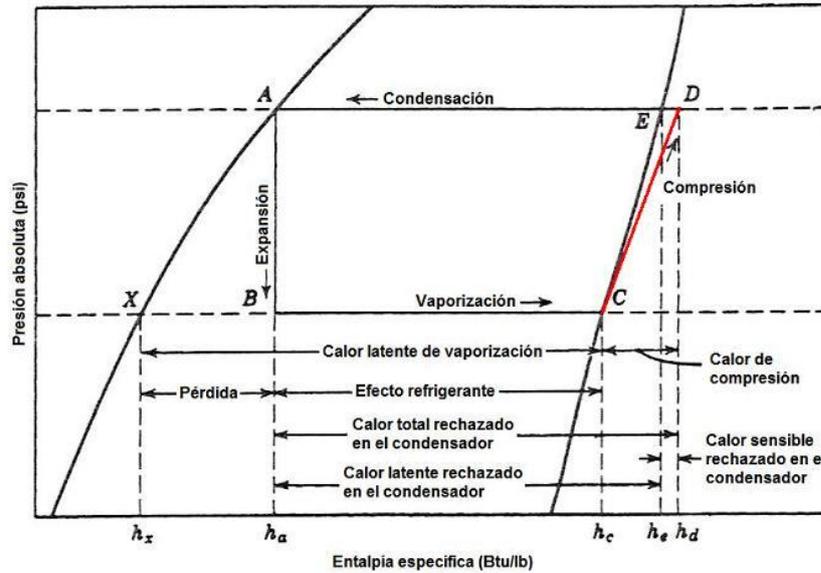


Fig. 2.4 Diagrama presión – entalpía (compresión).

Matemáticamente, la compresión isentrópica se la expresa de la siguiente manera:

$$q_w = h_D - h_C \left[\frac{Btu}{lb} \right] \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde, q_w = el calor de la compresión isentrópica.

h_D = la entalpía del refrigerante en D.

h_C = la entalpía del refrigerante en C.

Condensación Isobárica.- La condensación isobárica sucede cuando el refrigerante que está sobrecalentado, respecto de la temperatura de saturación, es enfriado mediante la pérdida de calor por diferencia de temperatura que existe entre éste y el medio circundante.

Al comienzo, cuando el refrigerante empieza a perder calor, existe una disminución en la temperatura de éste hasta que llega a la temperatura de saturación, donde la pérdida de calor ya no se ve reflejada en una disminución

de temperatura sino que el vapor empieza a condensarse a temperatura constante.

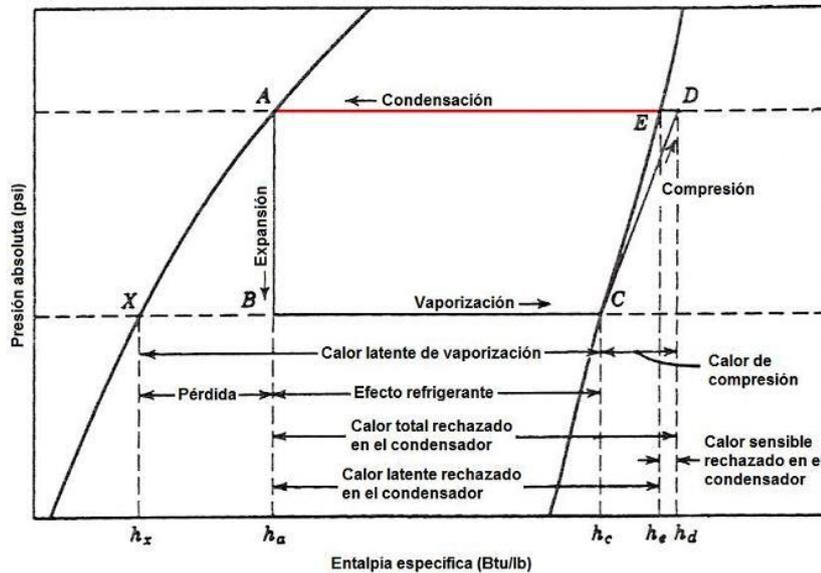


Fig. 2.5 Diagrama presión – entalpía (condensación).

Matemáticamente, la compresión isentrópica se la expresa de la siguiente manera:

$$q_c = h_D - h_A \left[\frac{Btu}{lb} \right] \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde, q_c = el calor de la condensación isobárica.

h_D = la entalpía del refrigerante en D.

h_A = la entalpía del refrigerante en A.

Para poder tener un criterio de evaluación sobre el rendimiento que tiene un ciclo de este tipo, se ha desarrollado un parámetro de referencia llamado **Coefficiente de Rendimiento**, que es una medida que nos da la proporción de energía que se elimina en el evaporador, respecto de la energía suministrada al

sistema, necesaria para poder comprimir el vapor y que el ciclo vuelva a empezar.

Matemáticamente, el coeficiente de rendimiento se lo expresa como:

$$COP = \frac{\text{efecto refrigerante}}{\text{calor de compresion}} \quad (\text{Ec. 2.5})$$
$$COP = \frac{(h_C - h_A)}{(h_D - h_C)}$$

Donde, COP = el coeficiente de rendimiento (COP por sus siglas en ingles).

Con todo lo anteriormente expuesto, es ahora posible describir cada elemento que constituye el sistema de refrigeración y la función que cumple dentro de dicho sistema.

Para empezar, el ciclo de refrigeración arranca con el **control de flujo de refrigerante** que es donde se realiza la expansión isoentálpica del refrigerante (B), para luego ir hacia el **evaporador** que no es otra cosa sino un intercambiador de calor de tubos que es donde sucede la evaporación isobárica; a continuación, el refrigerante completamente evaporado (C) pasa hacia el **compresor** que es el encargado de realizar la compresión isentrópica hasta la presión de saturación deseada para lograr la condensación del mismo. Finalmente, el refrigerante sobrecalentado y comprimido (D) pasa a través del **condensador** lugar donde va perdiendo calor hasta llegar a la temperatura de saturación (E), y a partir de aquí el refrigerante empieza a condensarse progresivamente hasta llegar al estado líquido (A). En algunos sistemas existe otro elemento adicional que es el **tanque recibidor**, lugar a donde llega el refrigerante líquido para ser almacenado antes de empezar nuevamente con el ciclo.

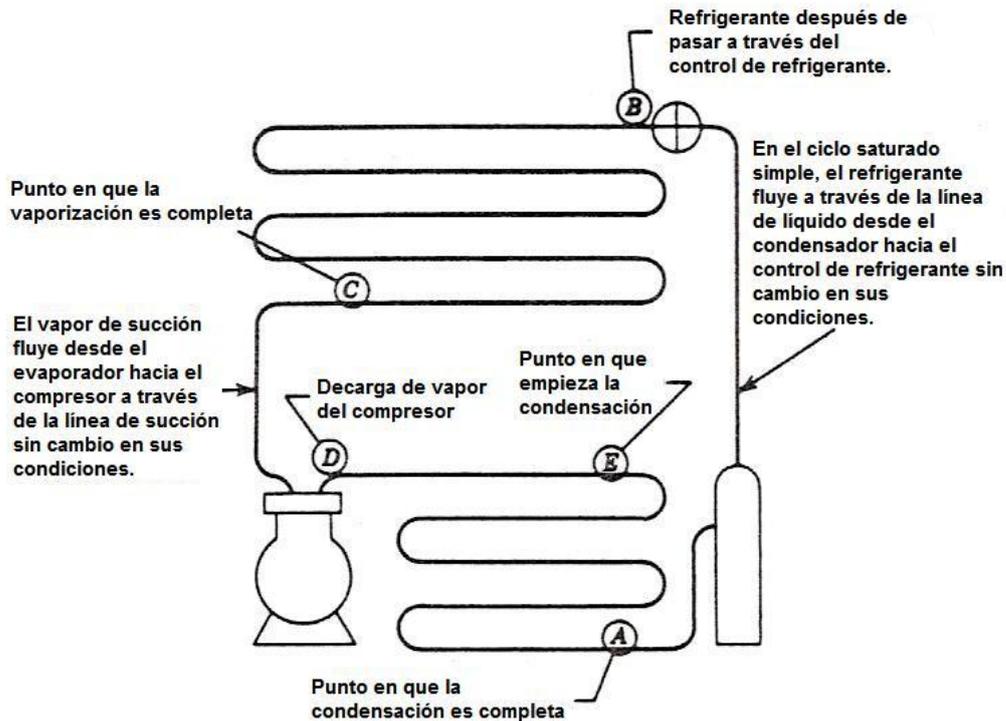


Fig. 2.6 Diagrama del ciclo vapor compresión teórico.

2.1.2 DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO REAL DE REFRIGERACIÓN.

Como es de suponerse, en la naturaleza son escasos los procesos que se cumplen de forma ideal, es decir, que no exista ningún agente externo o interno que pueda producir una modificación o alteración en dicho proceso; es por esto que el ciclo que hemos descrito anteriormente omite algunos factores externos que van a modificar en parte el comportamiento del mismo y a continuación los analizamos de manera detallada:

2.1.2.1 Sobrecalentamiento del Vapor.

En el ciclo teórico podemos ver que la evaporación sucede única y exclusivamente en el evaporador y que ésta llega solo al punto de vapor saturado, lo que en realidad no sucede ya que cuando el refrigerante sale del evaporador pasa por un tramo de tubería que está expuesta a la temperatura del medio circundante, mayor a la temperatura del espacio refrigerado, lo cual produce una transferencia de calor por parte del medio hacia el refrigerante.

Esta transferencia de calor es la que produce el sobrecalentamiento del refrigerante. Cabe mencionar que este sobrecalentamiento de vapor puede también suceder dentro del evaporador, si es el caso que el evaporador esté sobredimensionado respecto de la carga de refrigeración que tiene.

En la práctica, este sobrecalentamiento del refrigerante es deseable hasta cierto punto por motivos de conservación del equipo, ya que si llegase el vapor en el punto de saturación o dentro de la campana de vapor húmedo, esta humedad va a afectar de manera peligrosa a la vida útil del compresor.

2.1.2.2 Subenfriamiento del Líquido.

Al igual que en el sobrecalentamiento, el subenfriamiento es un fenómeno que sucede en el ciclo de refrigeración real. Este fenómeno se produce principalmente en el condensador, donde el vapor comprimido llega a una temperatura superior a la del ambiente hacia el condensador, ya que cuando el vapor llega a condensarse por completo el líquido sigue perdiendo calor hasta que llega a ser líquido subenfriado. El subenfriamiento del refrigerante se produce debido a que en la mayoría de aplicaciones la temperatura de saturación del refrigerante líquido es superior a la temperatura ambiente, por lo que el refrigerante líquido saturado viene a ser un líquido que aún está caliente respecto de la temperatura ambiente y en consecuencia dicho líquido caliente buscará de alguna manera estar en equilibrio con el medio circundante.

Este subenfriamiento es un fenómeno deseable en todo sistema de refrigeración ya que a medida que aumenta el grado de subenfriamiento del refrigerante, aumenta también la eficiencia del sistema.

2.1.2.3 Pérdidas de Presión.

Como es natural, la fricción es un fenómeno que también está presente en los sistemas de refrigeración, la cual se traduce en pérdidas de presión a lo largo de toda la tubería que compone al sistema por completo; dichas pérdidas son

causadas principalmente por la viscosidad propia del refrigerante y por la rugosidad interna que poseen las tuberías.

Obviamente estas pérdidas son indeseables, porque las caídas de presión afectan al rendimiento del compresor y del sistema en general, al tener que realizar éste un trabajo adicional para poder compensar el incremento de la resistencia al paso del refrigerante.

Con todo lo anteriormente descrito, es posible expresar cada uno de los procesos que suceden el ciclo real tal como se detalla a continuación:

El tramo A – A' representa a la caída de presión y de temperatura del refrigerante, la misma que sucede cuando éste se encuentra en el tanque receptor. Esto sucede debido a que el refrigerante en A es un líquido saturado y al momento en que entra al tanque receptor continúa perdiendo calor, lo que lo convierte en líquido subenfriado, con el consecuente cambio de presión y temperatura que este cambio implica.

El tramo A' – B' representa a la expansión del refrigerante en la válvula que es diseñada para este fin. Aquí es visible que tanto el proceso ideal como el real son iguales debido a que la expansión es instantánea, es decir, sucede en un intervalo de tiempo muy corto como para que exista un fenómeno de transferencia de calor que es el principal causante de las diferencias entre el ciclo real y el ideal.

El tramo B' – C' representa la evaporación del refrigerante que sucede en el evaporador, con su respectiva caída de presión y de temperatura. Estas pérdidas suceden debido a la fricción que existe en la tubería que recorre el refrigerante durante esta sección. Debido a la pérdida de presión, la temperatura de saturación también decae por lo que el refrigerante saldrá a menor temperatura que en el ideal; adicionalmente, el volumen específico del refrigerante aumenta lo que significa una mayor carga para el compresor ya que debe comprimir un mayor volumen de vapor además de que debe elevar la presión en un rango de presiones mayor que en el ciclo ideal.

El tramo $C' - C''$ representa la ganancia de calor y pérdida de presión del refrigerante en la línea de succión hacia el compresor. Esta pérdida de presión es debida a la succión que produce el compresor y, al igual que en el evaporador, representa un incremento en el trabajo que tiene que hacer el compresor sobre el refrigerante.

El tramo $C'' - C'''$ representa la pérdida de presión y de temperatura que se produce en las válvulas de succión y el cilindro del compresor. La pérdida en las válvulas es producida por la estrangulación que sufre el refrigerante al pasar a través de ellas; mientras que la pérdida en el cilindro es debido al efecto de succión que sucede cuando el compresor está trabajando. Como es de suponer, todo esto agrega trabajo para el compresor.

El tramo $C'' - D''$ es el proceso de compresión que sucede en el compresor. Si bien es cierto que el vapor no gana calor del medio, este proceso no es ideal debido a que sucede violentamente y esto origina que dicho proceso se desvíe de lo ideal; adicionalmente, la presión final de este proceso es superior a la presión de condensación a la que se requiere llegar ya que se necesita vencer la fuerza de las válvulas de escape del compresor y la presión contenida en el condensador.

El tramo $D'' - D'$ es la pérdida de presión resultante de vencer las válvulas de escape del compresor para que el vapor pueda salir hacia el condensador.

El tramo $D' - A$ representa la pérdida de presión en el proceso de condensación del vapor hasta el punto de líquido saturado en el condensador. Al igual que en el evaporador, esta pérdida de presión sucede por la rugosidad existente en la tubería por la que atraviesa el vapor que se va condensando.

Finalmente, en el siguiente gráfico podemos apreciar la diferencia que existe entre el ciclo ideal y el ciclo real de refrigeración:

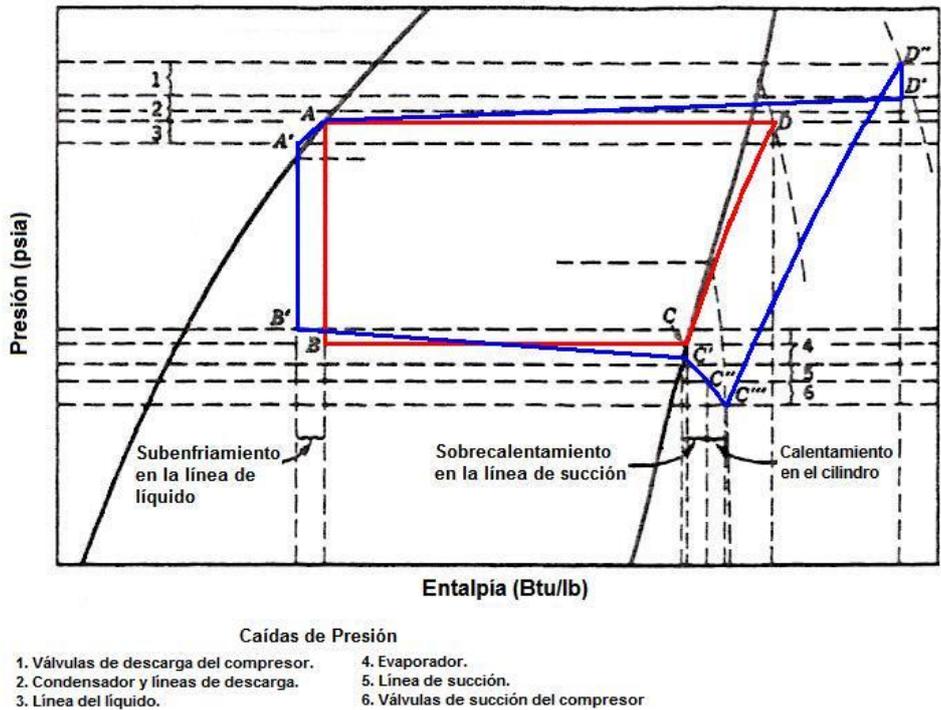


Fig. 2.7 Comparación entre diagramas presión – entalpía real (azul) e ideal (rojo).

2.2 REFRIGERANTES.

Son todo cuerpo o sustancia que recibe o absorbe calor de otro que está a mayor temperatura que él, dicho fenómeno de transferencia de calor se manifiesta con un cambio sensible en la temperatura de la sustancia refrigerada. Los líquidos son las sustancias mas idóneas para ser usadas como refrigerantes, dado sus características termodinámicas como la capacidad calorífica que es mayor que la capacidad de un gas, incluso mayor que la suya propia en estado gaseoso.

A lo largo de la historia, se han utilizado una infinidad de sustancias refrigerantes que van desde el agua hasta compuestos químicos mucho más complejos como son los refrigerantes sintéticos, principalmente constituidos de carbono y flúor, cuya característica principal es su bajo punto de ebullición.

2.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS REFRIGERANTES.

Un refrigerante ideal, debería cumplir con las siguientes características:

- La diferencia de temperaturas entre la temperatura a la cual se encuentra el espacio refrigerado y la temperatura de ebullición del refrigerante debe ser lo suficientemente grande como para permitir que se produzca el fenómeno de transferencia de calor entre las dos sustancias.
- No reaccionar con el aire ni con ninguna otra sustancia que pueda convertir al refrigerante en un potencial explosivo o combustible, es decir, ser químicamente inerte.
- No tener ningún tipo de reacción química con las demás sustancias o elementos mecánicos que se encuentran dentro de un equipo de refrigeración.
- En el caso de una eventual fuga, no debe contaminar ningún elemento, intoxicar o dañar de alguna manera al ambiente circundante o al ser humano.
- El refrigerante debe tener características termodinámicas favorables, de tal modo que el equipo pueda operar a la mayor capacidad posible con el menor consumo de energía.
- Debe tener un precio razonable, y ser de fácil adquisición y disponibilidad.

2.2.1.1 Toxicidad.

Debido a que los refrigerantes pueden, eventualmente, entrar en contacto con el ser humano o con productos para su consumo, ha sido necesario clasificarlos según el potencial daño que pueden causar al exponerse a ellos en bajas concentraciones durante períodos de tiempo considerables. La National

Fire Underwriters con éste motivo, ha clasificado a los refrigerantes más utilizados según su toxicidad en seis grupos, que van desde el 1 que son los refrigerantes altamente tóxicos y que son capaces de causar la muerte o daños muy serios durante exposiciones muy cortas y de bajas concentraciones; y por otra parte, los de grado 6 que son los refrigerantes muy poco tóxicos que son los que únicamente causan daño en altas concentraciones y durante periodos prolongados de exposición pero que rara vez causan la muerte. Para efectos prácticos, estos refrigerantes se los considera no tóxicos.

2.2.1.2 Inflamabilidad y Explosividad.

La mayoría de refrigerantes no son inflamables ni explosivos, a excepción de los hidrocarburos y el amoníaco a ciertas condiciones, por lo que si se toman las debidas precauciones es casi despreciable el peligro que representan.

Los hidrocarburos son altamente inflamables y explosivos por lo que es necesario manejarlos con extrema precaución y vigilancia de personal calificado. No obstante, este tipo de refrigerantes poseen características técnicas excelentes y son muy buenos para las aplicaciones a bajas temperaturas.

En base a la norma ASTM E681- 85, existen tres niveles de inflamabilidad.

Clase 1. Son aquellos que no presentan propagación de llama a 1 atmósfera de presión y 21°C de temperatura.

Clase 2. Son refrigerantes que pueden producir un calor de combustión de hasta $19000 \frac{kJ}{kg}$ a concentraciones mayores de $0.10 \frac{kg}{m^3}$ en aire, a 21 °C de temperatura y 1 atmósfera de presión.

Clase 3. Son refrigerantes que pueden producir un calor de combustión mayor a $19000 \frac{kJ}{kg}$ a concentraciones iguales o menores de $0.10 \frac{kg}{m^3}$ en aire, a 21 °C de temperatura y 1 atmósfera de presión.

2.2.1.3 Economía en el funcionamiento.

Para motivos económicos, es deseable que el refrigerante posea ciertas características físicas de las cuales va a depender la energía que se utilice para que trabaje el sistema y por consiguiente, el coeficiente de rendimiento del mismo. Estas características son el calor latente de vaporización, el volumen específico de vapor y el calor específico de refrigerante tanto en estado líquido como de vapor.

El calor latente de vaporización es deseable que sea lo mayor posible ya que de esta manera el efecto refrigerante se verá incrementado, y por tanto el sistema por completo mejorará en su rendimiento. El volumen específico del vapor debe ser lo menor posible para que de esta manera el compresor tenga que comprimir una menor cantidad de vapor y por consiguiente realice menor trabajo. Finalmente, el calor específico debe ser bajo en el líquido y alto en el vapor, lo que aumentará el efecto refrigerante por libra.

Adicional a lo anterior, es deseable tener un coeficiente de conductancia alto, lo que mejorará la transferencia de calor entre la tubería que contiene al refrigerante y éste; y finalmente, la presión del sistema debe ser superior a la atmosférica para evitar la posibilidad de que ingrese aire al sistema y consecuentemente humedad, la que causará daños internos al mismo.

2.2.1.4 Humedad.

La humedad es un defecto indeseable en los sistemas de refrigeración ya que, al combinarse el agua con el refrigerante produce sustancias nocivas como ácidos los que pueden reaccionar con los lubricantes u otros materiales como los metales del sistema, produciendo corrosión y deterioramiento acelerado de los componentes del sistema.

2.2.2 TIPOS DE REFRIGERANTES.

Existen varios tipos de refrigerantes actualmente en la industria, de los cuales los más importantes son los siguientes:

- Clorofluorocarbonos (CFCs)
- Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs)
- Hidrofluorocarbonos (HFCs)
- Hidrocarbonados (ecológicos)

2.2.2.1 Clorofluorocarbonos (CFCs).

Son compuestos químicos formados principalmente por carbono, cloro y flúor, debido a ello su nombre, y que debido a su composición química permanecen muy estables en la atmósfera tardando cientos de años en descomponerse.

Son de muy baja toxicidad, no son corrosivos y no reaccionan con la mayoría de materiales, sin embargo, causan daño al sistema respiratorio si son expuestos por períodos prolongados de tiempo. Además, debido a su composición producen calentamiento global y por la presencia del cloro dañan a la capa de ozono. Su fabricación ha sido prohibida desde 1995.

Los mas comunes tipos de CFC's son R11, R12, R113, R114, R115, R500, R502 y R503.

2.2.2.2 Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs).

Son compuestos formados por la reacción química entre metano o etano con una combinación de halógenos; debido a la presencia de hidrógeno en su molécula, estos compuestos son más inestables que los CFCs y por lo tanto permanecen menor tiempo en la atmósfera. Debido a su menor ciclo de vida producen menos daño a la capa de ozono y menos calentamiento global. Actualmente, las leyes de regulación ambiental dicen que estos refrigerantes deberán desaparecer hasta el 2030.

Los más comunes HCFCs son R22, R123, R124, R401a, R401b, etc.

2.2.2.3 Hidrofluorocarbonos (HFCs).

Difiere de los anteriores refrigerantes por poseer uno o más átomos de hidrógeno y no posee átomos de cloro, motivo por el cual no producen daño a la capa de ozono y el potencial de calentamiento global es aún más reducido que los anteriores. Actualmente, es uno de los refrigerantes de mayor uso en la industria y uno de las mejores opciones al momento de hacer una reconversión.

Los más representativos de los HFCs son el R134a, R23 y el R125.

2.2.2.4 Refrigerantes Ecológicos (Hidrocarburos).

Son los refrigerantes obtenidos a partir de sustancias orgánicas, como lo son los hidrocarburos. Debido a su composición química, son totalmente inofensivos para el medio ambiente. (R600a).¹.

Los refrigerantes naturales o ecológicos son una alternativa viable para la gran mayoría de aplicaciones en las que se han usado los tradicionales refrigerantes químicos, debido a que no presentan potencial de deterioro de la capa de ozono y poseen un bajo o nulo potencial de calentamiento global. A todo esto se puede añadir que debido a su composición química de tipo orgánica, al combinarse con otras sustancias no producen ácidos ni otras sustancias tóxicas que pueden afectar al sistema.

2.2.3 RECONVERSIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

Como hemos mencionado anteriormente, existen algunos sistemas de refrigeración que todavía funcionan con refrigerantes que ya ha sido prohibida su fabricación debido a las regulaciones ambientales existentes; es por este motivo y por razones económicas por las que se ha desarrollado un método para poder utilizar las mismas instalaciones, con sus respectivos cambios, con

¹ The Australian Institute of Refrigeration Air conditioning and Heating Inc (AIRAH)

refrigerantes que estén acorde a las regulaciones ambientales, es decir, la reconversión.

La reconversión consiste básicamente en cambiar el refrigerante con el que el sistema funciona por otro que esté dentro de la normativa ambiental existente, con los correspondientes cambios y modificaciones que dicha reconversión implica.

Una de las modificaciones básicas que debe hacerse en el sistema es el cambio de aceite en el compresor, esto debido a que la compatibilidad entre refrigerante y aceite es distinta dependiendo de la composición química de los mismos. Además, debido a la variación en los parámetros de desempeño en el ciclo, se hace necesario realizar reemplazos y modificaciones tales que el sistema vuelva a estar dentro de parámetros coherentes con el desempeño del nuevo refrigerante.

La mayoría de fabricantes de sistemas de refrigeración y de refrigerantes han desarrollado métodos para poder realizar las reconversiones de una manera adecuada, el cual lo detallamos a continuación:

2.2.3.1 Método de Cambio de Refrigerante de Sistemas de Refrigeración.

1. Chequear el sistema para determinar si está libre de salideros de R-12. Todas las fugas de refrigerante deben ser reparadas antes de cargar el sistema con R-134a.
2. Todos los parámetros de operación del sistema con R-12 deben ser anotados con vistas a realizar la posterior comparación después de realizado el cambio de refrigerante.
3. Es necesario recuperar todo el aceite mineral, antes de realizar el cambio de refrigerante. No más de un 5% debe quedar en el sistema cuando se realice el procedimiento de carga del nuevo refrigerante para evitar problemas con la operación del compresor. Desde un 1% a un 2%

de aceite mineral residual en el sistema garantiza que no existan afectaciones en la transferencia de calor.

3.1. Desconectar la electricidad del sistema.

3.2. Poner las válvulas de servicio cerradas completamente.

3.3. Extraer adecuadamente el R-12 que se encuentra dentro del sistema.

3.4. Aquellos sistemas que tienen separadores de aceite, recibidores de aceite, flotantes de aceite, y acumuladores de succión, es necesario extraer el aceite mineral de ellos. Añadir el aceite POE a los separadores y recibidores de aceite.

3.5. Reemplazar el filtro de la línea de succión con uno compatible con el R-134a.

3.6. Llenar el compresor con la carga de aceite POE establecida por el fabricante en la chapa del compresor. En caso de ser desconocida la cantidad de aceite, un técnico puede resolver la situación.

3.7. Reinstalar el compresor al sistema y realizar un vacío de aproximadamente 25in de mercurio, un tiempo de permanencia en las condiciones de vacío es necesario para asegurar que el sistema se encuentra libre de humedad.

3.8. Recargar el sistema con R-12.

3.9. Operar el sistema por tiempo mínimo recomendado de 24 horas, mientras más tiempo mejor.

3.10. Repetir los pasos del 3.1 al 3.10 dos veces más. Esto va a asegurar el cambio de aceite tres veces.

3.11. Asegurarse que el contenido de aceite residual en el sistema es menor de un 5% después de haber realizado tres veces el procedimiento.

4. Antes de realizar el barrido final del sistema debemos, estar seguros que el sistema está libre de fugas. Se cambian algunos componentes del sistema si es requerido. Se instala el filtro que sea compatible con el R-134a y el aceite POE.

5. Se debe tener en cuenta que el aceite POE es muy higroscópico. Este absorbe la humedad muy rápido, en caso de tenerse el recipiente abierto. Una vez que el lubricante es añadido, se debe instalar el compresor rápidamente y añadir la cantidad final de lubricante. Es muy importante haberse asegurado de no tener una carga de aceite mineral superior al 5% para garantizar el correcto funcionamiento del compresor. Los aceites minerales son inmiscibles con el R-134a. El lubricante puede atascar el evaporador y limitar por esta razón la transferencia de calor.

6. Una vez que el sistema esté totalmente cerrado, debe ser evacuado hasta 25in de mercurio o más bajo.

7. Cargar el sistema con el R-134a con una cantidad equivalente al 90% del refrigerante que se recupero en el paso 4.

8. Operar el sistema y comparar con los datos obtenidos en el paso 2. Chequear y ajustar la válvula de expansión termostática. Añadir una pequeña carga de R-134a, si es necesario para lograr el máximo ajuste del sistema.

9. Situar las nuevas especificaciones del sistema en los datos del compresor, como son: El tipo de refrigerante, aceite que está utilizando. El color que identifica el R-134a es el celeste.

2.3 COMPONENTES DE CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN.

Como hemos podido ver anteriormente, el sistema de refrigeración tiene componentes mecánicos principales, los cuales detallaremos a continuación.

2.3.1 EVAPORADOR.

Es una superficie de transferencia de calor donde un fluido intercambia calor con otro hasta llegar a evaporarse. Debido a la extensa gama de aplicaciones en refrigeración, también existe una amplia gama de evaporadores, en forma y en diseño, que van desde tamaño, material, condiciones de funcionamiento, etc.

2.3.1.1 Tipos de evaporadores

Dentro de los principales tipos de evaporadores podemos distinguir tres clases: los de tubo cubierto, los de superficie de placa y los aleteados.

Algunas veces, a los evaporadores de tubo cubierto y los de superficie de placa se los llama de superficie primordial debido a que en éstos casi toda la superficie externa del evaporador queda en contacto con el refrigerante vaporizado del interior; mientras que el aleteado tiene unas superficies secundarias (las aletas) cuya función es mejorar la eficiencia del evaporador. Sin embargo, pese a la ventaja que presentan los evaporadores de aletas en cuanto a la eficiencia, su principal desventaja es cuando se genera escarcha ya que a más de que la eficiencia disminuye drásticamente, son mucho más difíciles de limpiar que los de superficie primordial.

Evaporadores de tubo descubierto.

Son los evaporadores donde la tubería por donde pasa el refrigerante es la única superficie de transferencia de calor entre éste y el medio. Generalmente se construyen en tubería de acero o de cobre. De acero cuando se tratan de aplicaciones industriales que comúnmente trabajan con amoníaco; mientras

que se los hace de cobre cuando el evaporador es de pequeño tamaño y además, cuando no funcione con amoníaco.

Evaporadores de superficie de placa.

Son los evaporadores en los que la superficie de transferencia de calor es una placa plana. Dentro de esta clasificación existen dos tipos principales de evaporadores: los que son construidos con dos placas que son formadas y soldadas una con otra de manera que el refrigerante pueda fluir entre ellas; y los otros son hechos de una tubería doblada que va soldada anexa a una placa plana por ambos lados. El espacio entre las dos placas puede ser relleno con una solución eutéctica o simplemente están al vacío.

Debido a su facilidad y economía en cuanto a su construcción, se las utiliza mucho para pequeñas aplicaciones como refrigeradores domésticos y camiones refrigeradores.

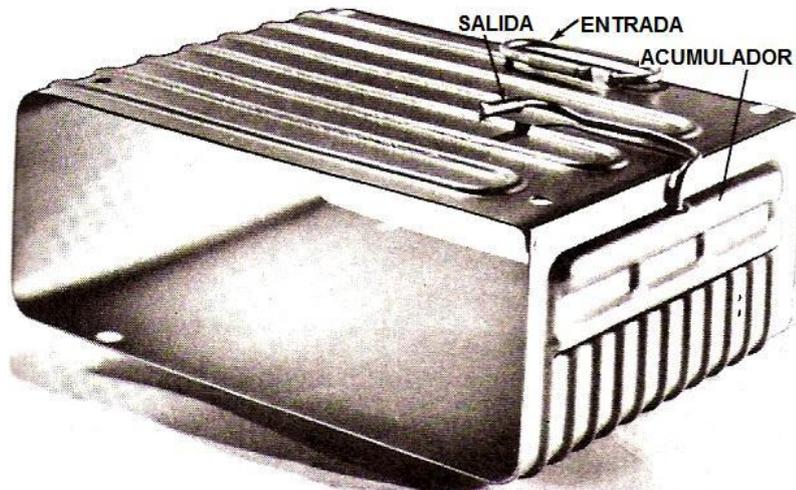


Fig. 2.8 Evaporador de superficie de placa.

Evaporadores aleteados.

Son evaporadores de tubo descubierto a los que se les han anexado placas metálicas llamadas aletas. Estas aletas cumplen la función de extender la

superficie externa de transferencia de calor lo que significa mayor cantidad de calor añadida al refrigerante y, por tanto, mayor eficiencia.

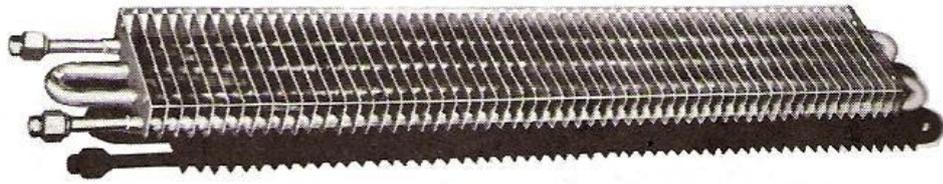


Fig. 2.9 Evaporador aleteado.

Ventajas de usar aletas.- El aleteado de un evaporador es necesario en el caso de que el flujo de calor entre superficie y fluido, ya sea interna o externamente, sea superior de cualquiera de los dos lados. El aleteado tiene el propósito de aumentar la superficie de transferencia de calor hasta llegar a una proporción aproximadamente igual de flujo de calor desde el medio a la tubería y de la tubería al refrigerante, de modo que se aproveche al máximo la superficie del evaporador.

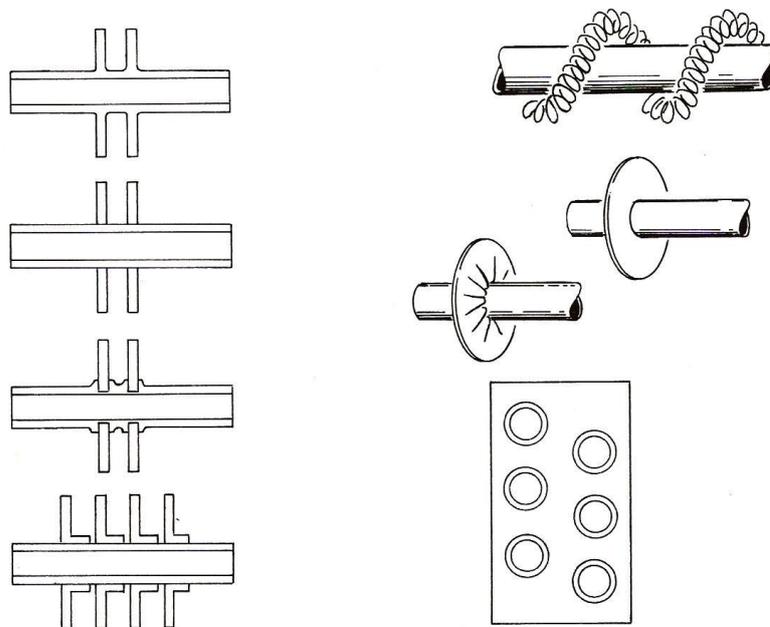


Fig. 2.10 Tipos de Aleteado.

Enfriadores acorazados.

Este tipo de evaporadores se los utiliza cuando se requiere enfriar líquidos; consiste de un casco cilíndrico dentro del cual existe un número determinado de tubos, los mismos que terminan en unos cabezales por los que entra y sale el líquido a los tubos interiores. Dependiendo del tipo de expansión del refrigerante, éste puede circular por dentro de los tubos o por la carcasa exterior; si la expansión es seca el refrigerante circulará por los tubos interiores y el líquido refrigerado por la carcasa, la misma que dispondrá de unas placas desviadoras que sirven para mejorar aún más la transferencia de calor; mientras que si es inundado el refrigerante estará en la carcasa y el líquido refrigerado circulará por dentro de los tubos.

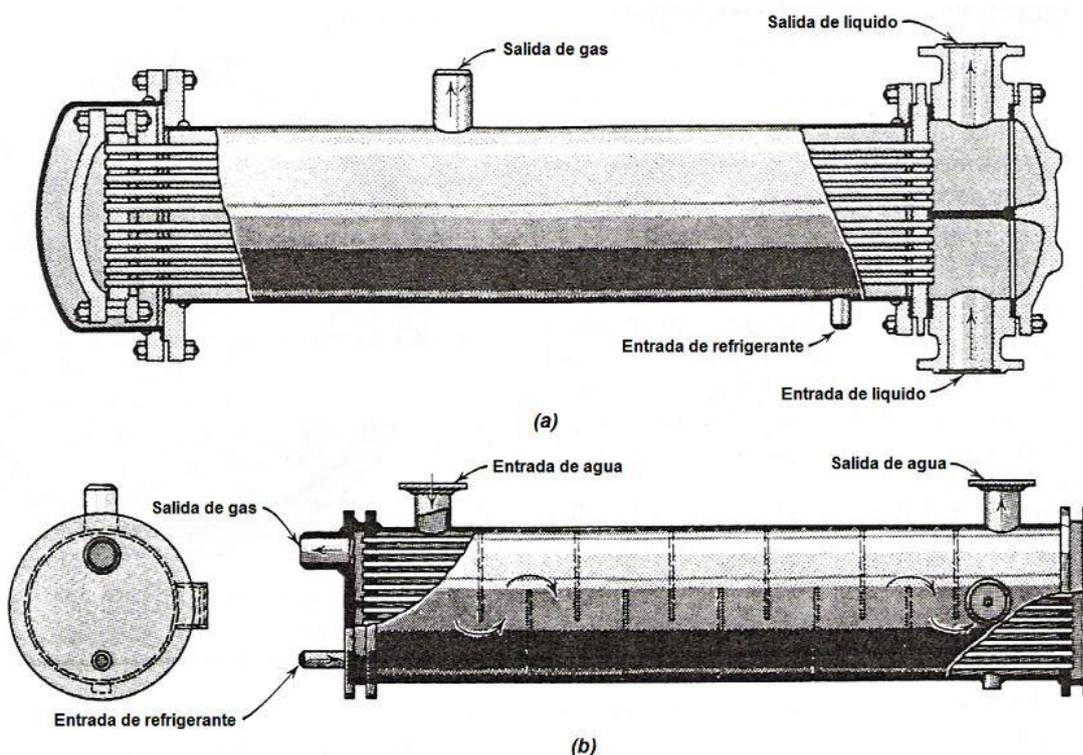


Fig. 2.11 Enfriadores acorazados (a) inundado, (b) de expansión seca.

2.3.1.2 Enfriadores acorazados (chiller).

Es un dispositivo que remueve calor de un líquido mediante el ciclo de vapor compresión o de absorción la mayoría de ellos utiliza agua, pero esta agua

puede contener hasta un 20% de glicol e inhibidores de corrosión; otros fluidos como aceites livianos pueden ser utilizados

2.3.1.2.1 Aplicaciones.

Aire Acondicionado.- En sistemas de acondicionamiento de aire, el agua enfriada en el chiller es distribuida a intercambiadores de calor para luego regresar al chiller. Este sistema transfiere calor sensible y latente desde el aire hacia el agua fría produciendo enfriamiento y deshumidificación del flujo de aire

Industria.- En las aplicaciones industriales el agua o el líquido enfriado en el chiller es bombeado hacia el proceso o equipo del laboratorio. Los chillers industriales son utilizados para enfriamiento de productos y maquinaria en un amplio rango de industrias tales como la industria de inyección de plástico, procesamiento de químicos, procesamiento de comida y estaciones de generación de energía.

2.3.1.3 Capacidad del evaporador.

La capacidad de un evaporador es la razón de calor por unidad de tiempo que absorbe el refrigerante a través de la superficie externa a éste para vaporizarse, generalmente se la expresa en Btu/hora ó kcal/hora.

Un evaporador debe ser seleccionado teniendo en cuenta la capacidad de transferir calor a una razón suficiente como para que el refrigerante se evapore completamente y produzca el enfriamiento requerido para las condiciones que fue diseñado.

En un evaporador, la transferencia de calor puede suceder de cualquiera de las tres formas conocidas, esto es: conducción convección y radiación; no obstante, cualquiera que fuere la forma de transferencia de calor, éste siempre está obligado a pasar, por conducción, a través de la tubería hacia el refrigerante. En base a la conducción que existe a través de las paredes de la tubería del evaporador, la razón de flujo de calor se puede expresar como:

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_m \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde, Q = cantidad de calor transferido en $\left[\frac{Btu}{hora} \right]$.

A = área de la superficie exterior del evaporador $[pie^2]$.

U = factor total de conductancia $\left[\frac{Btu}{hora \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \right]$.

ΔT_m = diferencia de temperatura media logarítmica entre la temperatura exterior del evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador $[^\circ F]$.

2.3.1.3.1 Factor de conductancia total U.

Es un coeficiente que relaciona las propiedades termofísicas del material del que está construido el evaporador y la geometría del mismo. Ya que este coeficiente está en proporción directa con el calor que gana el evaporador (Ec. 2.6), se deduce que dicho valor debe ser lo mayor posible para que el evaporador sea eficiente.

La ecuación de conductancia total relaciona tres factores que son: la conductancia de la superficie interior del evaporador, las propiedades termofísicas del material del que está construido el evaporador y la conductancia de la superficie exterior del evaporador. Todas estas se las relaciona con la ecuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{R}{f_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{f_o} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde, U = factor de conductancia total en $\left[\frac{Btu}{hora \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \right]$.

f_i = factor de conductancia de la película de la superficie interior

$$\text{en } \left[\frac{Btu}{\text{hora} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \right].$$

L/k = resistencia al flujo de calor ofrecida por el metal de los tubos

$$\text{y aletas en } \left[\frac{\text{hora} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}{Btu} \right].$$

f_o = factor de conductancia de la película de la superficie exterior

$$\text{en } \left[\frac{Btu}{\text{hora} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \right].$$

R = relación de superficie exterior a superficie interior.

De la ecuación anterior, el término menos representativo es el que tiene que ver con las propiedades del material, por lo que al momento de diseñar un evaporador tiene mucho mas valor el tipo de construcción del serpentín, las superficies interior y exterior de transferencia de calor y la velocidad con la que circulan tanto el refrigerante como el fluido refrigerado.

La transferencia de calor es mayor entre líquidos que entre gases, por lo que un evaporador inundado será mucho más eficiente que uno de expansión seca; el mismo principio se aplica al lado por donde va el fluido refrigerado, por lo que si el fluido refrigerado es un líquido, la transferencia de calor se realizará de una mejor manera.

Finalmente, debido a que la turbulencia es un fenómeno que ayuda a la transferencia de calor, es recomendable que ambos fluidos, el refrigerante y el fluido refrigerado, estén en régimen turbulento, siempre y cuando no se llegue a una velocidad interior en el flujo muy elevada ya que puede producir caídas de presión muy drásticas que afectarán la eficiencia del evaporador; por otro lado, si la velocidad es muy baja ocasionará la formación de burbujas de refrigerante que vendrán a ensuciar a la tubería en su interior y poco a poco se irán formando incrustaciones con el aceite que circula y dichas incrustaciones

se convertirán en aislantes térmicos, disminuyendo la capacidad del evaporador.

2.3.1.3.2 Diferencia media logarítmica de temperatura.

Cualquier fluido al pasar a través de un medio que se encuentre a una menor temperatura, disminuirá progresivamente su temperatura. Sin embargo, aunque lo lógico parecería que dicha disminución de temperatura sea proporcional a la longitud atravesada, la realidad es que la temperatura disminuye bruscamente en los primeros tramos que recorre para luego ir disminuyendo ésta razón a medida que va atravesando el medio refrigerado. Esto se puede explicar debido a que al comienzo la diferencia de temperaturas es la mayor posible y por lo tanto la transferencia de calor es máxima, mientras que cuando sigue atravesando el medio, en nuestro caso el evaporador, dicha diferencia de temperaturas disminuye y consecuentemente también disminuye la transferencia de calor entre ambos fluidos.

Matemáticamente, a la diferencia de temperaturas media logarítmica se la expresa como:

$$\Delta T_m = \frac{(T_e - T_r) - (T_s - T_r)}{\ln \frac{(T_e - T_r)}{(T_s - T_r)}} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde, T_e = temperatura del fluido refrigerado a la entrada del evaporador en $[^{\circ}F]$

T_s = temperatura del fluido refrigerado a la salida del evaporador en $[^{\circ}F]$

T_r = temperatura del refrigerante en $[^{\circ}F]$

2.3.1.3.3 Área superficial.

El área superficial de un evaporador afecta de manera directa a la eficiencia de éste, siempre y cuando se mantengan constantes los demás parámetros que intervienen en el cálculo del calor transferido.

Para que los parámetros antes mencionados se mantengan constantes, la configuración del evaporador es importante, ya que si duplicamos el área de transferencia de calor pero de modo que quede un evaporador detrás del otro, el calor transferido hacia el evaporador no va a ser el doble como se pensaría, ya que el segundo evaporador recibe el aire que ya ha intercambiado calor previamente con el primero y por lo tanto, tiene una diferencia de temperaturas menor que hace que el absorba una menor cantidad de calor que la que absorbe el primero. Mientras que, si ponemos un intercambiador junto al otro el intercambio de calor va a ser igual al doble de lo que recibe un evaporador por si solo.

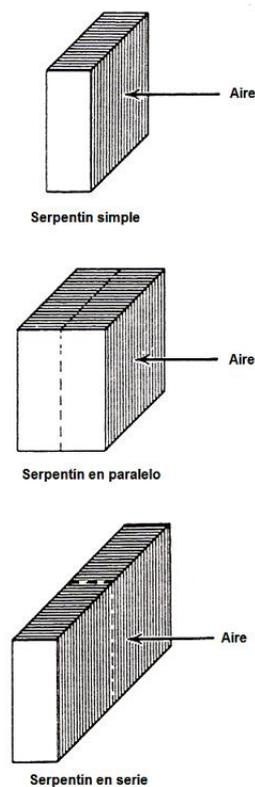


Fig. 2.12 Efecto de la disposición de los evaporadores sobre el área superficial.

2.3.1.3.4 Análisis del intercambiador evaporativo.

Para poder entender de una mejor manera como es que se realiza la transferencia de calor dentro del evaporador, podemos hacer un análisis térmico sobre lo que sucede entre los dos fluidos que pasan a través del mismo, para el que haremos las siguientes suposiciones:

1. No existe intercambio de calor entre el evaporador y el medio exterior.
2. Se desprecia la conducción de calor que existe en forma axial.
3. Se desprecia los cambios de energía potencial y cinética que puedan ocurrir.
4. Los calores específicos de ambos fluidos permanecen constantes ante los cambios de temperatura.
5. El factor de conductancia total permanece constante ante cualquier cambio de las condiciones de operación.

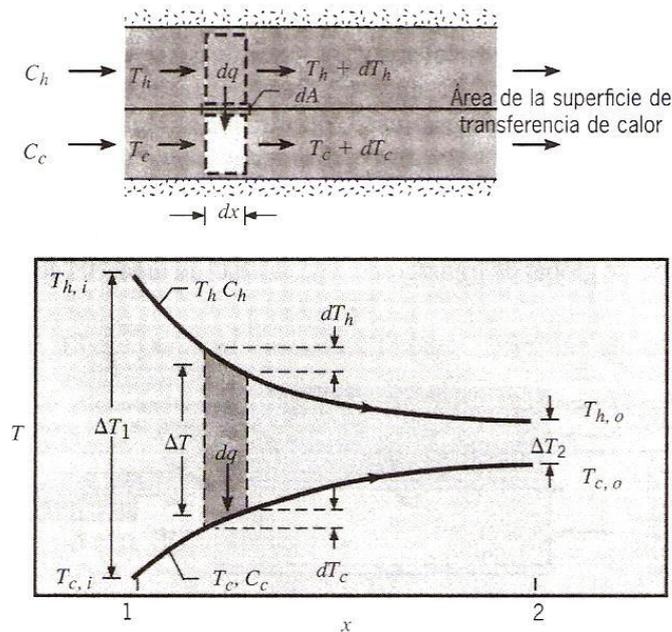


Fig. 2.13 Distribución de temperaturas en un intercambiador de flujo paralelo.

Como se puede apreciar en la figura, podemos suponer que la transferencia de calor que existe entre un elemento diferencial del fluido caliente con el frío es de:

$$dq = -\dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot dT_c \equiv -C_c \cdot dT_c \quad (\text{Ec. 2.9})$$

$$dq = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot dT_f \equiv C_f \cdot dT_f \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde, dq = diferencial de calor que se transfiere entre fluidos en $\left[\frac{Btu}{hr} \right]$.

\dot{m} = flujo de masa de fluido a través del evaporador en $\left[\frac{lbm}{hr} \right]$.

c_p = calor específico del fluido en $\left[\frac{BTU}{lbm \cdot R} \right]$.

dT = diferencial de temperaturas del fluido a través del evaporador en $[R]$.

C = capacitancia térmica del fluido en $\left[\frac{BTU}{hr \cdot R} \right]$.

La capacitancia térmica es una expresión que facilita el análisis del intercambio de energía entre los fluidos, el mismo que por motivos de cálculo se lo considera constante. Si consideramos la transferencia de calor a través de la superficie de contacto entre los dos fluidos tenemos:

$$dq = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde, ΔT = diferencia entre las temperaturas de los fluidos caliente y frío en $[R]$.

dA = diferencial de área en $[pie^2]$

Si ahora notamos que la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío a través de la longitud del evaporador se la expresa como:

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Y reemplazamos las ecuaciones 2.9 y 2.10 en la ecuación 2.12 nos da como resultado:

$$d(\Delta T) = -dq \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Finalmente, si reemplazamos la expresión del flujo de calor a través del área superficial (Ec. 2.11) e integramos a través de todo el evaporador obtenemos:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \cdot \int_1^2 dA \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Integrado ambos miembros obtenemos:

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -U \cdot A \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Si ahora sustituimos el valor de C_h y C_c (Ec. 2.10) en la ecuación anterior:

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -U \cdot A \cdot \left(\frac{T_{h,e} - T_{h,s}}{q} + \frac{T_{c,s} - T_{c,e}}{q} \right) \\ &= -\frac{U \cdot A}{q} \cdot [(T_{h,e} - T_{c,e}) - (T_{h,s} - T_{c,s})] \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Donde, $T_{h,e}$ = temperatura del fluido caliente en la entrada al intercambiador en $[F]$.

$T_{h,s}$ = temperatura del fluido caliente en la salida al intercambiador en $[F]$.

$T_{c,e}$ = temperatura del fluido frío en la entrada al intercambiador en $[F]$.

$T_{c,s}$ = temperatura del fluido frío en la salida al intercambiador en $[F]$.

Ahora, para un intercambiador de flujo paralelo como el de la figura anterior, las diferencias de temperaturas tanto en la entrada como en la salida son:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,e} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,s}\end{aligned}\quad (\text{Ec. 2.17})$$

Y reemplazando en la Ec. 2.16:

$$q = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Si a esta ecuación la comparamos con la Ec. 2.6, obtenemos:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Para el caso de un intercambiador de calor de flujo cruzado, se puede aplicar el mismo principio, solo que las diferencias de temperatura en la entrada y salida son como sigue:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{h,e} - T_{c,s} \\ \Delta T_2 &= T_{h,s} - T_{c,e}\end{aligned}\quad (\text{Ec. 2.20})$$

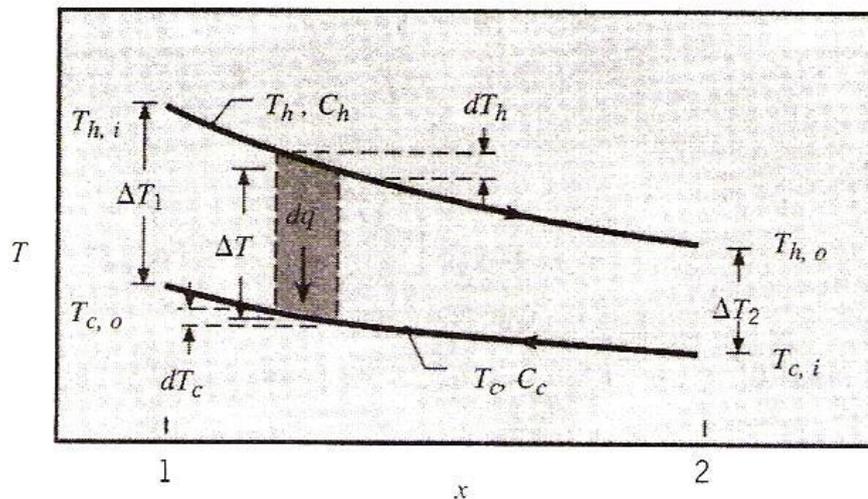
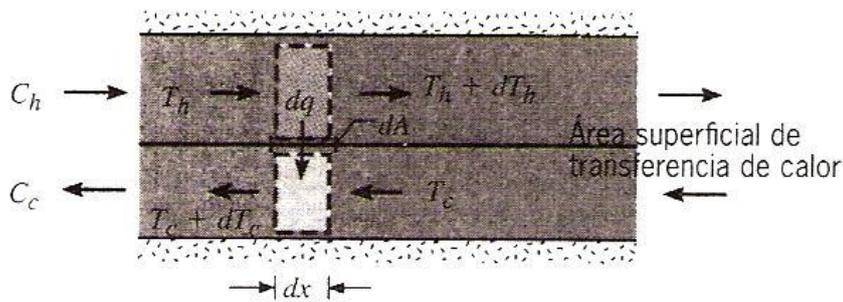


Fig. 2.14 Distribución de temperaturas en un intercambiador de flujo cruzado.

Los cálculos desarrollados anteriormente son aplicables en cualquier caso general de intercambio de calor entre dos fluidos. Sin embargo, existen varios casos especiales de aplicación de las ecuaciones anteriores como es cuando un líquido se evapora o cuando un vapor se condensa. Cuando se presente cualquiera de ambas condiciones anteriores, uno de los fluidos permanecerá a una temperatura constante y su capacitancia térmica respecto del otro fluido será de un valor muy superior a la del otro fluido con el que intercambia calor. Adicionalmente, puede presentarse el caso en el cual ambos fluidos tienen la misma capacitancia térmica y circulan sobre un intercambiador de flujo cruzado, lo que producirá, en teoría una distribución de temperaturas lineal sobre ambos fluidos.

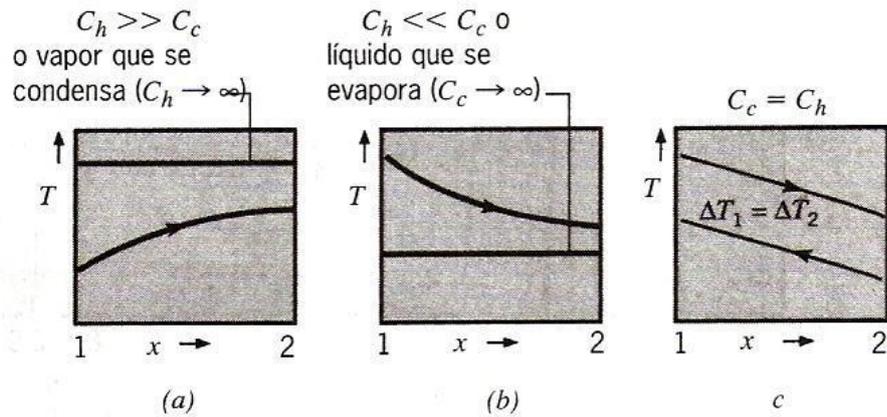


Fig. 2.15 Condiciones especiales en un intercambiador de calor (a) vapor que se condensa, (b) líquido que se evapora, (c) igual capacitancia térmica.

Tomando en cuenta lo dicho anteriormente, podemos ver que la Ec. 2.8 es un caso particular de la Ec. 2.19.

2.3.2 COMPRESOR.

Es un elemento mecánico mediante el cual se eleva la presión del refrigerante vaporizado para de ésta manera poder eliminar el calor ganado en el evaporador de una manera mucho más fácil.

2.3.2.1 Tipos de compresor.

Existen tres tipos de compresores que son comúnmente utilizados en la industria y son: reciprocantes, rotatorios y centrífugos.

Los reciprocantes son los más utilizados en la industria, mientras que los otros dos tipos son usados para aplicaciones en las cuales se requiere algún tipo de condición especial. Cada tipo de compresor tiene sus diferentes características en cuanto a su desempeño, por lo que un compresor se lo elige en base a los requerimientos que se necesita cubrir para determinada aplicación.

Compresor reciprocante.

Se lo denomina con este nombre debido a que su funcionamiento se basa en un mecanismo de biela manivela o reciprocante, el mismo que aspira el refrigerante mediante una válvula de succión, lo comprime hasta cierta presión y luego lo expulsa a través de una válvula de descarga, la misma que regula la presión a la cual expulsa el compresor al refrigerante.

Los compresores reciprocantes también pueden ser de acción simple o de acción doble; los de acción simple efectúan una sola compresión por cada vuelta del cigüeñal mientras que los de acción doble efectúan dos compresiones por cada vuelta del cigüeñal.

Compresor rotatorio.

Son los que producen presión mediante el giro de un eje por dentro de una carcasa que tiene una forma especial para poder lograr la presurización del vapor. Dentro de los compresores rotatorios podemos distinguir tres clases: los de pistón rodante, de aleta rotatoria y lóbulo helicoidal.

De pistón rodante.- Este tipo de compresor funciona mediante el giro de un eje excéntrico a través de una carcasa, el mismo que posee una aleta que produce el efecto de estanqueidad entre las cámaras formadas para la succión y descarga, produciendo un efecto de reducción del espacio en donde está contenido el vapor y consecuentemente, una elevación en la presión del vapor.

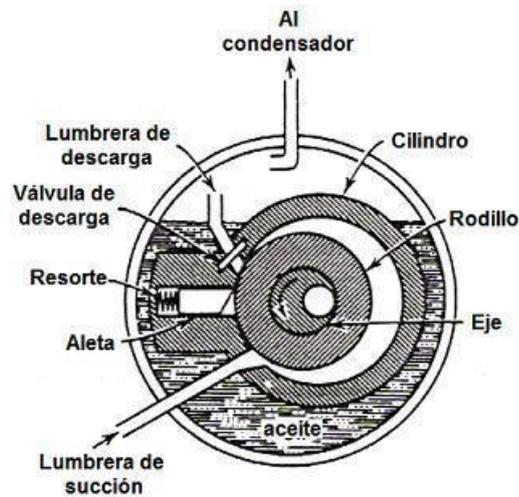


Fig. 2.16 Compresor de pistón rodante.

De aleta rotatoria.- Consiste de un rotor excéntrico sobre el cual se encuentran sujetas una serie de paletas o álabes, distribuidas uniformemente a través del mismo; dicho rotor gira dentro de una carcasa y mediante las paletas, por acción de la fuerza centrífuga, producen el efecto de sello entre el rotor y el cilindro, formando cámaras que por la reducción de volumen producen la compresión.

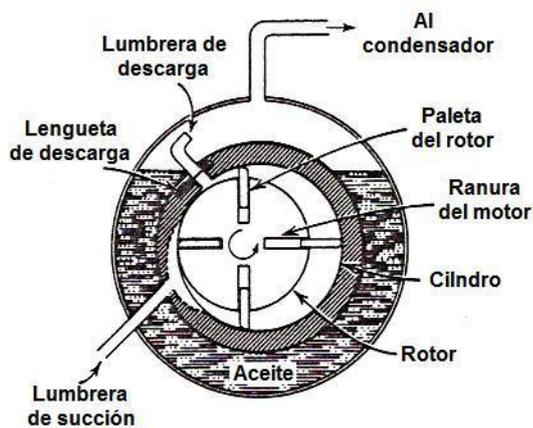


Fig. 2.17 Compresor de aleta rotatoria.

De lóbulo helicoidal.- También conocidos como de tornillo, consisten de dos tornillos de paso helicoidal, los mismos que se encuentran engranados entre si; el efecto de compresión se produce cuando el tornillo va girando y entre los

espacios que quedan que es en los lóbulos adyacentes, el vapor ingresa y se va comprimiendo conforme avanza a través de los tornillos.

Compresor centrífugo.

Consiste de varias ruedas montadas sobre un eje, las mismas que tienen un orificio interno por donde se succiona el vapor y entra hacia los álabes especiales que están montados sobre dichas ruedas, mediante la fuerza centrífuga, comprimen el vapor entre los álabes y la carcasa del compresor para luego descargar este vapor comprimido hacia la siguiente etapa de compresión hasta finalmente llegar a una cámara que es donde se almacena el vapor antes de entrar a la tubería que va hacia el condensador.

2.3.2.2 Compresor reciprocante

Se lo utiliza en aplicaciones donde no se requiere de un gran volumen de desplazamiento pero si de una presión elevada, superior a la atmosférica. Generalmente este tipo de instalaciones manejan temperaturas bajas y ultra bajas. Es el más utilizado en la industria de refrigeración debido a su fácil mantenimiento y a su versatilidad en cuanto a aplicaciones.

Los elementos principales de un compresor reciprocante son: cilindros, pistones, válvulas, manivela, vástagos, chumaceras, sellos, etc.

Cilindros.

Son las guías por donde se deslizan los pistones, los mismos que determinan la capacidad volumétrica del compresor. Existen compresores que van desde un cilindro hasta dieciséis, dependiendo de la aplicación, y en base al número de cilindros su disposición puede variar desde una disposición en línea hasta otras diversas como en V, en W, radiales, etc.

Con el fin de mejorar la eficiencia del ciclo de compresión, en algunas aplicaciones se aumentan aletas a los cilindros con el fin de rechazar una parte del calor que ganado por el vapor en el trabajo de compresión.

Pistones.

Son los elementos que realizan la compresión del vapor al deslizarse a través de los cilindros, existen dos tipos de pistones según el diseño del compresor: los de tipo automóvil que se utilizan en compresores de acción simple y los de acción doble que sirven para compresores de este tipo de funcionamiento.

Válvulas.

Son los elementos que permiten el paso o cierre del vapor hacia o desde el cilindro, además de regular la presión a la cual se admite o descarga el vapor del compresor.

Generalmente, las válvulas de descarga se localizan en la tapa del cilindro, mientras que las de succión pueden estar ubicadas en la tapa o en su lugar, ser sustituidas por lumbreras de succión ubicadas en el cuerpo del cilindro.

Existen varios tipos de válvulas como son: válvulas de disco con movimiento vertical, válvulas de anillo y placa y válvulas de laminilla flexible o lengüeta.

Las válvulas de disco con movimiento vertical son muy parecidas a las válvulas del motor de combustión interna, y cumplen una función similar salvo que son de menor longitud. Son usadas en compresores donde la velocidad es relativamente baja.

Las válvulas de placa anular consisten de un asiento de válvula y de varias placas, las mismas que hacen las veces de válvulas de succión y descarga. Se las utiliza para compresores de alta y de baja velocidad.

Las válvulas de laminilla flexible constan de varias laminillas flexibles que son sostenidas por unos retenedores, estas laminillas impiden o permiten el paso del vapor refrigerante a través de las lumbreras. Una variación de las válvulas de laminilla son las válvulas de diafragma, las mismas que cumplen la misma función pero con la diferencia de que en lugar de la laminilla es un diafragma el que cubre o descubre a la lumbrera.

Adicionalmente, los compresores recíprocos se los puede clasificar como herméticos y semiherméticos:

2.3.2.2.1 Compresores Herméticos.

Son los dispositivos que incorporan al motor y al compresor en un mismo conjunto hermético, es decir, que no se lo puede desarmar para realizar reparaciones o mantenimiento en el mismo. En estos compresores el rotor del motor eléctrico está unido al cigüeñal del compresor y su sistema de lubricación funciona con el mismo aceite que usa el compresor. Son silenciosos y de tamaño reducido por lo que tienen una amplia aplicación en sistemas de pequeña capacidad y de aire acondicionado, en donde un cambio del compresor y del motor resulta más económico que la reparación de éstos.

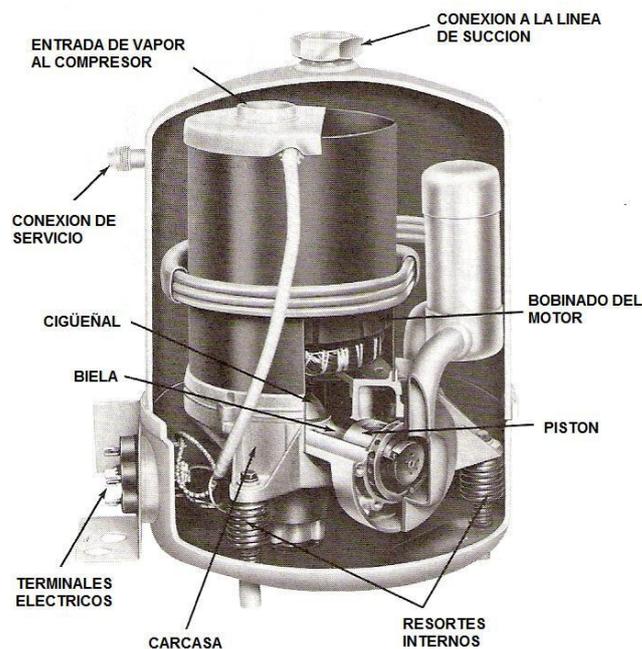


Fig. 2.18 Compresor hermético.

2.3.2.2.2 Compresores Semiherméticos.

Estos compresores presentan las mismas ventajas que los herméticos con la única diferencia de que debido a la construcción de éstos, son desarmables con lo cual se facilita su mantenimiento o reparación.

Adicionalmente, este tipo de compresores puede tener el motor dentro de la carcasa del compresor, puede estar conectado el motor por el eje hacia el compresor o pueden estar conectados mediante transmisión por bandas.

2.3.2.3 Lubricación del compresor.

Como en toda máquina y elemento mecánico que tenga movimiento relativo de sus partes, el compresor necesita de lubricación de dichas partes, tanto para disminuir el desgaste como para refrigerar los elementos que están en movimiento. Para este motivo, se han venido utilizando varios tipos de aceites, según sea el diseño y tipo de compresor, las propiedades del refrigerante utilizado y las temperaturas y presiones a las cuales trabajará el sistema.

En la actualidad, existen dos tipos de aceites según su origen: los aceites sintéticos que son obtenidos mediante procesos químicos y los aceites minerales que son producto del refinamiento de sustancias provenientes de la naturaleza.

2.3.2.3.1 Propiedades de los aceites.

Dada la naturaleza del funcionamiento del compresor, el lubricante y el refrigerante pueden llegar a estar en contacto en uno con el otro, y es por esta razón que se necesita tener ciertas propiedades específicas para el lubricante a fin de evitar posibles daños al sistema en general. Estas propiedades son: estabilidad química; puntos de fluidez, oscuridad y precipitación; resistencia dieléctrica; y, viscosidad.

Estabilidad química.- La estabilidad química se refiere a que un aceite debe mantenerse químicamente estable, sin alterar sus propiedades, a través del tiempo que permanezca dentro del compresor.

La estabilidad está inversamente relacionada con la cantidad de hidrocarburos no saturados que contiene el aceite, esto es, a mayor cantidad de hidrocarburos menor estabilidad del aceite. La cantidad de hidrocarburos que

contiene el aceite es importante ya que la estabilidad se ve afectada por las altas temperaturas a las cuales opera el compresor.

Punto de fluidez.- Es la menor temperatura que puede soportar el aceite antes de empezar a congelarse; por obvias razones, esta temperatura deberá ser mucho menor que la mínima alcanzada por el equipo.

El punto de fluidez está relacionado directamente con la cantidad de parafina que contiene el aceite, la misma que tiende a precipitarse cuando el aceite está cerca de su punto de fluidez. Cuando empieza a precipitarse la parafina, el aceite empieza a oscurecerse o enturbiarse por lo que a este punto se lo conoce como *punto de precipitación*.

Resistencia dieléctrica.- Es la medida de la resistencia que opone el aceite al paso de la corriente eléctrica. Esta resistencia es importante ya que si el aceite se comporta como un conductor, puede producir un corto circuito en el motor eléctrico del compresor.

Viscosidad.- Es la medida de la resistencia al flujo del aceite. Es importante que la viscosidad se mantenga en un rango adecuado de operación cuando varía la temperatura ya que si disminuye excesivamente no hará el efecto de sellado entre cámaras interiores del compresor ni tampoco hará el recubrimiento de las partes móviles y el desgaste y fricción serán muy altos; mientras que si es demasiado elevada hará un efecto de resistencia al movimiento de las piezas, provocando el aumento del consumo de energía del motor, además, no podrá penetrar en los lugares donde las tolerancias entre piezas sea demasiado pequeñas.

2.3.2.3.2 Compatibilidad de los aceites.

Debido a su composición química, los refrigerantes presentan ciertas características dependiendo del tipo de aceite con el que funcionan. Debido a esto, hay que tener cuidado al momento de seleccionar el aceite con el que funcionará el compresor ya que algunos de estos reaccionan químicamente

con algunos refrigerantes, produciendo compuestos no deseables como son ácidos y, en el peor de los casos, compuestos explosivos que no son deseables dentro del sistema de refrigeración.

Algunos fabricantes de refrigerantes han desarrollado varios tipos de aceites, en función del tipo de refrigerante y se pueden distinguir cuatro tipos principales: los aceites minerales (MO, por sus siglas en inglés), los aceites sintéticos poliol ester (POE, por sus siglas en inglés), los aceites sintéticos alkilbenceno (AB, por sus siglas en inglés), los aceites sintéticos polialkileno glicol (PAG, por sus siglas en inglés).

Tabla 2.1 Compatibilidad entre aceite y refrigerante.

Tipo de Refrigerante	Lubricante Apropriado			
R - 11		AB	MO	
R - 12	POE	AB	MO	
R - 13	POE	AB	MO	
R - 22	POE	AB	MO	
R - 23	POE			
R - 123		AB	MO	
R - 124	POE	AB	MO	
R - 125	POE			
R - 134a	POE			PAG
R - 176	POE		MO	
R - 401A	POE	AB		
R - 401B	POE	AB		
R - 401C	POE	AB		
R - 402A	POE	AB	MO	
R - 402B	POE	AB	MO	
R - 403B	POE	AB	MO	
R - 404A	POE			
R - 407A	POE			
R - 407B	POE			
R - 407C ¹	POE			
R - 410A ¹	POE			
R - 500	POE	AB	MO	
R - 502	POE	AB	MO	
R - 503	POE	AB	MO	
R - 507A	POE			
R - 717			MO	

Fuente: ATHOUSE, TURNQUIST, BRACCIANO, Modern Refrigeration and air conditioning.

2.3.2.3.3 Métodos de lubricación.

Los métodos de lubricación varían según el tipo de compresor y el tamaño del sistema, y son: por salpicadura y por alimentación forzada. Generalmente, cuando los compresores son de gran capacidad se utiliza el método de lubricación forzada, mientras que para sistemas pequeños el mejor método es el de salpicadura. A continuación daremos una breve descripción de cada uno.

Por salpicadura.- En este método, el aceite que llena parcialmente el cárter, que hace las veces de recipiente, es salpicado por el movimiento que tiene el cigüeñal hacia las partes superiores del bloque que contiene a los pistones, bielas y demás componentes internos del compresor. Adicionalmente, se añaden pequeños recipientes en las partes superiores del bloque con el fin de almacenar momentáneamente el aceite que, por gravedad, lubricará a las partes móviles que existen dentro.

Por alimentación forzada.- En este método, el aceite es forzado a pasar a través de pequeños conductos que se encuentran a través de todos los elementos móviles del compresor, el mismo que es impulsado mediante una bomba que se encuentra sumergida dentro del aceite del cárter y que funciona con la potencia que se le entrega al cigüeñal.

2.3.2.4 Rendimiento del compresor reciprocante.

Dado que este tipo de compresor es el más utilizado y que, es el tipo de compresor del cual dispone el banco de pruebas objeto de nuestro análisis, daremos una explicación acerca de todos los parámetros que intervienen en el rendimiento de este equipo.

2.3.2.4.1 El proceso de compresión.

El proceso de compresión que se realiza en el pistón tiene un comportamiento similar al que se realiza en un motor de combustión interna. Primero, el vapor, que está a baja presión, es admitido dentro del cilindro (b) debido a que la presión de la tubería de succión es ligeramente superior a la presión de vacío

que ejerce el pistón en la carrera de succión; luego de esto, el pistón llega al punto muerto inferior (c) en el que se cierra la válvula de admisión y empieza la carrera de compresión; finalmente, una vez que el cilindro ha llegado al punto muerto superior (a) y el vapor está a una alta presión, ligeramente superior a la de la tubería de descarga, empieza a descargar el vapor comprimido (d) que irá hacia el condensador para luego volver a repetir el proceso continuamente.

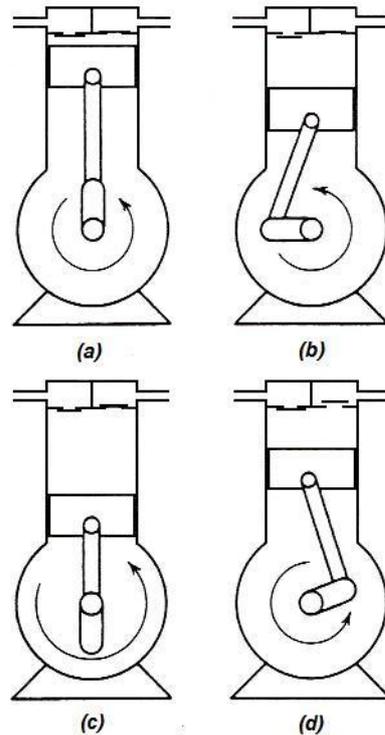


Fig. 2.19 Proceso de compresión.

En la práctica, el ciclo anterior no se cumple exactamente como se describió ya que, por motivos de construcción, se adiciona un pequeño claro sobre la cabeza del pistón; esto con el fin de impedir que el pistón vaya a chocar con las válvulas. Debido al volumen adicional que tiene el claro, la eficiencia volumétrica del ciclo disminuye, esto debido a que el vapor residual de la anterior carrera de descarga se expande haciendo que parte de la carrera de succión se pierda en la expansión del mismo. De igual manera, la carrera de compresión no se la aprovecha totalmente ya que el volumen total del vapor comprimido no es expulsado hacia el condensador sino que permanece dentro del cilindro como residuo de la descarga.

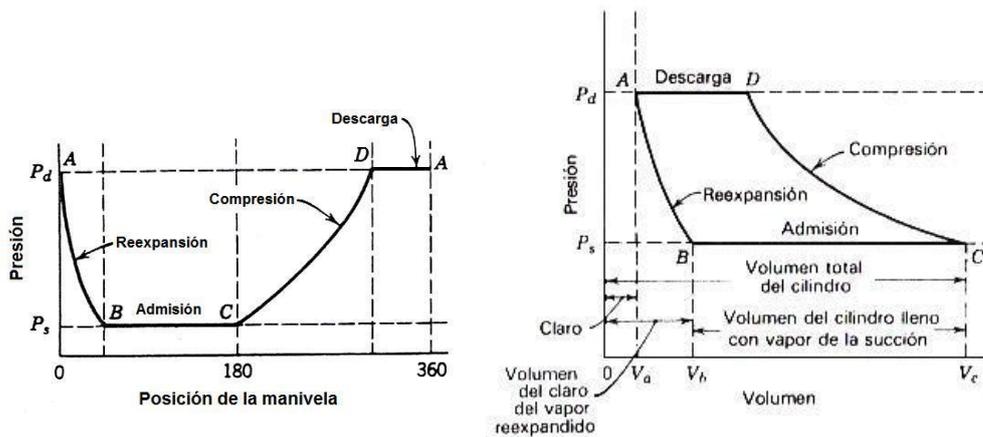


Fig. 2.20 Diagramas presión vs. Posición manivela y vs. Volumen.

2.3.2.4.2 Parámetros técnicos de medición

Para poder cuantificar de una manera adecuada el rendimiento que tiene un compresor, se han desarrollado varios parámetros de medición que son:

Volumen desplazado.- Es el volumen total de refrigerante desplazado por el compresor por unidad de tiempo, el mismo que se expresa como:

$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot N \cdot n \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Donde, $V_p =$ volumen total desplazado de refrigerante en $\left[\frac{pie^3}{\text{min}} \right]$

$D =$ diámetro del cilindro en $[plg]$

$L =$ longitud de la carrera en $[plg]$

$N =$ velocidad del cigüeñal en $\left[\frac{rev}{\text{min}} \right]$

$n =$ numero de cilindros

Capacidad teórica refrigerante.- Es la máxima capacidad de refrigerante por unidad de tiempo que el compresor podría entregar al condensador en condiciones ideales, es decir, a una eficiencia del 100% y que se la expresa como:

$$m = V_p \cdot \rho$$

$$m = \frac{V_p}{v} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde, m = flujo de masa de refrigerante en $\left[\frac{lb}{\text{min}} \right]$

V_p = volumen total desplazado de refrigerante en $\left[\frac{pie^3}{\text{min}} \right]$

ρ = densidad del vapor refrigerante en $\left[\frac{lb}{pie^3} \right]$

v = volumen específico de refrigerante en $\left[\frac{pie^3}{lb} \right]$

Eficiencia volumétrica total.- Como antes se mencionó, el volumen total desplazado de refrigerante por el compresor se produce en condiciones ideales, las que no suceden en la realidad, y es por esto que se introduce el término de eficiencia volumétrica del compresor. La eficiencia volumétrica nos da la medida real del porcentaje de vapor real que comprime el compresor respecto del máximo volumen teórico, y se lo calcula mediante la ecuación:

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_p} \cdot 100\% \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Donde, η_v = eficiencia volumétrica total

V_r = volumen real de vapor succionado y comprimido en $\left[\frac{pie^3}{\text{min}} \right]$

$V_p = \text{volumen total desplazado de refrigerante en } \left[\frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \right]$

En base al volumen real de vapor, es posible calcular la capacidad refrigerante real haciendo uso de la capacidad teórica refrigerante (Ec. 2.15), pero tomando en cuenta que el volumen va a ser el real y no el volumen teórico.

Relación de compresión.- Es la relación que existe entre las presiones absolutas existentes en la tubería de succión y en la tubería de descarga, como sigue:

$$R = \frac{\text{presion absoluta en la salida}}{\text{presion absoluta en la entrada}} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Dichas presiones son calculables a partir de las temperaturas de saturación tanto en el evaporador como en el condensador.

Eficiencia adiabática del compresor.- Es la relación existente entre la cantidad de calor teórico ganado por el vapor desde las condiciones en la succión hasta la presión de descarga y el calor real que gana el vapor dentro del compresor:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo en la compresión insentrópica entre la condición de admisión y la presión de escape}}{\text{trabajo realizado en la compresión real}} \cdot 100\% \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Requerimiento de potencia.- Debido a que todo elemento mecánico presenta pérdidas de energía durante su funcionamiento real, el requerimiento de potencia que tendrá el compresor en el ciclo de compresión será mayor al requerimiento teórico que se necesita para comprimir al vapor hasta cierta presión. Por esta razón, el requerimiento real de potencia considera tanto la eficiencia de la compresión así como la eficiencia mecánica de los elementos y se lo calcula como:

$$P_s = \frac{P_T}{\eta_T} \cdot 100 \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Donde, P_s = Potencia en la flecha en [hp]

P_T = Potencia teórica en [hp]

η_T = eficiencia total del compresor

2.3.2.4.3 Factores que modifican el rendimiento de un compresor.

El rendimiento de un compresor sufre varias modificaciones debido a agentes tanto internos como externos, los mismos que detallamos como sigue:

Efecto del incremento del claro.- Como se dijo anteriormente, el claro del cilindro tiene un efecto negativo en cuanto a llenado al cilindro con vapor de succión, ya que debido a que en el claro se quedan residuos del vapor de alta presión este tiene que reexpandirse hasta llegar a la presión de succión, disminuyendo así el volumen útil del cilindro y consecuentemente, disminuyendo la eficiencia volumétrica del compresor. Por todo esto, es evidente que mientras mayor sea el claro sobre el cilindro, menor será la eficiencia volumétrica del compresor.

Efecto del estrangulamiento.- El estrangulamiento es un fenómeno que se produce cuando un fluido pasa a través de una restricción lo que ocasiona un diferencial de presión entre la parte que está inmediatamente antes y después de la restricción. En la succión, el estrangulamiento hace que el vapor que ingresa al cilindro sea de menor presión al que está en la tubería de succión, lo que hace que el vapor que se reexpande lo haga hasta una presión más baja que la de succión y de este modo ocupa aún más espacio que lo que ocuparía si la presión fuese la de succión; por otra parte, cuando el vapor es comprimido, la presión dentro del cilindro es mayor que la existente en la tubería de descarga, ocasionando que la presión del vapor que va a ser reexpandido sea mayor que la de descarga y de este modo, el vapor tiene que reexpandirse más allá del volumen correspondiente a la presión de descarga. Cabe mencionar, que el estrangulamiento aumenta conforme aumente la velocidad del cigüeñal.

Efecto del calentamiento del cilindro.- El calentamiento del cilindro se produce debido al trabajo que este realiza para comprimir el refrigerante, específicamente por la fricción entre el pistón y el cilindro, produciéndose una transferencia de calor que calienta el vapor y provocando que este gane aún más calor y en consecuencia, se expanda más de normal, ocupando un mayor espacio que el que lo haría sin dicha ganancia de calor. De lo anterior se deduce que a mayor calentamiento del cilindro, menor será la eficiencia volumétrica del compresor.

Efecto de las fugas por el pistón y válvulas.- Debido a que existe movimiento relativo entre el cilindro y el pistón del compresor, es inevitable que se produzcan pequeñas fugas de vapor, las cuales obviamente disminuirán el volumen de vapor que será descargado hacia el condensador y consecuentemente la eficiencia volumétrica. Del mismo modo, debido a la naturaleza mecánica del sistema de apertura y cierre de las válvulas, no es posible lograr que estas se abran o cierren inmediatamente, ocasionando que parte del vapor de succión y descarga se regresen a la tubería o al cilindro respectivamente.

Efecto de la temperatura del condensante.- Cuando existe un cambio en la temperatura de condensación del refrigerante, también existe necesariamente un cambio en la presión de condensación que es directamente proporcional al cambio de la primera, y evidentemente si aumenta la temperatura de condensación también aumentará la presión a la que se condensa, lo que va a reducir a la eficiencia volumétrica del compresor.

Efecto del subenfriamiento del líquido.- Cuando existe un subenfriamiento del líquido refrigerante, el efecto refrigerante por unidad de masa aumenta con lo que también se incrementa la capacidad del compresor, este incremento se explica ya que la misma cantidad de refrigerante puede absorber una mayor cantidad de calor y de este modo es necesario un menor volumen de refrigerante por unidad de tiempo.

Efecto de la presión de succión en el rendimiento volumétrico y masa de refrigerante.- La presión con la que succiona el compresor al refrigerante afecta al rendimiento del sistema, debido a que a mayor presión en la succión se tendrá mayor presión dentro del cilindro, y el gas que se reexpande lo hará en menor proporción debido a la elevada presión de la succión y, mientras aumente la presión de succión llegará el punto de igualar a la presión de descarga donde las válvulas de descarga permanecerán abiertas y el compresor dejará de realizar trabajo sobre el gas lo que significa que todo el gas que entra al compresor sale del mismo, esto es una eficiencia del 100%; de la misma manera, al aumentar la presión en la succión se incrementa el volumen de gas y consecuentemente la masa de gas comprimido. Lo anteriormente dicho se lo comprende de una mejor manera mediante el siguiente gráfico:

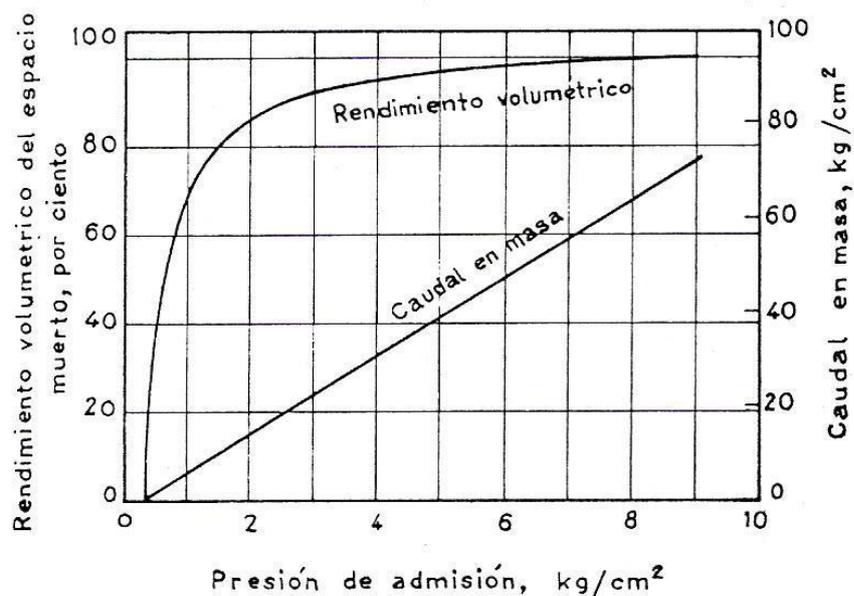


Fig. 2.21 Efecto de la presión de admisión sobre el rendimiento volumétrico y el caudal.

Efecto de la presión de succión en el trabajo de compresión y la potencia requerida.- En base a lo anteriormente dicho, al aumentar la presión de succión se reduce la influencia que tiene el compresor sobre el gas, llegando a ser nula al igualar a la presión de descarga ya que dejaría de comprimir al gas lo que significa que no haría trabajo sobre éste; en cuanto a la potencia, la curva de

potencia tiene dos puntos donde es igual a cero, el primer punto se produce a una presión baja tal que no exista masa de refrigerante circulando por la tubería por lo que no habrá trabajo entregado al gas, y el segundo punto se produce cuando la presión de succión es igual a la descarga ya que en este punto el compresor deja de entregar trabajo al gas porque este pasa continuamente a través de éste.

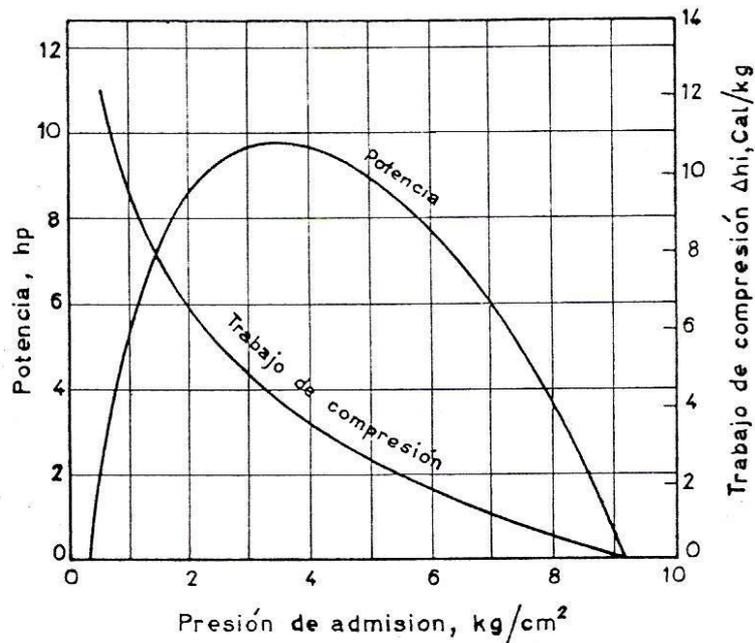


Fig. 2.22 Efecto de la presión de admisión en la potencia y en el trabajo de compresión.

Efecto de la presión de succión en la capacidad refrigerante y el efecto refrigerante.- La presión afecta a la capacidad refrigerante ya que como hemos visto anteriormente al aumentar la presión de succión aumenta la masa de refrigerante lo que significa una mayor cantidad de refrigerante que puede admitir una mayor cantidad de calor; en cuanto al efecto refrigerante, al aumentar la presión de succión aumenta la entalpía de vapor saturado y considerando que la entalpía a la entrada a la válvula de expansión permanece constante, el efecto refrigerante total resultante aumentará.

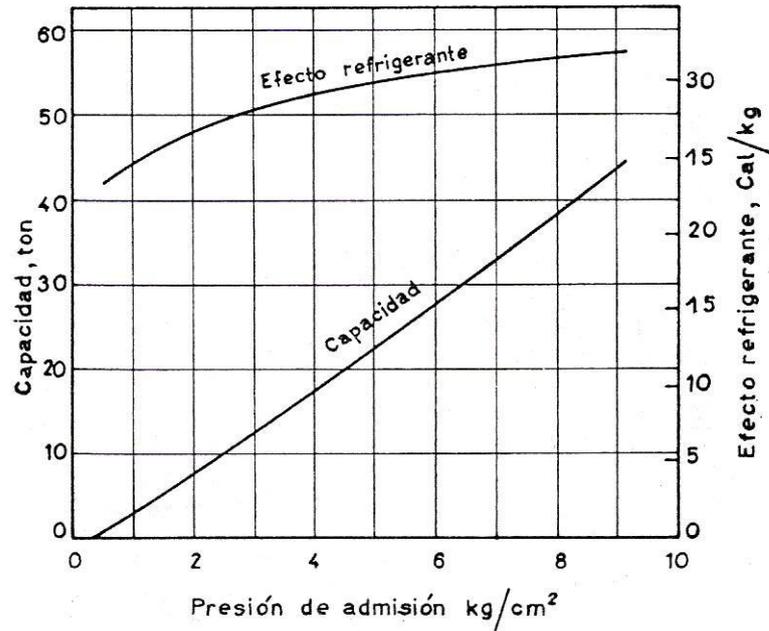


Fig. 2.23 Efecto de la presión de admisión en la capacidad y el efecto refrigerante.

Efecto de la presión de succión en la potencia por tonelada y en el caudal por tonelada.- La presión de succión afecta a la potencia por tonelada debido a que al ser mayor la presión en la succión será menor la cantidad de presión que debe elevar el compresor; por otro lado el caudal por tonelada aumenta al disminuir la presión de succión ya que a bajas presiones se necesita mayor caudal para cubrir el mismo requerimiento de refrigerante.

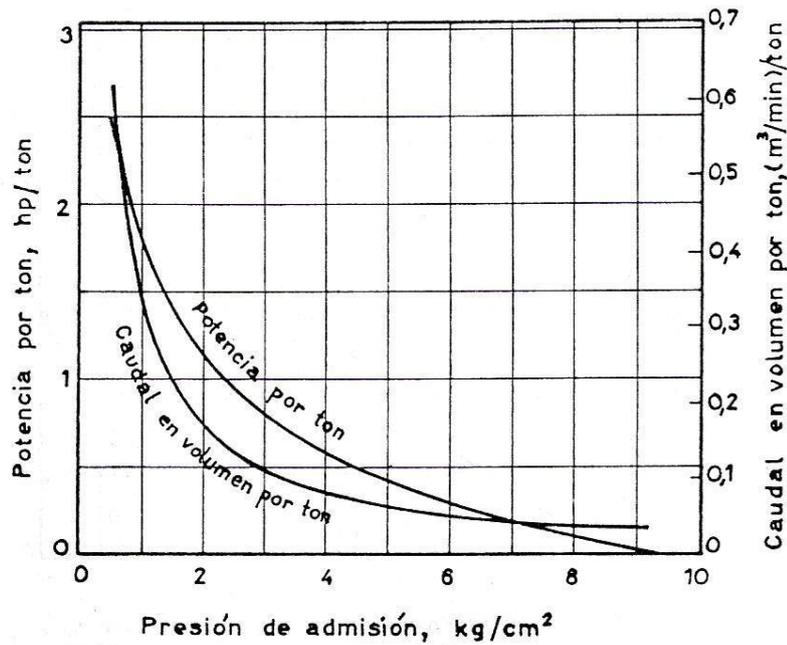


Fig. 2.24 Efecto de la presión de admisión en la potencia por ton y el caudal en volumen por ton.

Efecto de la presión de descarga en el trabajo de compresión y el rendimiento volumétrico.- El efecto de la presión de descarga sobre el trabajo de compresión se lo puede explicar ya que al aumentar dicha presión el rango de elevación de presión es mas grande y por tanto es necesario realizar mas trabajo sobre el gas para comprimirlo; en cuanto al rendimiento volumétrico podemos ver que al aumentar la presión de descarga aumentará la presión a la cual el volumen residual de la cámara se reexpande, lo que producirá que una menor cantidad de refrigerante ingrese al compresor.

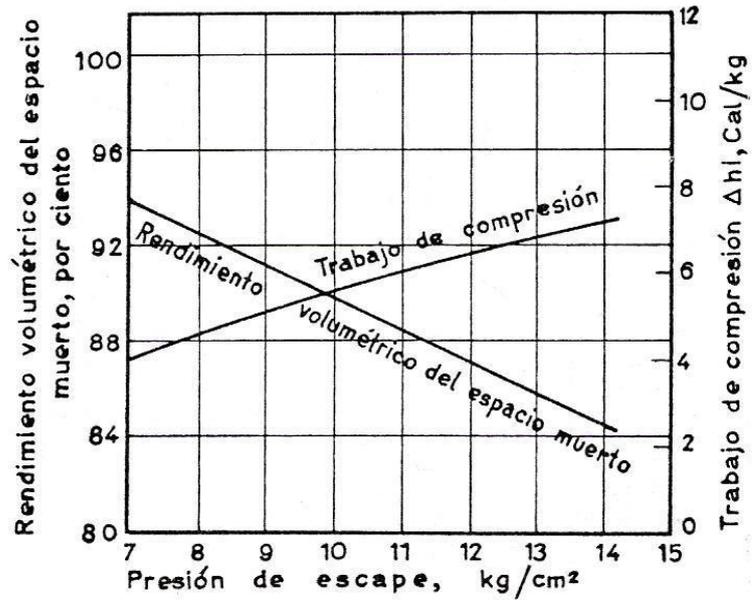


Fig. 2.25 Efecto de la presión de descarga en el rendimiento volumétrico y en el trabajo de compresión.

Efecto de la presión de descarga sobre la potencia refrigerante, la capacidad refrigerante y la potencia por tonelada.- El aumento de la presión de descarga produce una disminución en el caudal que circula además de un incremento en la potencia requerida, en consecuencia aumentará también la potencia por tonelada y debido a la disminución del caudal disminuirá también la capacidad refrigerante del sistema.

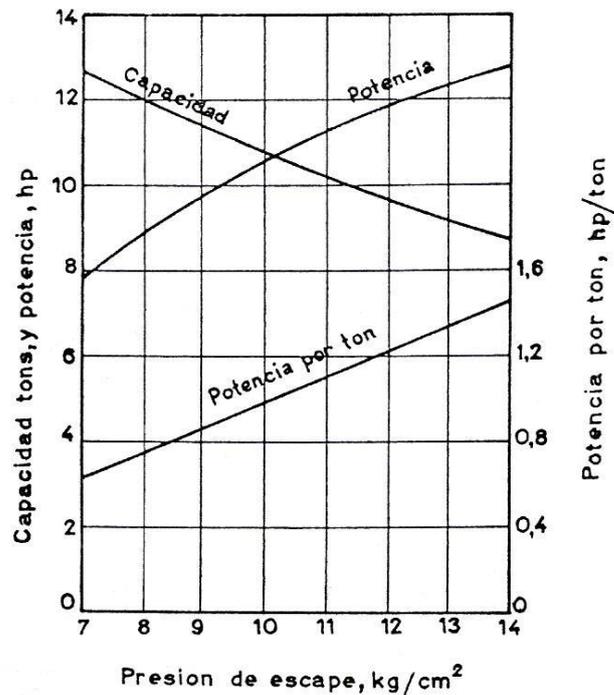


Fig. 2.26 Efecto de la presión de descarga en la capacidad, la potencia y la potencia por tonelada.

Efecto de la relación de compresión sobre la eficiencia volumétrica real y la eficiencia del volumen muerto superior.- El aumento en la relación de compresión produce una disminución en la eficiencia volumétrica real debido a que al aumentar la relación de compresión, el vapor refrigerante que se queda en el claro o espacio muerto está a una presión mucho más elevada, por lo que al momento de efectuar la carrera de succión, éste necesitará de mayor volumen del cilindro para poder reexpandirse hasta la presión necesaria para realizar la succión. La eficiencia real se diferencia de la volumétrica porque la primera toma en cuenta solamente el volumen que ingresa y el volumen que sale, con todas las pérdidas de presión existentes en las tuberías y válvulas, mientras que la del volumen del claro solo hace referencia al volumen dentro del cilindro.

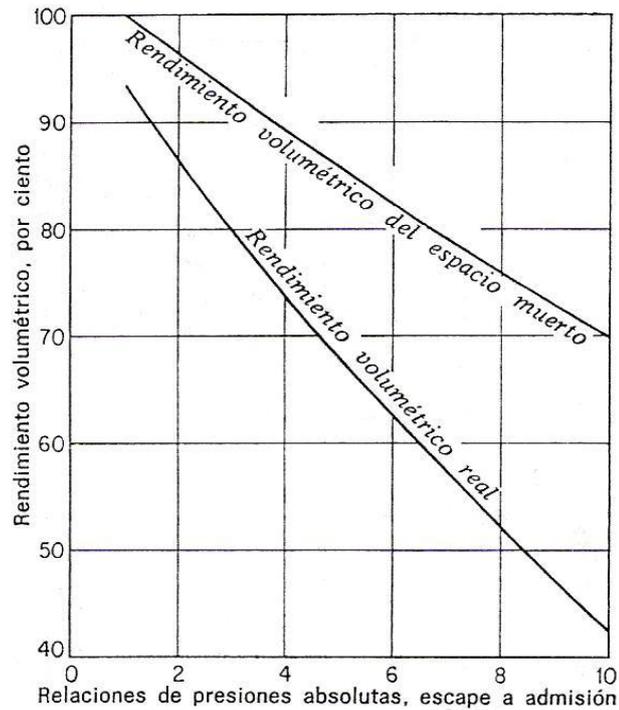


Fig. 2.27 Efecto de la relación de compresión en el rendimiento volumétrico real y teórico.

Efecto de la presión de admisión sobre el rendimiento de la compresión adiabática.- La presión de admisión afecta de manera proporcional al rendimiento de la compresión adiabática ya que al aumentar la presión de admisión aumenta la fricción del vapor con las paredes del cilindro y con el resto de los accesorios, lo que produce una ganancia de calor por parte del refrigerante, desviando a la compresión de la curva isentrópica.

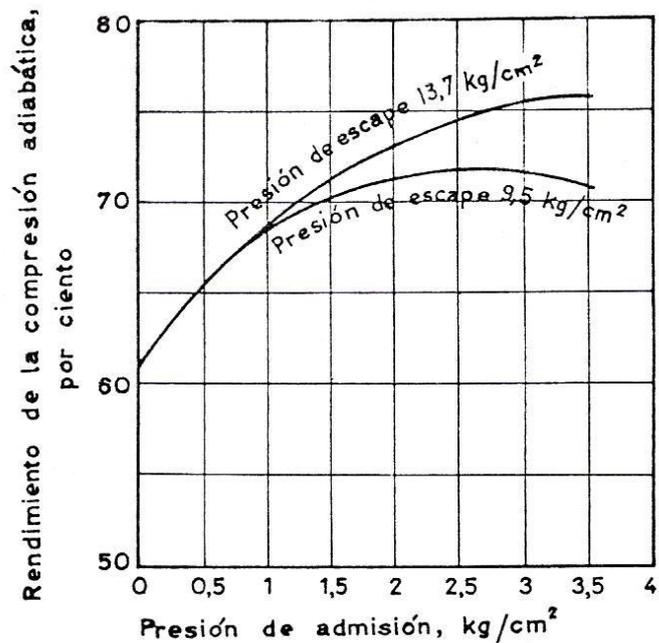


Fig. 2.28 Efecto de la presión de succión en el rendimiento de la compresión adiabática, a diferentes presiones.

2.3.3 CONDENSADOR.

El condensador es, al igual que el evaporador, es un dispositivo que permite el intercambio de calor entre dos fluidos pero, tiene dos diferencias sustanciales que lo distinguen del evaporador. La primera es que en el evaporador el flujo de calor es desde el medio hacia el dispositivo mientras que, en el condensador el flujo de calor es desde el dispositivo hacia el medio; la segunda diferencia es que en el evaporador se manejan bajas temperaturas mientras que en el condensador las temperaturas son mucho mayores que en el evaporador.

El condensador pierde calor naturalmente hacia el medio mediante convección, esto debido a que el refrigerante que pasa por su interior se encuentra a una temperatura mayor que la del medio circundante.

2.3.3.1 Tipos de condensador.

Dado que los condensadores tienen la misma función que los evaporadores, los tipos de condensador en cuanto a su construcción son en la mayor parte de

los casos similares a los evaporadores, es por esta razón que hemos clasificado a los condensadores en función del método de eliminación de calor.

En la actualidad, existen tres tipos principales de condensador: los enfriados por aire, enfriados por agua y los evaporativos.

Condensador enfriado por aire.

Este tipo de condensadores eliminan calor a través del aire que circula sobre ellos, el mismo que puede circular de forma natural o forzada.

Los condensadores de convección natural eliminan calor mediante el aire que rodea al condensador y que por diferencia de temperaturas calienta el aire, el mismo que se eleva por ser más liviano que el aire frío y en su lugar ingresa aire frío para continuar con el enfriamiento. Generalmente son de pequeña capacidad y diseñados con tubería aleteada para aumentar la transferencia de calor y aprovechar el espacio reducido que tienen.

Los condensadores de convección forzada poseen un dispositivo que provoca la circulación forzada del aire, esto con el fin de aumentar la tasa de transferencia de calor hacia el medio. Esta clase de condensadores se subdivide a su vez en dos: *los instalados en un bastidor*, que generalmente son de pequeño tamaño y que constan del compresor y su motor anexados al mismo bastidor, se le conoce comúnmente como unidad condensadora; *los remotos*, que son condensadores que están instalados de manera separada de los demás elementos del sistema.

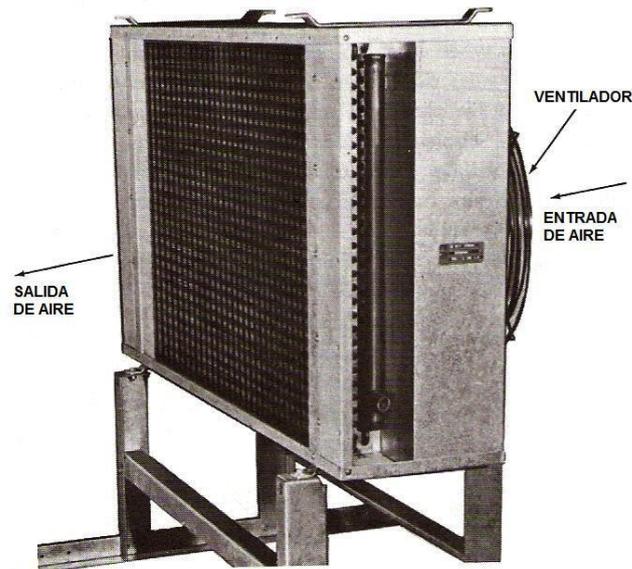


Fig. 2.29 Condensador enfriado por aire.

Condensador enfriado por agua.

Este tipo de condensadores utilizan agua como medio de intercambio de calor, y se subdivide en dos clasificaciones: según el tipo de construcción y según el método de circulación del agua.

Según el método de circulación del agua, los condensadores pueden ser: de agua desperdiciada o no recirculada y de agua recirculada

Los condensadores de agua desperdiciada utilizan agua que viene del sistema de tuberías local y, una vez que ha sido utilizada se la desecha nuevamente por un sistema de drenaje.

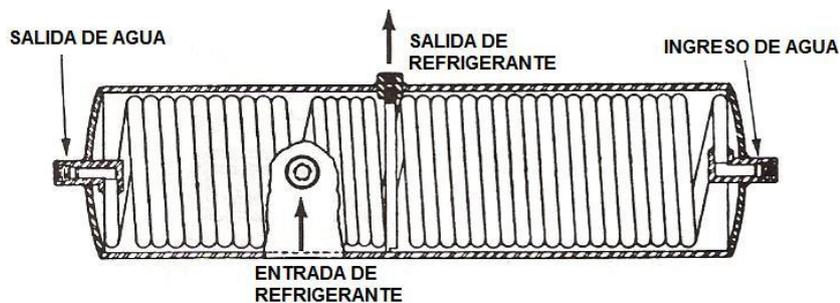


Fig. 2.30 Condensador enfriado por agua.

Los condensadores de agua no desperdiciada poseen un circuito por el cual la misma es reutilizada una vez que ha salido del condensador; para eliminar el calor que el agua gana en el condensador se utiliza un dispositivo llamado torre de enfriamiento, que es un intercambiador de calor que interactúa directamente con el aire.

Según el tipo de construcción, existen tres tipos de condensador: los de doble tubo, de casco y serpentín y acorazados.

Los condensadores de doble tubo son construidos de manera que un tubo queda dentro del otro, por el tubo interior circula el agua mientras que por el tubo exterior lo hace el refrigerante; esta disposición se la hace con el fin de que el refrigerante ceda algo de su calor al medio que circunda al condensador; adicionalmente, el agua va en contraflujo respecto del refrigerante para mejorar aún mas la transferencia de calor entre ambos fluidos.

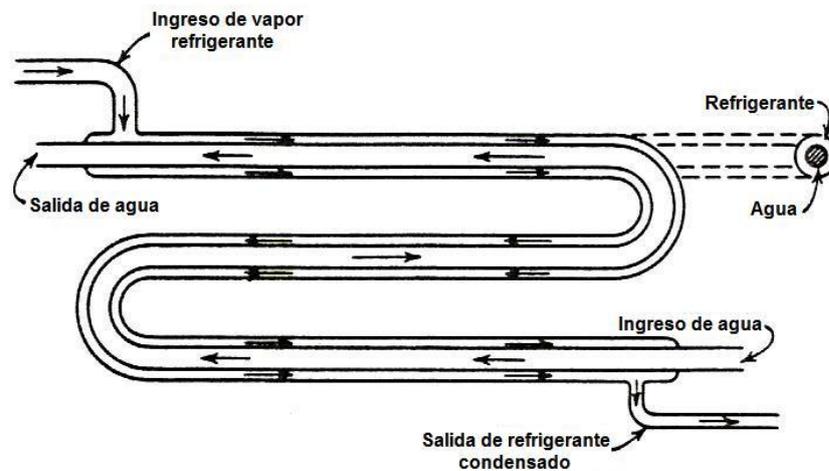


Fig. 2.31 Condensador de doble tubo.

Los condensadores de casco y serpentín son construidos de varios tubos pequeños que se encuentran dispuestos en forma de serpentín dentro de un cilindro, por dentro de los tubos circula el agua mientras que en la parte superior del cilindro ingresa el vapor del refrigerante que se condensa y se va acumulando en el fondo del mismo. Los serpentines dentro del cilindro pueden estar dispuestos en serie cuando se trata de agua no recirculada y en paralelo

cuando el agua es recirculada, esto debido a la razón de transferencia de calor que se puede obtener cuando el agua circula o es desechada.

Los condensadores acorazados constan de un cilindro exterior o coraza dentro de la cual se disponen un número determinado de tubos que corren paralelos a través de él. Generalmente el vapor va por el cilindro exterior mientras que el agua va por dentro de los tubos, esto para permitir que el vapor le ceda parte de su calor al medio exterior.

Condensador evaporativo.

Es una unidad que combina al agua y al aire como medios de eliminación de calor. Básicamente es una combinación de un condensador y una torre de enfriamiento ya que, tiene un sistema que rocía agua sobre los serpentines del condensador el mismo que se evapora y es inmediatamente retirado por una corriente de aire que es forzada a pasar a través de los tubos. El funcionamiento de este sistema se basa en la ganancia de temperatura y humedad por parte del aire que circula forzadamente alrededor de la tubería, el mismo que a su vez gana calor del agua atomizada que se encuentra sobre la tubería y que se va evaporando conforme se va adhiriendo a los serpentines.

2.3.4 CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE.

El control de flujo de refrigerante es un dispositivo que sirve para la expansión y el control del volumen del mismo, previo a la entrada hacia el evaporador.

El control de flujo produce una caída de presión en el refrigerante, la misma que es indispensable para alcanzar las condiciones termodinámicas en las que el refrigerante se evaporará. Además, el control de flujo permite regular la cantidad de refrigerante que circulará hacia el evaporador para producir el efecto refrigerante necesario para alcanzar las condiciones deseadas en el medio.

2.3.4.1 Tipos de control de flujo de refrigerante.

Existen seis tipos básicos de control de flujo de refrigerante: válvula de expansión manual, válvula de expansión automática, válvula de expansión termostática, tubo capilar, válvula de flotador de presión baja y válvula de flotador de presión alta.

Válvula de expansión manual.

Es una válvula de tipo aguja la misma que, a través de un tornillo, permite la regulación del paso de una mayor o menor cantidad de refrigerante. Esta regulación se la hace manualmente en base a la cantidad que se determine sea la mas adecuada para el sistema, la misma que permanecerá inalterable hasta que se vuelva a manipular a la regulación de la válvula.

La principal desventaja que posee esta válvula es que no responde a un cambio en las condiciones del sistema, es decir, si aumenta o disminuye la carga de refrigeración la válvula continúa enviando la misma cantidad de refrigerante hacia el evaporador, lo que puede desencadenar un fallo del sistema.

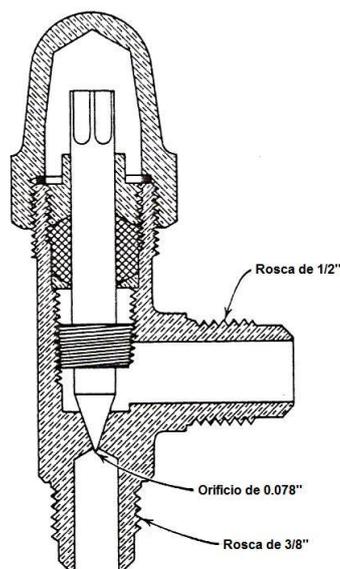


Fig. 2.32 Válvula de expansión manual.

Válvula de expansión automática.

Al igual que la válvula manual, esta también posee un sistema de cierre mediante aguja, con la diferencia de que en este caso la aguja es controlada a través de un fuelle o diafragma conectado a un resorte. El diafragma es controlado por la presión que ejerce el refrigerante el mismo que trata de mantener constante la presión a la cual a sido calibrada la válvula para su funcionamiento; mientras que el resorte actúa con una fuerza contraria a la presión del refrigerante. La fuerza del resorte produce un aumento en la apertura de la válvula, permitiendo un mayor flujo de refrigerante, por otro lado, la presión en el evaporador trata de forzar al cierre de la válvula e impedir el flujo hacia el evaporador.

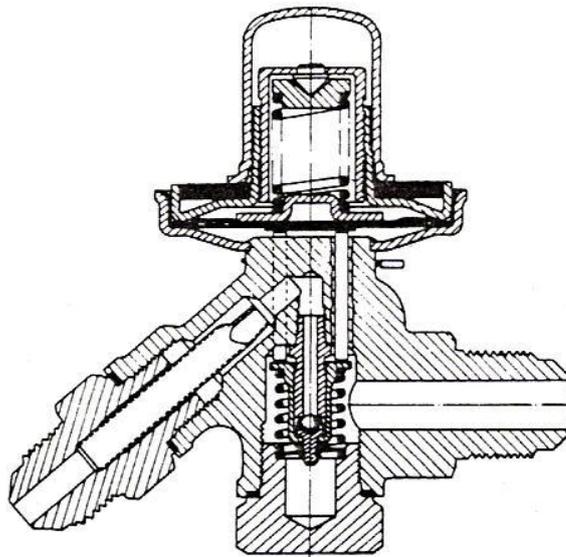


Fig. 2.33 Válvula de expansión automática.

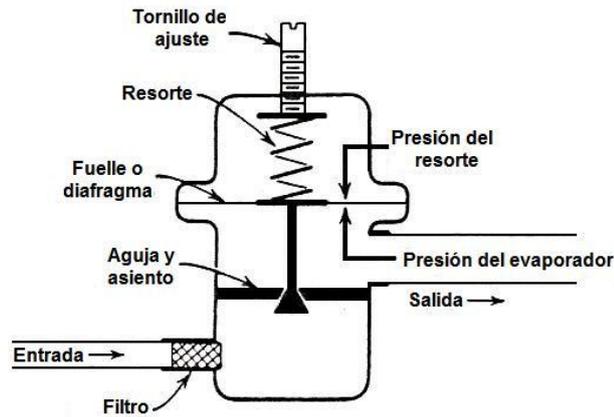


Fig. 2.34 Diagrama esquemático de la válvula de expansión automática.

La principal desventaja de esta válvula es que tiene una eficiencia baja, comparada con otro tipo de controles de flujo. Esta desventaja se explica ya que cuando el sistema tiene una carga elevada, el refrigerante va a evaporarse más rápidamente y tenderá a sobrecalentarse lo que produce una elevación de la presión en el evaporador, haciendo que el flujo de refrigerante se limite y de este modo disminuirá la superficie inundada del serpentín, lo que significa disminución de la eficiencia del ciclo; lo contrario sucede cuando la carga es demasiado pequeña ya que el refrigerante no tendrá la suficiente energía para evaporarse y de este modo entrará una mayor cantidad de líquido hacia el evaporador aumentando la superficie inundada de éste hasta que llegue al punto de que el evaporador esté inundado completamente y el sistema se apague automáticamente, por acción del termostato, para proteger al compresor de una posible llegada de líquido.

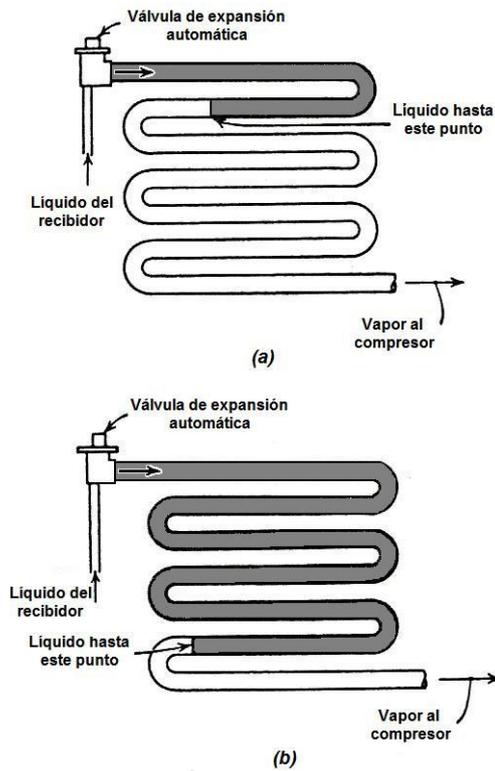


Fig. 2.35 Condiciones de carga del sistema (a) carga pesada, (b) carga mínima.

Válvula de expansión termostática.

La válvula de expansión termostática (VET) funciona mediante el principio de mantenimiento de un grado de sobrecalentamiento en el evaporador, con lo cual al modificarse la carga de refrigeración esta modifica el flujo de refrigerante, de tal forma que se mantiene constante la superficie inundada que tiene el evaporador, aprovechando al máximo la eficiencia del mismo. En el mercado, es la válvula más utilizada debido a su versatilidad para adaptación y a su elevada eficiencia.

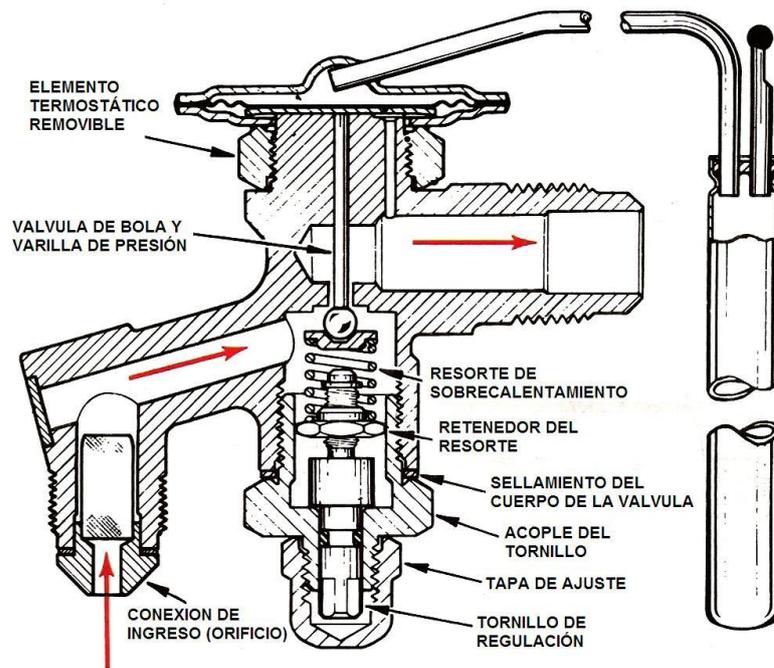


Fig. 2.36 Válvula de expansión termostática.

Consiste de una válvula de aguja, la cual es controlada mediante un resorte y un fuelle, sobre el que actúan dos presiones por cada lado de este; además en la parte superior de la válvula, existe una cavidad conectada mediante un tubo capilar hacia un bulbo que está sujeto a la salida del evaporador, el mismo que tiene un líquido volátil. La presión del evaporador y la fuerza del resorte tienden a cerrar la válvula e impedir el paso de refrigerante mientras que el líquido contenido en el bulbo se evapora con el calor que gana de la tubería a la salida del mismo y ejerce una presión en el fuelle que contrarresta a la presión que ejercen los otros dos elementos, manteniendo así el grado de sobrecalentamiento en el evaporador; de todo esto es evidente que cuando varíe la carga del evaporador aumentará o disminuirá la temperatura del evaporador y consecuentemente, la presión de trabajo será también variable.

Tubos capilares.

Consiste de un tubo de una longitud determinada y de diámetro reducido que, por acción de la fricción y por reducción del área transversal, disminuye la presión hasta un valor que sea menor a la de saturación; la razón de flujo del

tubo capilar es controlada por la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador ya que la resistencia que ofrece el tubo al paso del refrigerante es constante.

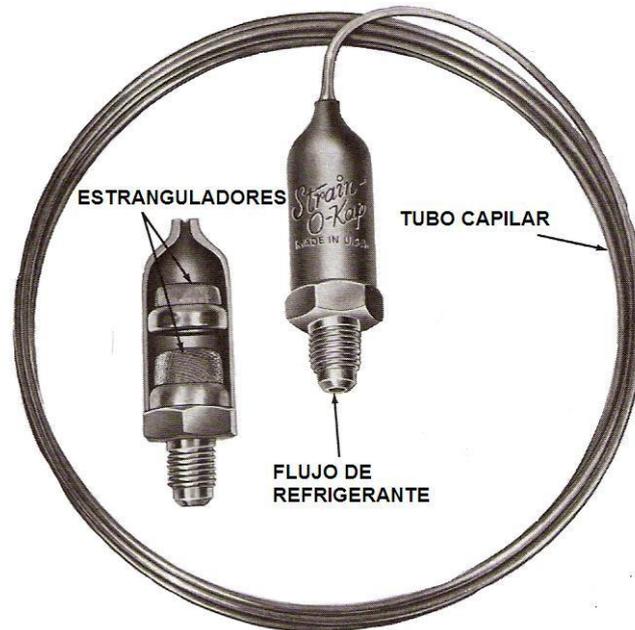


Fig. 2.37 Tubo capilar

Válvulas de flotador.

Las válvulas de flotador no son otra cosa sino controladores de nivel, los mismos que responden únicamente a los cambios de volumen que suceden dentro del depósito de refrigerante, independientemente de la carga o las condiciones de presión y temperatura del sistema. Su funcionamiento es sencillo, consisten de un elemento flotante que se encuentra anexo a una palanca la que a su vez controla una válvula que permite pasar una determinada cantidad de refrigerante u obstruye su paso, según sea el caso. Tienen muy buen rendimiento debido a que la mayor parte del evaporador se encuentra inundado. Este tipo de válvula es usada mayormente en sistemas de gran capacidad, debido a la necesidad de un reservorio de refrigerante donde este es contenido y para sistemas pequeños resultaría poco conveniente debido al espacio necesario para su funcionamiento.

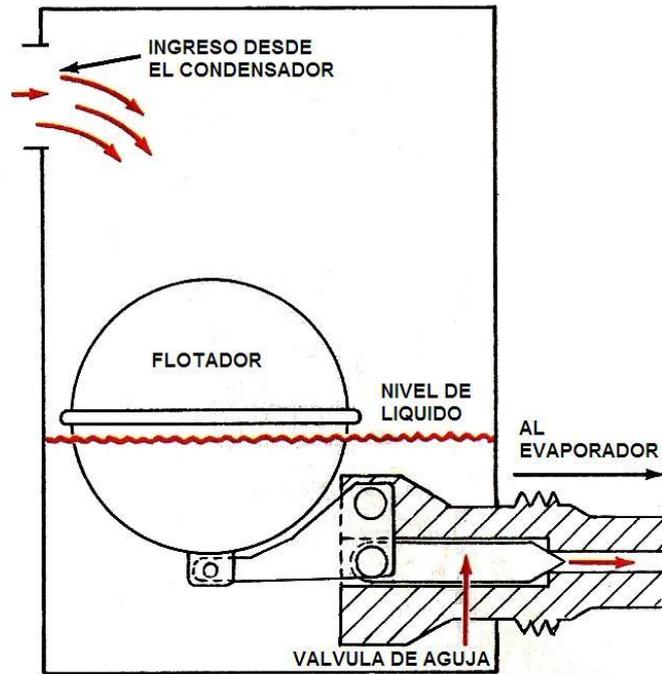


Fig. 2.38 Válvula de flotador

2.3.4.2 Válvula de expansión termostática.

Debido a que esta válvula es la más utilizada en los sistemas de refrigeración y es el tipo de válvula que tiene el banco objeto de nuestro estudio, vamos a entrar en detalle sobre el funcionamiento y las variaciones que se le han dado según las necesidades que se requieran cubrir.

2.3.4.2.1 Operación Básica.

Las válvulas de expansión termostática funcionan mediante el principio de igualación de presiones. El bulbo sensor transmite la presión adquirida por la evaporación del líquido contenido en su interior hacia el diafragma situado al interior de la válvula lo que produce que se admita una mayor cantidad de refrigerante en el evaporador. Contrario a esto, existen dos presiones que actúan conjuntamente y contrarrestan o se oponen a la acción de la presión anterior que son la presión interior del evaporador y la presión ejercida por el resorte, esta última regulable mediante un tornillo situado en el exterior de la válvula.

La presión regulable del resorte permite ajustar el grado de sobrecalentamiento que se desea tenga el evaporador: si apretamos el resorte aumentamos el grado de sobrecalentamiento mientras que si lo aflojamos el grado de sobrecalentamiento disminuirá.

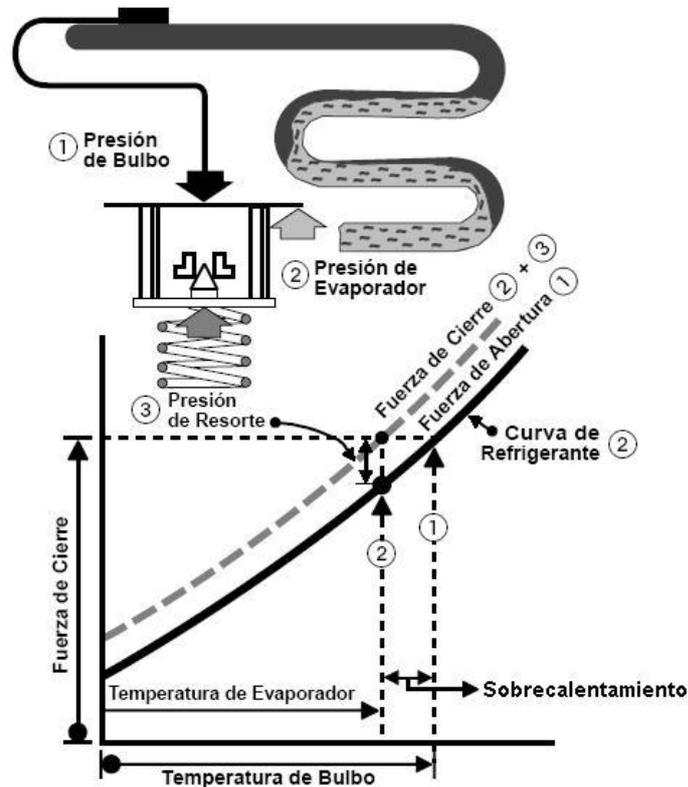


Fig. 2.39 Relación entre las presiones de bulbo, de evaporador y de resorte.

2.3.4.2.2 Tipos de válvulas.

En la actualidad, existen algunas variaciones dentro de las válvulas de expansión termostática, lo cual ha generado otros tipos de válvulas como las compensadas externamente, limitadoras de presión y de carga cruzada; cada una de las cuales han sido concebidas con el fin de mejorar algún aspecto relacionado con la VET original.

Válvulas compensadas externamente.- Mientras el refrigerante circula a través de la tubería del evaporador, debido a la fricción interna que existe en el

interior de los tubos, la presión va disminuyendo a lo largo de la tubería, lo que ocasiona que la temperatura de saturación del refrigerante también disminuya y, en algunas aplicaciones dicha disminución de presión afecta al sobrecalentamiento que necesita el bulbo de la VET a la salida del evaporador para funcionar correctamente, con la respectiva pérdida de eficiencia. Es por este motivo que, para compensar la pérdida de presión en la válvula, se crearon las válvulas compensadas externamente. Estas válvulas tienen un conducto minúsculo por el cual ingresa vapor proveniente de la salida del evaporador o, en algunos casos, de la tubería de succión; el vapor pilota a la válvula en lugar de la presión que se tiene al principio del evaporador con lo que se consigue que la válvula tenga una mejor respuesta sobre el ciclo y que la eficiencia del mismo no se vea afectada mayormente.

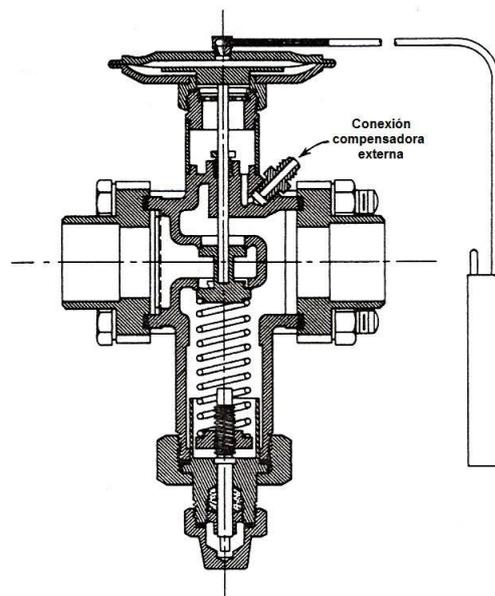


Fig. 2.40 Válvula compensada externamente.

Válvulas limitadoras de presión.- Este tipo de válvulas surgen por la necesidad de limitar la presión excesiva que generalmente sucede al arrancar el equipo de refrigeración ya que, la válvula se abre demasiado y envía una cantidad de refrigerante mayor a la necesaria la misma que al no poder absorber calor tan rápidamente inunda al evaporador, pudiendo llegar en estado líquido al compresor y causar daños severos.

Los medios mecánicos más comunes para limitar el flujo de refrigerante son el de resorte y el de cartucho plegable, ambos sistemas tienen el mismo principio de funcionamiento que consiste de un resorte o un eslabón medianamente sólido que une al vástago de la válvula con el diafragma; cuando las presiones están dentro del rango admisible el vástago funciona normalmente como si fuese un sólido completamente rígido pero, si la presión llegase a aumentar fuera de los límites permitidos, el resorte o el cartucho van a absorber este exceso de presión en forma de deformación, haciendo que la válvula tenga una menor apertura que si se trata de una válvula convencional.

Las válvulas limitadoras cargadas con gas son otro método de controlar el exceso de presión que puede suceder en el sistema. Su funcionamiento se basa en que normalmente el bulbo de una válvula común tiene un contenido de líquido tal que no llega a evaporarse por completo y, cada vez que aumente la temperatura en el bulbo aumentará en forma considerable la presión dentro del mismo, provocando la sobrealimentación del sistema; sin embargo, la válvula cargada con gas tiene el mismo funcionamiento que las válvulas convencionales con la diferencia que éstas tienen una menor cantidad de líquido en el bulbo de tal manera que a condiciones de operación, éste se evapora por completo y en el caso de existir un sobrecalentamiento, la presión interna del bulbo no aumentará en forma considerable y de este modo se evitará la sobrealimentación que sucede con las válvulas convencionales.

Válvulas de expansión de carga cruzada.- Son de la misma naturaleza que las VET comunes, con la diferencia de que el bulbo de estas contiene un líquido de diferentes propiedades al refrigerante que está en el sistema; todo esto debido a que, para temperaturas bajas de operación, la variación de temperatura para un mismo rango de presiones es mucho mayor que a temperaturas altas, lo que ocasiona un mayor sobrecalentamiento en el evaporador y la consiguiente pérdida de eficiencia del sistema. Lo anteriormente descrito se puede observar en el gráfico siguiente:

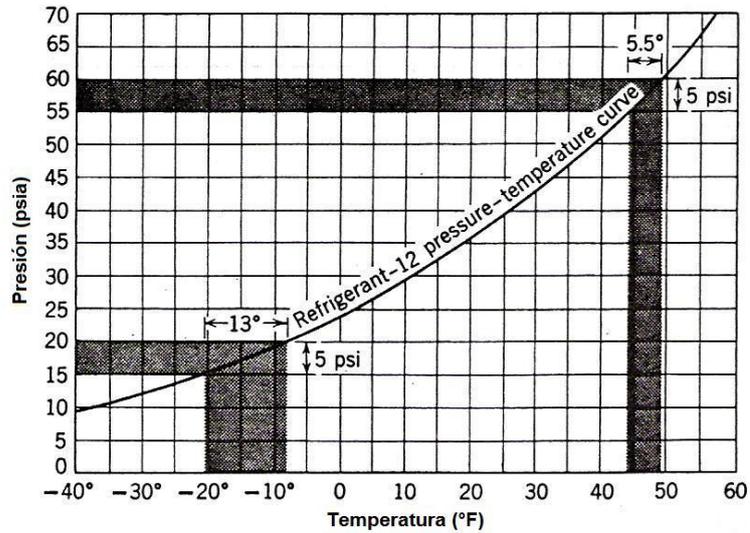


Fig. 2.41 Variación del rango de temperatura en función del rango de presión.

Del grafico anterior es claramente deducible que para aplicaciones de baja temperatura, el bulbo debe contener un líquido que tenga un punto de ebullición mas bajo que el refrigerante que circula por el sistema. Estas válvulas deben su nombre a que las gráficas presión temperatura tanto del refrigerante como del líquido contenido en el bulbo se cruzan, tal como se muestra a continuación:

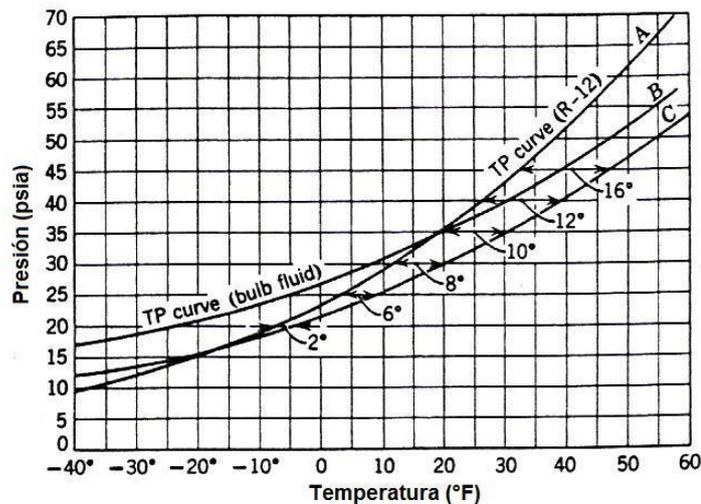


Fig. 2.42 Comparación entre el comportamiento del refrigerante y el líquido del bulbo.

En el gráfico, la curva A representa a la curva de propiedades del refrigerante mientras que la curva B es la del líquido del bulbo. Obsérvese que se ha trazado una tercera curva C la que corresponde a la temperatura necesaria para mantener un sobrecalentamiento constante en el evaporador; la diferencia entre la curva C y A es el valor del sobrecalentamiento que se tiene en el evaporador según varía la temperatura de operación. Ya que el sobrecalentamiento en el bulbo es alto para temperaturas altas de operación, este tipo de válvulas previene la sobrealimentación del sistema.

Válvula de expansión térmica eléctrica.- Es una válvula de aguja controlada por un sensor que puede responder a cambios de voltaje que son función de los cambios de presión o de temperatura que suceden en el refrigerante. Debido a que el sensor de la válvula solo responde a estímulos eléctricos, puede ser utilizada para cualquier tipo de refrigerante excepto amoníaco.

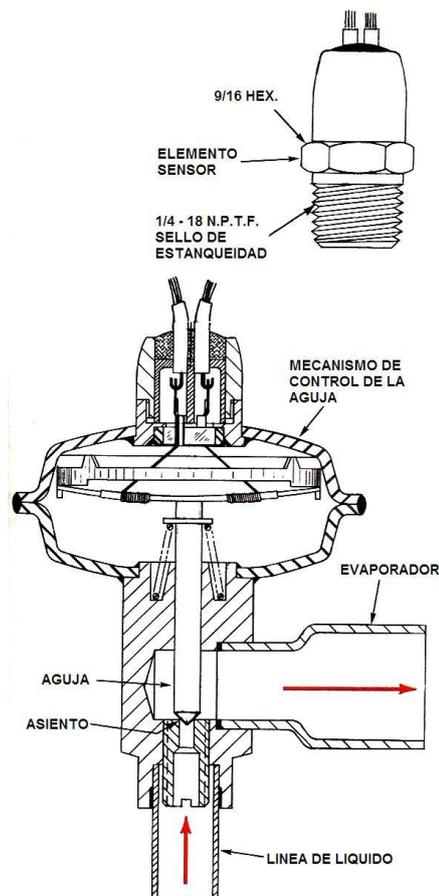


Fig. 2.43 Válvula de expansión térmica eléctrica

2.3.4.2.3 Localización de la válvula de expansión.

Es necesario instalar la válvula de expansión lo más cerca posible del evaporador, con el fin de evitar cualquier restricción en la tubería y que el refrigerante absorba calor únicamente de la carga refrigerante. En el caso de tener una válvula de carga líquida, la posición de la válvula al momento de instalarla no tiene mucha importancia; sin embargo, las de carga de gas deben estar ubicadas preferentemente con el cabezal hacia arriba además de que el cuerpo de la válvula debe estar más caliente que el bulbo.

2.3.4.2.4 Distribuidor del bulbo remoto.

En sistemas compactos, el bulbo está localizado inmediatamente a la salida del evaporador, mientras que en los sistemas de bulbo remoto se requiere que el bulbo esté a la salida del evaporador, de preferencia dentro del espacio refrigerado.

La disposición del bulbo debe ser a lo largo del tubo. Si el tubo de succión es de un diámetro externo mayor a 7/8 plg, el bulbo debe ir ubicado entre las 4 y las 8 y en algunos casos, el bulbo puede ser ubicado dentro de la tubería cuando el sobrecalentamiento es pequeño; si el diámetro es menor a 7/8 plg, el bulbo deberá ser puesto en la parte superior de la tubería. El bulbo deberá ser sujeto al tubo mediante grapas, abrazaderas o algún medio que lo asegure firmemente y permita el flujo de calor desde el tubo hacia el bulbo. Adicionalmente, es necesario aislar térmicamente el bulbo del exterior, de manera que no sea afectado por temperaturas externas.

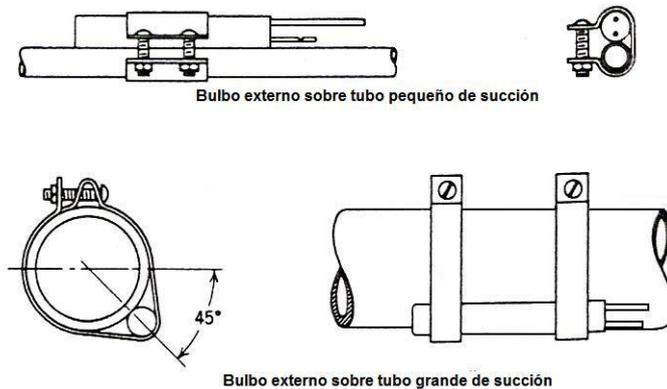


Fig. 2.44 Localización del bulbo remoto de la válvula de expansión.

2.3.4.2.5 Especificación y selección de la válvula de expansión.

Para poder seleccionar correctamente la válvula de expansión para un sistema determinado, es necesario tomar en cuenta la naturaleza y tamaño de la carga refrigerante, además del tipo de bulbo que tendrá, la caída de presión que exista en el evaporador, el tamaño de las conexiones y demás accesorios.

La válvula de expansión termostática juega un papel muy importante dentro del sistema de refrigeración ya que es la encargada de realizar la caída de presión necesaria para lograr el efecto refrigerante. Por esta razón, se ha desarrollado un procedimiento que garantiza que ésta se encuentre funcionando dentro de las condiciones más adecuadas.

Como ya se ha mencionado, el sobrecalentamiento juega un papel muy importante dentro del sistema de refrigeración ya que afecta directamente a la eficiencia del sistema por lo que es necesario que la válvula esté correctamente calibrada. Para lograr esto existen dos métodos: el **método presión-temperatura**, consiste en medir la presión en el punto donde está ubicado el bulbo sensor y, mediante una tabla presión temperatura, transformar dicha presión a su temperatura de saturación equivalente para restarla luego de la temperatura medida en el mismo punto. Por otra parte, el **método de dos temperaturas** consiste en medir la temperatura sobre el evaporador, hasta dos tercios de la longitud del mismo, para luego medir la temperatura existente en el punto donde se encuentra ubicado el bulbo sensor con lo cual, de la resta de

la primera de la segunda se tendrá el valor del sobrecalentamiento. Debido a que el segundo método solamente aproxima la temperatura de saturación, se debe evitar en lo posible hacer uso de él.

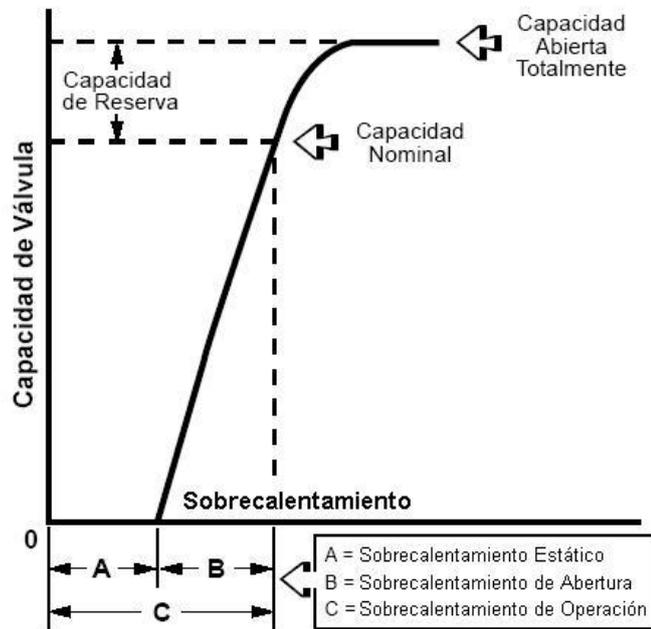


Fig. 2.45 Gradiente de válvula.

El diagrama de gradiente de válvula (Fig. 2.45) ayuda a la comprensión de los tipos de sobrecalentamiento existentes. El **sobrecalentamiento estático** es la cantidad de sobrecalentamiento necesario para equilibrar las presiones de resorte y del evaporador con la del bulbo de modo que cualquier presión adicional producirá la abertura de la válvula. El **sobrecalentamiento de abertura** es aquel que permite que la válvula se retire de su asiento para de este modo permitir que el refrigerante ingrese al evaporador. A la suma de estos dos sobrecalentamientos se lo denomina **sobrecalentamiento de operación**.

La cantidad de sobrecalentamiento de operación determinará la longitud del evaporador que se encuentra inundada de refrigerante y, en consecuencia, la eficiencia que tendrá este dispositivo. Por este motivo, al manipular este grado

de sobrecalentamiento se podrá también manipular la eficiencia del evaporador.

2.3.5 TUBERÍAS Y ACCESORIOS.

A más de los elementos anteriormente mencionados, los sistemas de refrigeración necesitan de accesorios y otro tipo de componentes que, sumados a los que obligatoriamente deben constar en los sistemas de refrigeración, ayudarán a conservar en buen estado los componentes de sistema y mejorarán el rendimiento de cada uno de ellos y del sistema en general.

2.3.5.1 Tuberías.

Son una parte fundamental dentro del sistema de refrigeración ya que son el vínculo que une a cada uno de los dispositivos que conforman el circuito. De la correcta selección del material, dimensiones, localización y posibles fallos de la tubería dependerá gran parte del correcto desempeño que tenga el sistema en general.

2.3.5.1.1 Materiales.

El material del cual están fabricadas las tuberías depende de varios factores, principalmente de que no exista algún tipo de afinidad química entre la tubería y el refrigerante de modo que reaccionen entre ellos.

Generalmente, el cobre es el metal más usado para las aplicaciones de refrigeración debido a que no reacciona con la mayoría de refrigerantes excepto el amoníaco, es muy resistente a la corrosión, tiene una gran maleabilidad por lo que se adapta a cualquier forma que tenga el circuito, además de ser más liviano que el resto de materiales. Otros materiales comúnmente usados son el hierro dulce y el acero, principalmente en sistemas de gran capacidad donde se necesita tener rigidez en las tuberías, debido a las distancias que recorren, los mismos que por lo general funcionan con amoníaco.

2.3.5.1.2 Dimensiones.

Es importante el dimensionar correctamente a las tuberías en los sistemas de refrigeración ya que del buen diseño que éstas tengan dependerá en gran parte el buen funcionamiento del sistema en general. Los factores más importantes en el dimensionamiento de tuberías es la pérdida de presión a través de ella y la velocidad con la que atraviesa el fluido, las mismas que aseguran un correcto rechazo de calor y arrastre de aceite respectivamente.

Para poder estimar de una manera cuantitativa la capacidad de una tubería de refrigerante para permitir el correcto arrastre del aceite sin que existan pérdidas excesivas de presión, se han desarrollado algunas tablas que muestran los valores mínimos de capacidad del sistema de refrigeración en función de los tamaños de la tubería.

2.3.5.1.3 Uniones.

Las uniones que existen entre las tuberías de los sistemas de refrigeración dependen del material de la tubería, las dimensiones y de las presiones a las cuales trabaja el sistema. Por lo general existen varios tipos de unión entre tuberías como son: enroscadas, embridadas, acampanadas, soldadas eléctricamente y soldadas con aporte de material.

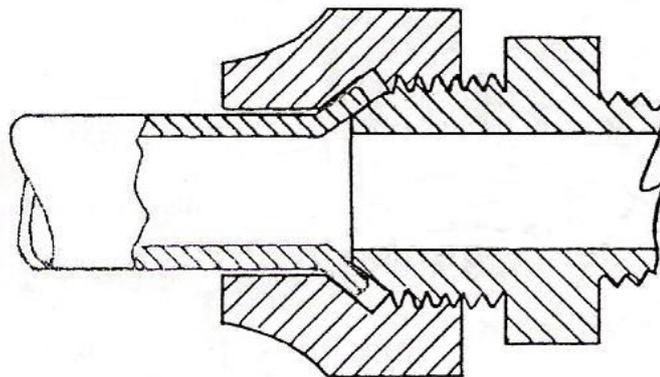


Fig. 2.46 Conexión típica de tubería.

Para nuestro caso, las uniones roscadas y soldadas son la mejor opción en cuanto a unión de tubería se refiere.

2.3.5.1.4 Localización.

Las tuberías deberían localizarse de manera que no sean un peligro para los operadores ni obstruyan el paso o interfieran de algún modo en el rendimiento del sistema; además, las tuberías deben permitir el fácil acceso hacia los demás componentes para poder realizar el mantenimiento o la inspección respectivos.

Para una mejor identificación de los diferentes tipos de tuberías y los contenidos que poseen, se ha desarrollado una normativa que, en base a un color determinado, identifica a cada una de las tuberías que están dentro del sistema.

2.3.5.1.5 Vibración y ruido.

Las vibraciones dentro de las tuberías no son propiamente ocasionadas por éstas, sino que son transmitidas de otros elementos, como es el caso del compresor, las mismas que en ocasiones son amplificadas dentro de la tubería provocando ruido excesivo y hasta posibles fallas.

Para evitar estas vibraciones, se han desarrollado varios métodos de amortiguamiento de las vibraciones, uno de ellos es el de realizar ciertos dobleces sobre la tubería de succión y de descarga con el fin de que dichos dobleces actúen como resortes absorbiendo la vibración que produce el compresor, esto para tuberías de cobre. En el caso de las tuberías de acero u otro material que sea rígido, la solución más adecuada es la instalación de eliminadores de vibración, que no son otra cosa más que una tubería maleable recubierta de una cubierta tejida de alambre de bronce, la cual le da más resistencia a la tubería maleable; este eliminador absorbe las vibraciones del compresor en forma de desplazamientos y deformaciones de modo que la tubería rígida no se ve afectada por dichas vibraciones.

2.3.5.2 Intercambiadores de calor.

Es un dispositivo adaptado antes de la tubería de succión el mismo que intercambia calor entre el vapor que sale del evaporador y el líquido que sale del condensador. Su función principal es evitar la llegada de vapor húmedo a la succión por medio del intercambio de calor con el líquido que está a mayor temperatura. Adicionalmente, este dispositivo provoca un subenfriamiento en el líquido que va a la válvula de expansión lo que significa un aumento en la eficiencia del sistema.

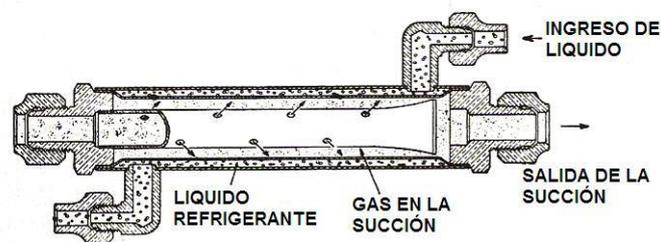


Fig. 2.47 Intercambiador de calor.

2.3.5.3 Separadores de aceite.

Son filtros que se utilizan en los sistemas para evitar la acumulación de aceite en cualquier parte que no sea el compresor. Estos filtros separadores son localizados comúnmente en la tubería de descarga ya que el refrigerante tiene una mayor cantidad de aceite cuando acaba de salir del compresor.

De acuerdo a su construcción, existen dos tipos de separadores de aceite: los de choque y los de enfriador. Los separadores de choque aprovechan la velocidad que lleva el refrigerante y lo hacen pasar a través de una serie de deflectores en forma de cedazos, los mismos que hacen que el aceite se quede adherido en su superficie y luego, por acción de la gravedad, se deposite en el fondo del separador para ser luego regresado al cárter del compresor; los separadores de tipo enfriador son una especie de condensadores que lo que hacen es circular el refrigerante por un cilindro el cual contiene una serie de tubos por los que circula agua fría de modo que el aceite es condensado sobre

los tubos y se deposita en el fondo del cilindro para finalmente ser regresado de nuevo al cárter.

2.3.5.4 Indicadores de líquido.

Los indicadores de líquido sirven para saber si existe una cantidad suficiente de líquido refrigerante en el sistema. Su funcionamiento se basa en la apreciación visual de la corriente del refrigerante que pasa por dentro de la tubería; si esta corriente presenta un burbujeo quiere decir que la cantidad de refrigerante es insuficiente o que existe una excesiva caída de presión que está provocando el evaporamiento prematuro del refrigerante.

2.3.5.5 Filtros secadores.

Los filtros secadores son elementos que sirven para eliminar la humedad que el refrigerante gana del medio. Su funcionamiento se basa en la absorción de la humedad mediante sustancias químicas, como el silica gel, que son depositadas dentro de una cámara por la cual circula el refrigerante, eliminando la humedad por medio de los químicos.

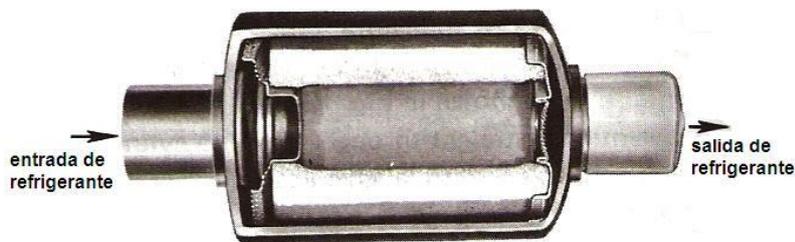


Fig. 2.48 Filtro secador.

2.3.5.6 Válvulas de desahogo de presión.

Son válvulas que sirven para evitar que existan sobrecargas de presión en zonas en las que se trabaja a presiones altas. Estas válvulas permiten el desahogo de la presión mediante la igualación de la presión interna con la del medio exterior o cualquier otra presión que sea segura para su manipulación,

mediante un tubo respiradero. En algunas ocasiones, en lugar de las válvulas de desahogo de presión se usan tapones fusibles, que son tapones enroscables que se colocan en los sitios de alta presión, los mismos que están llenos de un material que tiene la propiedad de fundirse a la temperatura y presión críticas que puedan producirse en el sistema.

2.3.5.7 Válvulas Solenoide.

Son válvulas accionadas mediante un mecanismo de cierre magnético, el cual a través de una bobina que está sujeta a una compuerta vence la fuerza de un resorte que está anexado a dicha bobina y abre o cierra el paso del fluido a través de ella. Generalmente se las instala en la línea de líquido antes de la válvula de expansión para evitar la sobrecarga del evaporador cuando éste va a permanecer inactivo por periodos prolongados de tiempo.

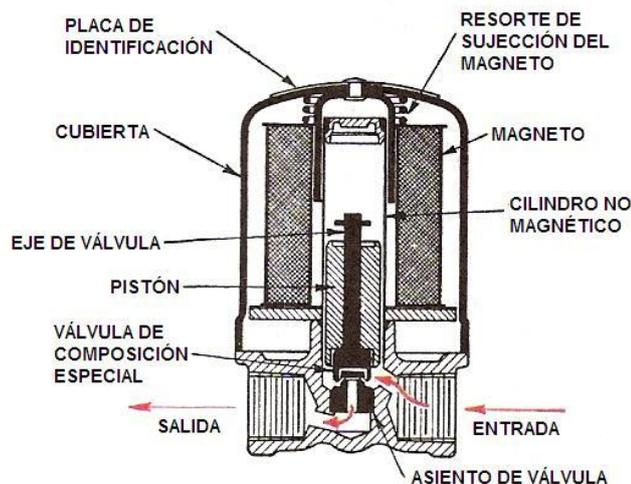


Fig. 2.49 Válvula solenoide.

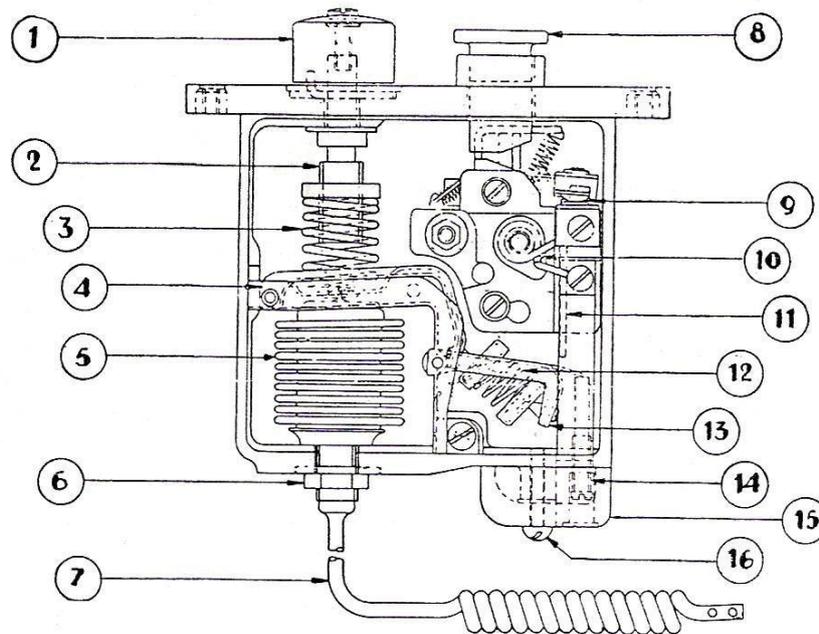
2.3.5.8 Freno Prony.

El freno prony es un dispositivo mecánico utilizado para la medición de la potencia de un motor. Consiste de un eje sobre el cual gira libremente el motor, el mismo que tiene sujeto un brazo de palanca acoplado a un freno que está limitado su movimiento por un dinamómetro.

2.3.6 INSTRUMENTACIÓN DE CONTROL.

2.3.6.1 Termostatos.

Es un sensor térmico que, en función de las temperaturas de operación del sistema, conecta o desconecta al compresor para evitar posibles daños ya sea en éste o en el resto de componentes mecánicos del sistema.



Termostato de bulbo con protección de máxima intensidad.

- | | |
|---|---|
| 1. Regulador de temperatura. | 9. Contactor de plata. |
| 2. Tornillo regulador de temperatura. | 10. Bobinas térmicas de sobrecarga. |
| 3. Resorte. | 11. Válvula de impulsión. |
| 4. Palanca de accionamiento. | 12. Resorte. |
| 5. Fuelle metálico. | 13. Palanca acodada. |
| 6. Tuerca de sujeción del tubo capilar. | 14. Tornillo regulador del diferencial. |
| 7. Tubo capilar. | 15. Tapa de los terminales. |
| 8. Botón interruptor y reposición del disparo de máxima intensidad. | 16. Tornillo de fijación de la tapa. |

Fig. 2.50 Termostato.

2.3.6.2 Presostatos.

Son sensores de presión que sirven para asegurar el que el compresor trabaje única y exclusivamente dentro de un rango aceptable de presiones.

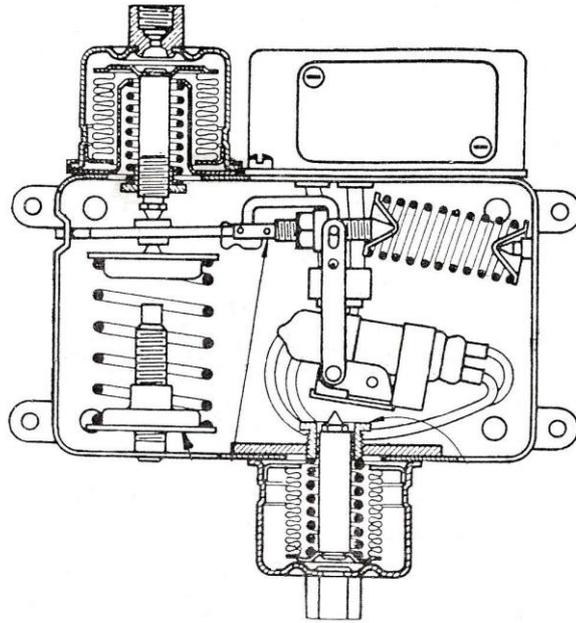


Fig. 2.51 Presostato.

2.3.6.3 Termocuplas.

Son sensores eléctricos de medición de temperatura. Constan de dos alambres soldados en un extremo los cuales van unidos a un sistema de amplificación de señal. El principio de funcionamiento de las termocuplas es el efecto Seebeck, que a su vez se compone de dos efectos: el efecto Thomson y el efecto Peltier. El efecto Thomson dice que cuando existe una diferencia de temperaturas en un material conductor, se produce una fuerza electro motriz (FEM) sobre dicho conductor; Mientras que el efecto Peltier dice que cuando se unen dos materiales conductores de diferentes propiedades físicas produce una FEM a través de la unión. Las diferentes combinaciones de materiales conductores determinan los diferentes tipos de termocuplas existentes, siendo las más utilizadas en la industria las siguientes:

Tabla 2.2 Tipos de Termocuplas.

Tipo	Denominación	Composición y símbolo	Rango de temperaturas	Diámetro del alambre	F.e.m. (mV)
B	Platino-rodio 30% vs. platino-rodio 6%	PtRh 30% - PtRh 6%	0 a 1.500 (1.800)	0,35 y 0,5 mm	0 a 10,094 (13,585)
R	Platino-rodio 13% vs. platino	PtRh 13% - Pt	0 a 1.400 (1.700)	0,35 y 0,5 mm	0.16,035 (20,215)
S	Platino-rodio 10% vs. platino	PtRh 10% - Pt	0 a 1300 (1.600)	0,35 y 0,5 mm	0... 13,155 (15,576)
J	Hierro vs. Constatán	Fe - CuNi	-200 a 700 (900) -200 a 600 (800)	3 mm 1mm	-7.89 a 39,130 (51,875) -7.89 a 33,096 (45,498)
K	Niquel-cromo vs. níquel (Chromel vs. Alumel)	NiCr - Ni	0 a 1000(1.300) 0 a 900 (1.200)	3 ó 2 mm 1,38 mm	0 a 41,269 (52,398) 0 a 37,325 (48,828)
T	Cobre vs. constatan	Cu - CuNi	-200 a 700 (900)	0,5 mm	-5,60 a 14,86 (20,86)
E	Niquel-cromo vs. constatan (Chromel vs. Constatán)	NiCr - CuNi	-200 a 600 (800)	3 mm	-9,83 a 53,11 (68,78) -8,83 a 45,08 (61,02)

CAPÍTULO 3

BANCO DE REFRIGERACIÓN DEL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA

Con todo lo anteriormente descrito, estamos ya en capacidad de hacer un estudio detallado de todo lo concerniente al banco de refrigeración del laboratorio de Termodinámica.

El banco de refrigeración que será objeto de nuestro análisis, tiene las siguientes características:

Marca:	Tecquipment
Procedencia:	Inglaterra
Año de fabricación:
Modelo:	TD30 026
Características técnicas:	60Hz 220v trifásico 60A

El banco de refrigeración TD30 026 es un equipo de refrigeración de tipo didáctico, el mismo que fue originalmente concebido para su funcionamiento con el refrigerante R12, ya que en esa época era el refrigerante comúnmente usado en sistemas pequeños.

El banco de refrigeración TD30 026 funciona dentro de un sistema que tiene dos usos: el enfriamiento de líquido (glicol) dentro de un intercambiador de calor de tubos y carcasa; y, el acondicionamiento de aire para el cuarto de pruebas y simulaciones climáticas.

3.1 ESTUDIO DE LOS COMPONENTES.

El ciclo de refrigeración que posee nuestro equipo es del tipo vapor compresión con intercambiador de calor, el mismo que para su correcto funcionamiento dispone de los siguientes componentes:

- I. Compresor reciprocante semihermético.
- II. Motor eléctrico trifásico.
- III. Dinamómetro.
- IV. Condensador tipo carcasa.
- V. Medidor de flujo tipo rotámetro para el circuito de agua.
- VI. Intercambiador de calor.
- VII. Filtro secador de refrigerante.
- VIII. Válvula de expansión termostática.
- IX. Intercambiador de calor tipo carcasa (chiller).
- X. Regulador de presión de refrigerante.
- XI. Bomba de glicol.
- XII. Medidor de flujo tipo rotámetro para el circuito de glicol.

XIII. Tanque reservorio de glicol.

XIV. Termostato de seguridad del glicol.

XV. Termostato del glicol.

XVI. Presostato de alta y baja presión.

XVII. Resistencias de calentamiento del glicol.

XVIII. Válvula de flujo tipo solenoide.

Además de los componentes antes mencionados, el sistema de refrigeración posee varias termocuplas tipo J ubicadas a lo largo del sistema para poder medir las temperaturas que son necesarias al momento de analizar el funcionamiento del sistema de refrigeración, las mismas que tienen la siguiente posición y nomenclatura:

Nombre	Denominación
T1	Temperatura del agua a la entrada del condensador.
T2	Temperatura del agua a la salida del condensador.
T3	Temperatura de refrigerante liquido a la entrada del intercambiador.
T4	Temperatura de refrigerante liquido a la salida del intercambiador.
T5	Temperatura de refrigerante liquido a la salida del rotámetro.

T6	Temperatura de refrigerante líquido a la entrada de la VET.
T7	Temperatura de refrigerante líquido a la salida de la VET.
T8	Temperatura de refrigerante gaseoso a la salida del chiller.
T9	Temperatura de refrigerante gaseoso a la entrada al intercambiador.
T10	Temperatura de refrigerante gaseoso a la salida al intercambiador.
T11	Temperatura de refrigerante gaseoso a la descarga del compresor.
T12	Temperatura del glicol a la entrada al reservorio.
T13	Temperatura del glicol a la salida del reservorio.
T14	Temperatura del glicol a la entrada del chiller.
T15	Temperatura del glicol a la salida del chiller.
T16	Temperatura del refrigerante gaseoso al retorno del experimento.

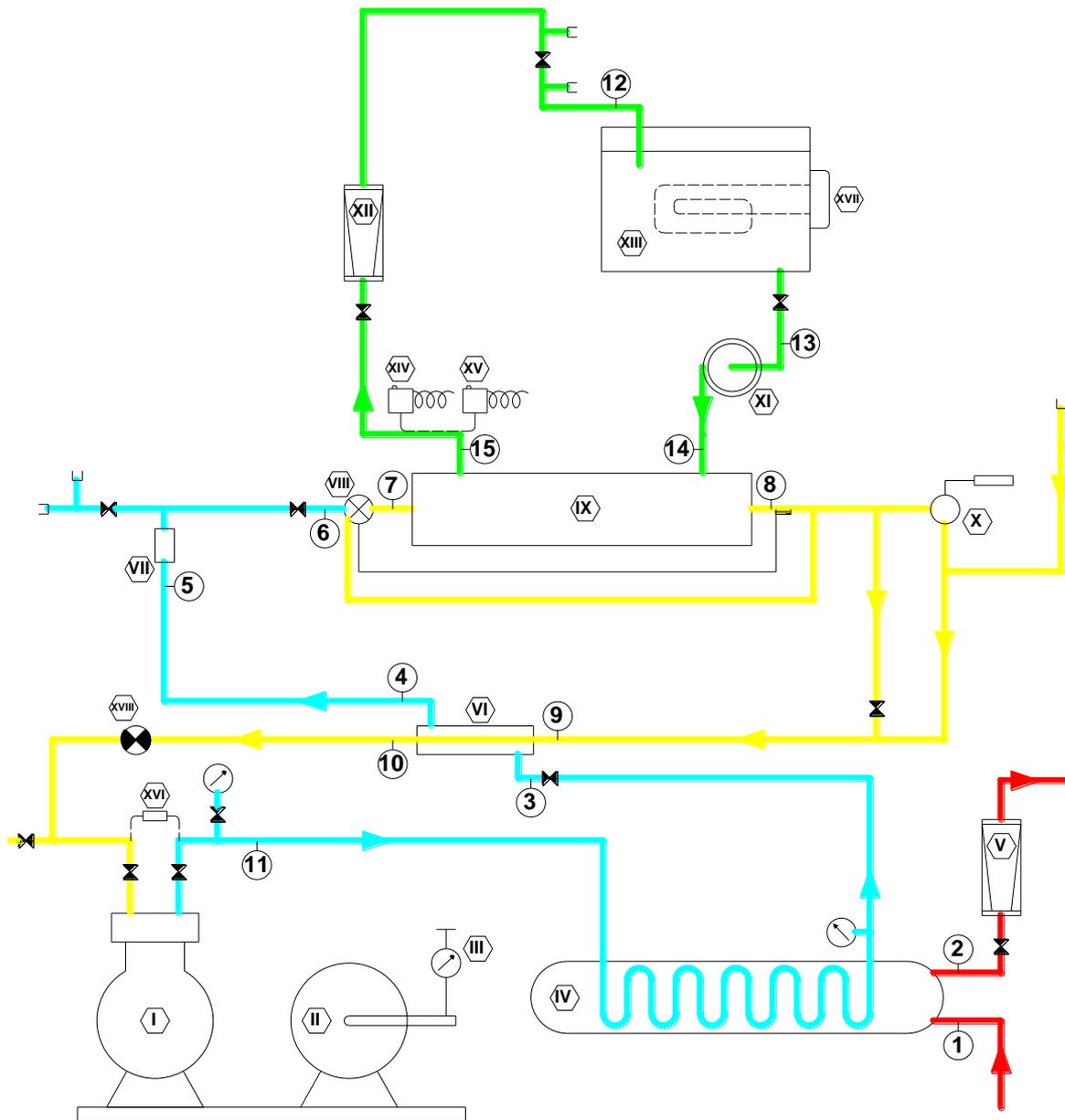


Fig. 3.1 Diagrama esquemático del equipo de refrigeración del laboratorio de Termodinámica.

3.1.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.

Debido a la configuración del sistema de refrigeración del laboratorio de Termodinámica y a los diferentes puntos de referencia que se tiene en las temperaturas y presiones, es importante elaborar un procedimiento adecuado de análisis e interpretación de datos obtenidos en las prácticas, el cual procederemos a detallar a continuación:

1. Obtener los datos de todas las temperaturas (T1 a T16) así como las presiones, los caudales y el torque que son susceptibles de medición.
2. Ubicar el punto de vapor sobrecalentado de alta presión **D'** mediante la localización, sobre un diagrama P – h, de la temperatura de descarga del compresor (T11) y la presión de descarga del mismo².
3. Del mismo modo, ubicar el punto de vapor sobrecalentado de baja presión **C'''** sobre el mismo diagrama pero haciendo uso de la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador (T10) y la presión de succión del compresor³.
4. Ubicar el punto de refrigerante después de la válvula de expansión **B'** mediante la entalpía correspondiente a la temperatura de líquido antes de la válvula de expansión (T6) y la presión correspondiente a la temperatura después de la válvula de expansión (T7).
5. Ubicar el punto de refrigerante a la salida del chiller **C'** mediante la temperatura a la salida del chiller (T8) y la pérdida de presión a través del chiller.
6. Ubicar el punto de líquido a la salida del condensador **A** mediante la temperatura del refrigerante líquido a la entrada al intercambiador (T3) y la presión a la salida del condensador mediante un manómetro que deberá ser adaptado en este punto.
7. Ubicar el punto de líquido a la entrada a la válvula de expansión **A'** mediante la temperatura al la entrada a la válvula de expansión (T6), y el cálculo de pérdidas de presión desde la salida del condensador (T3) hasta dicha entrada (T6).

² Para obtener una presión acorde a las tablas de R134a y R12, debemos sumar 10,8 PSI debido a la presión atmosférica en Sangolquí.

8. Calcular el efecto refrigerante (Ec. 2.2.), el calor de compresión (Ec. 2.3), el calor rechazado en el condensador (Ec. 2.4) y demás parámetros de comparación.
9. Con los datos de caudal de agua y temperaturas de entrada y salida del agua al condensador (T1 y T2), calcular el calor ganado por el agua en el condensador y compararlo con el calor cedido por el refrigerante en el condensador.
10. Con los datos de caudal de glicol y temperaturas de entrada y de salida de glicol (T14 y T15), calcular el calor ganado por el glicol en el chiller y compararlo con el calor ganado por el refrigerante en el chiller.
11. Con los resultados anteriores, calcular el coeficiente de rendimiento (Ec. 2.5), y la eficiencia térmica del sistema.
12. Con los datos del torque del motor, calcular la potencia entregada al compresor y compararla con el calor de compresión que entrega el mismo; estos valores no deben diferir en más del 5%.

De los datos anteriores, debemos comparar los rangos de presión en los cuales está funcionando el compresor y compararlos con los datos técnicos de funcionamiento del mismo y así sabremos si está trabajando dentro un rango permitido por el fabricante.

3.1.1.1 Obtención del diagrama por medio del software

El método que detallamos a continuación es el que se sugiere se debe seguir para graficar el ciclo de refrigeración mediante el software Refrigeration Utilities® v 1.0, el cual lo utilizaremos para poder graficar el ciclo de una manera más exacta que haciéndolo manualmente como en el procedimiento detallado en 3.1.1, por lo que los pasos a seguir son los siguientes:

1. Obtener los datos de todas las temperaturas (T1 a T16) así como las presiones, los caudales y el torque que son susceptibles de medición.

2. Ejecutar el programa refutil.exe e ir a la opción new y en el menú que se despliega elegir log(p) h Diagram.

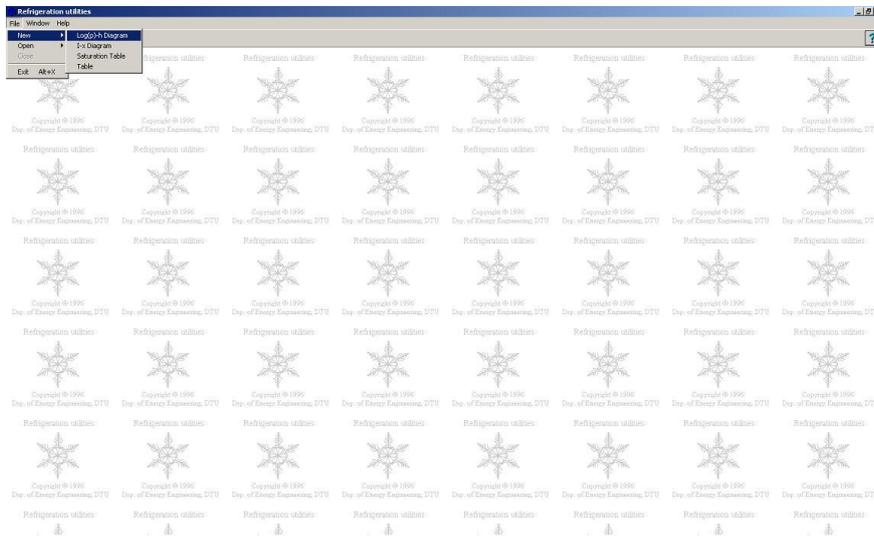


Fig. 3.2 Pantalla de Inicio del Programa Refrigeration Utilities® v 1.0.

3. A continuación se despliega un cuadro de diálogo para elegir el refrigerante sobre el cual se va a realizar el diagrama. Nosotros deberemos elegir el R12 o el R134a según sea el caso y presionar OK.

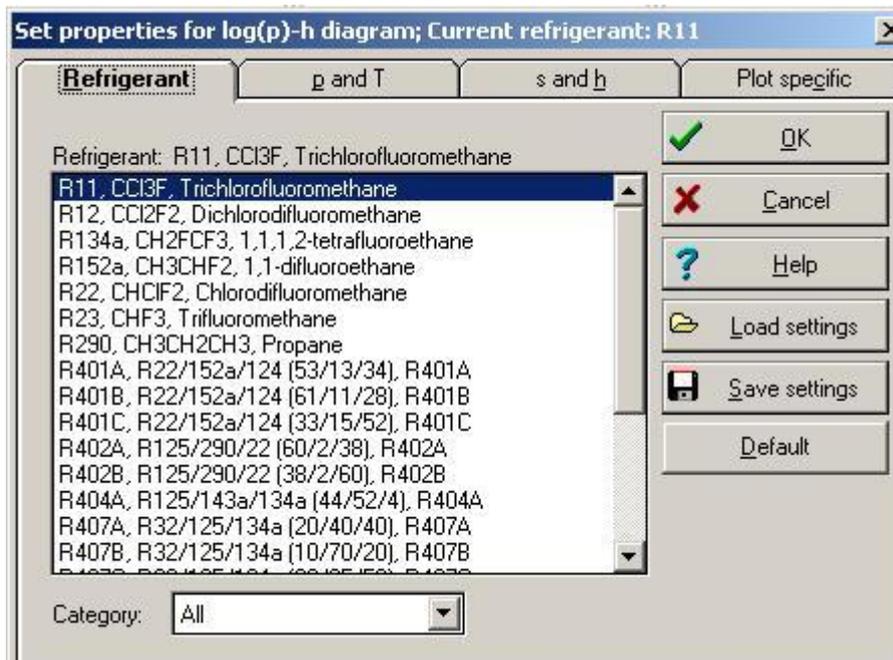


Fig. 3.3 Selección del tipo de refrigerante para el diagrama.

4. Inmediatamente después de seleccionado el refrigerante, se abre un archivo que contiene todas las curvas de propiedades constantes del refrigerante seleccionado, y ahora procedemos a seleccionar la opción Input cycle de la barra de tareas Options Input cycle o mediante el botón del mismo nombre ubicado en la parte superior en la barra de opciones.

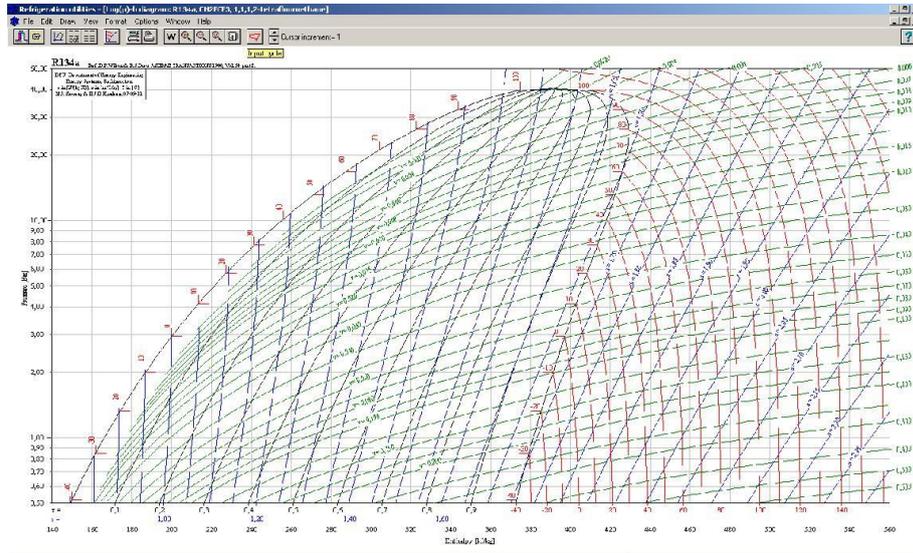


Fig. 3.4 Diagrama Presión- Entalpía en el programa.

5. En el cuadro de diálogo que se abre, seleccionar la pestaña One stage en la cual se piden algunos datos.

Fig. 3.5 Ingreso de datos en el programa.

6. Ubicar la temperatura de evaporación por medio de la temperatura T7 obtenida del banco de pruebas.
7. Ubicar la temperatura de condensación mediante el uso de una tabla presión temperatura o del mismo diagrama por medio de la presión de condensación de los datos obtenidos del banco.
8. Calcular el sobrecalentamiento mediante la diferencia de temperaturas entre T7 y T10.
9. Calcular el subenfriamiento mediante la diferencia de temperaturas entre la temperatura de condensación y la T3.
10. Calcular la caída de presión en el condensador mediante la diferencia de presiones entre la presión de descarga y la presión a la salida del mismo. Debido a la similar configuración del chiller, asumiremos el mismo valor de caída de presión para este accesorio.
11. Ubicar el mismo valor anterior de caída de presión tanto para la pérdida en las válvulas de succión como las de descarga debido a que este valor es casi despreciable en el cálculo de propiedades.
12. Calcular y ubicar la eficiencia isentrópica por medio de los valores de entropía real y la que resulta en el punto T11 (descarga del compresor).
13. Después de haber ubicado todos los datos, seleccionar el botón OK con lo que inmediatamente se dibujará el diagrama del ciclo sobre la curva presión entalpía.

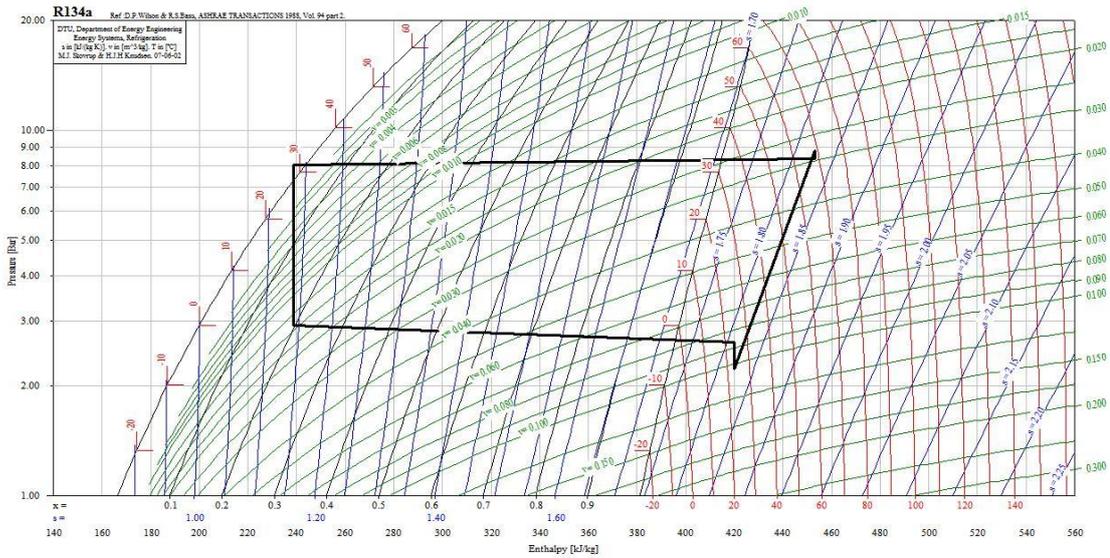


Fig. 3.6 Ciclo Vapor Compresión graficado con el programa.

3.1.2 COMPRESOR.

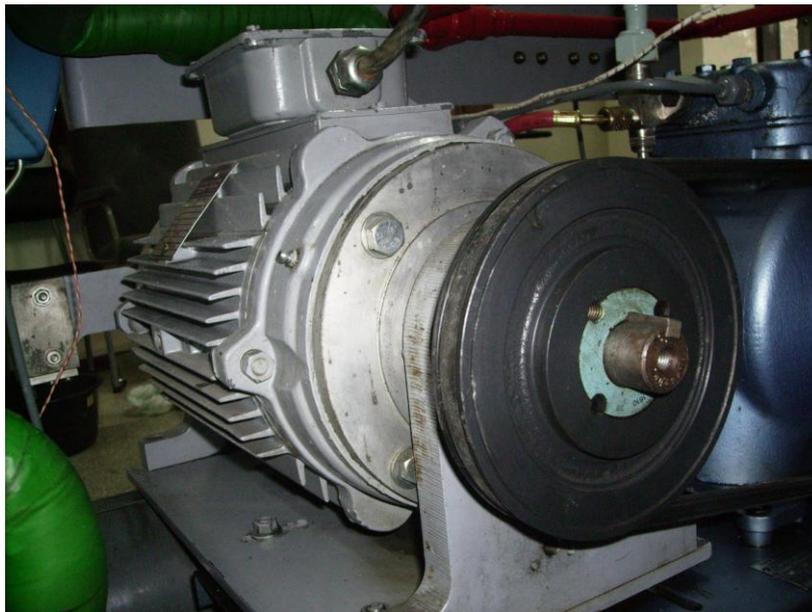
El compresor que posee nuestro sistema es de tipo semi hermético, recíprocante que funciona mediante dos pistones y de transmisión de potencia por banda, posee las siguientes características:



Marca:	Hans Goeldner Ulm/Do
Procedencia:	Alemania
Año:	N/D
Modelo:	Typ 0223 Nr: 1363
Características técnicas:	<p>Pmax: 26 bar</p> <p>n: 1450 rpm</p> <p>Q: 16,55 m³/hr</p> <p>Para R12, R22, R502 y R13b1</p> <p>Diámetro de pistón:</p> <p>Carrera:</p>

3.1.3 MOTOR ELECTRICO.

El motor eléctrico del sistema de refrigeración es trifásico, tipo jaula de ardilla, acoplado a un freno de tipo Prony, aleteado y enfriado por aletas y con las siguientes características:



Marca:	Brook Crompton Parkinson
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	B244206
Características técnicas:	P: 3 Kw trifásico n: 1460 rpm 220 v 12 A 60 Hz

3.1.4 DINAMÓMETRO.

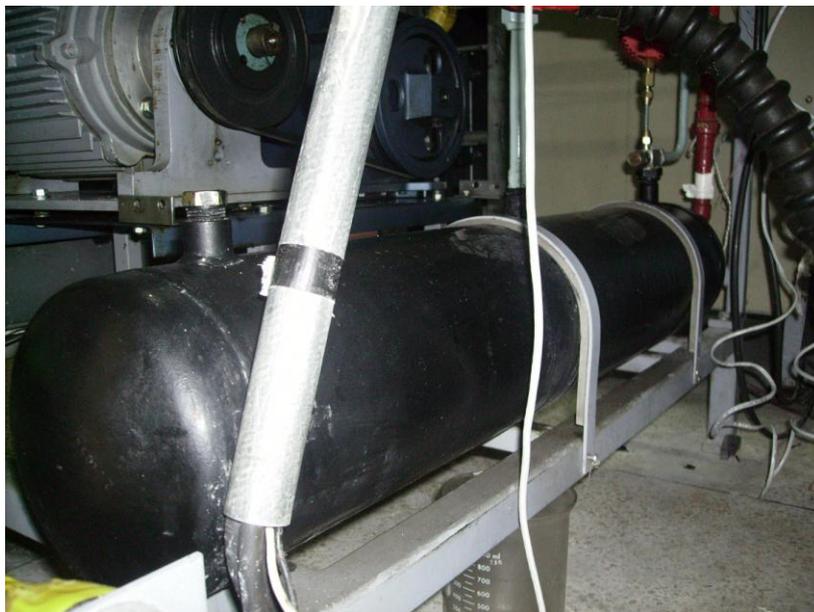
El dinamómetro que posee el equipo de refrigeración es de tipo fuelle y se encuentra acoplado a un brazo de palanca, que a su vez está anexo a un freno Prony, y posee las siguientes características:



Marca:	TecQuipment
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	TH 2222
Características técnicas:	Medición en sistema: SI Rango: de 0 a 19 Nm Apreciación: 0.1 Nm

3.1.5 CONDENSADOR.

El condensador que tenemos en el equipo es de tipo tubos y carcasa, enfriado mediante agua.



Marca:	N/D
Procedencia:	N/D
Año:	N/D
Modelo:	N/D
Características técnicas:	N/D

3.1.6 MEDIDOR DE FLUJO PARA EL CIRCUITO DE AGUA.



Marca:	GEC - Marconi
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	TM – 24, para agua a 20 °C
Características técnicas:	Medición en sistema: SI Rango: de 40 a 330 ml/s Apreciación: 10 ml/s

3.1.7 INTERCAMBIADOR DE CALOR.



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	HE – 4.0 15D0008
Características técnicas:	N/D

3.1.8 FILTRO SECADOR.



Marca:	Alco
Procedencia:	Estados Unidos
Año:	N/D
Modelo:	EK 164
Características técnicas:	Compatible con CFC's, HCFC's y HFC's Presión de servicio: 500 PSI

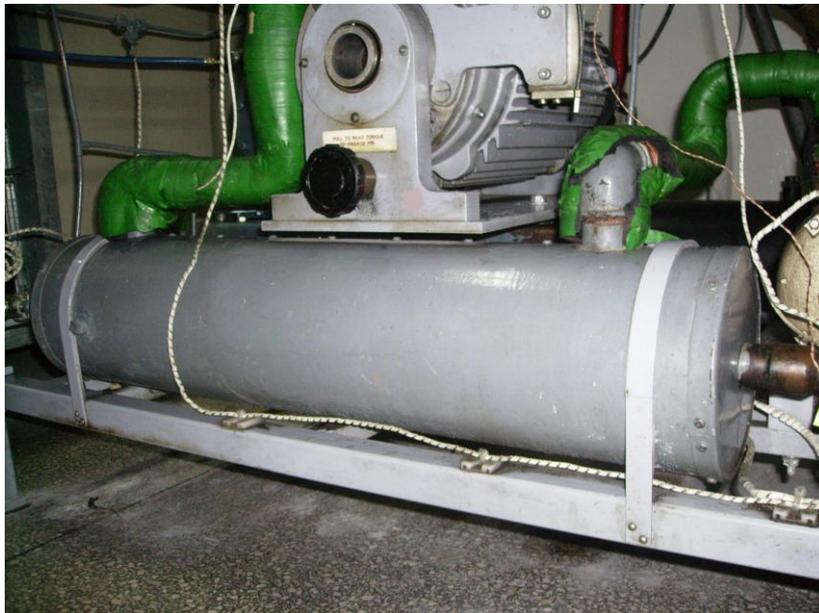
3.1.9 CONTROL DE REFRIGERANTE.

La válvula de control de refrigerante es de tipo VET, la que posee las siguientes características:



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	R12 TEF 5
Características técnicas:	-40 °C – 10 °C

3.1.10 EVAPORADOR DE REFRIGERANTE.



Marca:	Dunham Bush
Procedencia:	Inglaterra
Año:	1978
Modelo:	OH 33 A 78/16
Características técnicas:	Máxima presión de trabajo: Refrigerante: 300 PSI Líquido: 100 PSI

3.1.11 REGULADOR DE PRESIÓN DE REFRIGERANTE.



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	N/D
Características técnicas:	Tipo CPP De 0 a 6 bar Max. Presión de prueba: 25 bar

3.1.12 BOMBA DE GLICOL.



Marca:	Boss Pump
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	1 SMA – 2
Características técnicas:	Q: 26 gal/min H: 34 pies N: 280 rpm Acoplada a un motor eléctrico Brook Crompton Parkinson Motors.

3.1.13 MEDIDOR DE FLUJO PARA EL GLICOL.



Marca:	GEC – Marconi
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	TM – 35
Características técnicas:	<p>Medición en sistema: SI</p> <p>Rango: de 80 a 800 ml/s</p> <p>Apreciación: 20 ml/s</p> <p>Para solución de etilenglicol</p>

3.1.14 TANQUE RESERVORIO DE GLICOL.



Marca:	N/D
Procedencia:	N/D
Año:	N/D
Modelo:	N/D
Características técnicas:	N/D

3.1.15 TERMOSTATO DE SEGURIDAD DEL GLICOL.



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	MP 73
Características técnicas:	Diferencial de temperatura de 2.5 °C a 13.5 °C Rango de medición de 8 °C a -15 °C

3.1.16 TERMOSTATO DEL GLICOL.



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	RT 7
Características técnicas:	Diferencial de temperatura de -25 °C a 15 °C Rango de medición de 15 °C a -25 °C

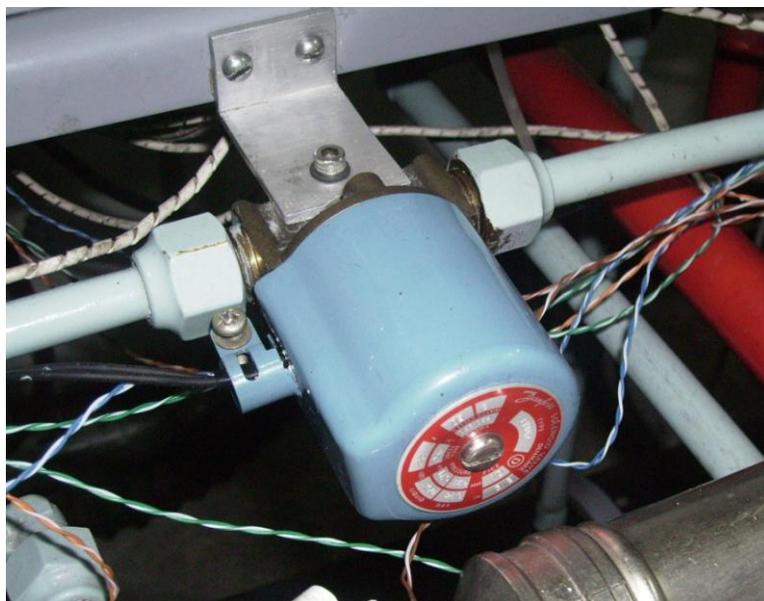
3.1.17 PRESOSTATO DE ALTA Y BAJA PRESIÓN.



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	KP
Características técnicas:	Rango de funcionamiento de baja: de 0 PSI a 100 PSI Rango de funcionamiento de alta: de 85 PSI a 455 PSI Rango de diferencial de presiones: de 15 PSI a 35 PSI

3.1.18 RESISTENCIAS DE CALENTAMIENTO DE GLICOL.

Marca:	Santon
Procedencia:	Inglaterra
Año:	N/D
Modelo:	DO. 1216
Características técnicas:	Trifasico, corriente alterna Potencia 12 kW Desde 400 V a 440 V



Marca:	Danfoss
Procedencia:	Dinamarca
Año:	N/D
Modelo:	EVJD10
Características técnicas:	Rango de funcionamiento: 230 V a 250 V 8 W 50 ciclos Orificio de 10 mm o 3/8 plg Max temp: 50 °C Presión admisible: 250 PSI, liquido o gas.

3.1.19 V
Á
L
V
U
L
A

S
O
L
E
N
O
I
D
E
.

3.2 A

NÁLISIS DEL ESTADO ACTUAL.

El equipo de refrigeración del laboratorio de Termodinámica fue cambiado de refrigerante y consecuentemente de aceite pero sin haber hecho un estudio previo ni tampoco un procedimiento adecuado para realizar dicha reconversión, más aún, no se cambiaron elementos que como hemos visto son fundamentales en este tipo de procesos de reconversión.

Adicionalmente, al momento de ponerlo en funcionamiento, notamos que el sistema se encontraba totalmente descargado, esto debido a que la presión en la succión era inferior a la presión atmosférica.

Entre algunos inconvenientes que encontramos actualmente en el equipo, podemos destacar a los más relevantes y de mayor efecto negativo que son:

- Ausencia del rotámetro de refrigerante original del equipo, el cual aparentemente fue removido del mismo y reemplazado por un medidor de caudal electrónico.
- Ausencia de la termocupla N° 16 original del equipo la cual aparentemente fue removida o ha sido desconectada del mismo.
- Desconexión de la termocupla N° 5 original del equipo, la misma que estaba sin ningún tipo de sujeción y midiendo la temperatura de los alrededores.
- Daño en el sistema de encendido de las resistencias eléctricas que se encuentran en el reservorio de glicol.
- Obstrucción de las llaves de paso de retorno de refrigerante desde el banco de aire acondicionado.
- Fugas en el sistema de circulación de agua del condensador.
- Fugas en el sistema de circulación de refrigerante.
- Debido al escaso funcionamiento que ha tenido el equipo, el glicol no ha sido reemplazado por líquido nuevo desde hace mucho tiempo.
- Falta de lubricación en el sistema del motor y freno Prony.
- Exceso de cableado en los sensores y falta de sujeción de los mismos para evitar posibles errores en las mediciones.
- Desconexión de la válvula solenoide del sistema eléctrico.

3.2.1 PRUEBAS DE LABORATORIO Y COMPARACIÓN CON EL CICLO ORIGINAL.

Para poder realizar un método adecuado de reconversión del banco de pruebas, vamos a hacer análisis comparativos del funcionamiento del equipo en varias etapas, las cuales son como sigue:

- Prueba de funcionamiento con el sistema cargado con gas refrigerante R134a y aceite adecuado para el mismo antes de la reconversión.
- Prueba de funcionamiento con el sistema cargado con gas refrigerante R12 y aceite adecuado para el mismo antes de la reconversión.
- Prueba de funcionamiento con el sistema cargado con gas refrigerante R134a y aceite adecuado para el mismo después de la reconversión.

Para el proceso de pruebas de funcionamiento, se tomarán tres temperaturas referenciales de cada punto de medición en el sistema, tomando como referencia la nomenclatura que hemos adoptado para cada punto dentro del sistema de refrigeración.

3.2.1.1 Análisis previo.

Como hemos mencionado anteriormente, el equipo de refrigeración se encontraba totalmente descargado esto debido a que cuando se lo puso en funcionamiento, notamos que la presión de succión en el compresor era inferior a la presión atmosférica, por lo cual se procedió a cargar parcialmente el sistema con gas refrigerante para comprobar el funcionamiento del sistema y realizar una prueba de fugas en la tubería.

Una vez realizado la carga parcial, determinamos que el sistema no estaba operando de una manera adecuada debido a que una de las válvulas de expansión no tenía una temperatura superficial coherente a la que tiene una válvula que está operando correctamente además, en la línea de líquido que va desde el banco de refrigeración hacia la válvula de expansión que se encuentra

en el banco de aire acondicionado se podía apreciar que no estaba llegando líquido sino vapor a la válvula, lo cual nos dice de un comportamiento errado que tiene el banco de refrigeración.

De todo lo anterior descrito, determinamos que el sistema se encontraba con fugas de refrigerante, ya que la presión del sistema bajaba al dejarlo apagado durante un período considerable de tiempo.

Una vez corregido el problema de las fugas, notamos que el sistema por donde circula el refrigerante hacia el chiller no funciona debido a que cuando se cierra la válvula de paso de refrigerante hacia el cuarto de climatización, empieza a decaer abruptamente la presión en el lado de baja del compresor, lo que nos indica que no existe refrigerante en la tubería para que el compresor lo pueda succionar. Adicionalmente, pudimos confirmar que las resistencias eléctricas que tiene el circuito de glicol no funcionan debido a que el switch de encendido no energiza al sistema al momento de accionarlo.

Finalmente, debido a todos los inconvenientes antes mencionados, es necesario realizar todos los correctivos para que el sistema pueda funcionar.

3.2.1.2 Primera Prueba.

La primera prueba en el banco de refrigeración se la realizó el día miércoles 10 de enero de 2007 a las 9:30 AM, la cual arrojó los siguientes resultados:

Tabla 3.1 Datos obtenidos en la Primera Prueba.

	Termocuplas Equipo (°C)	Termocuplas PLC (°C)	Termómetro electrónico (°C)
T1	20.6	24	20.3
T2	21.5	24	21.6
T3	21.1	24	21
T4	21	24	21.2
T5	26.6	25	21.2
T6	23.1	25	23.4
T7	25	28	24.6
T8	26.3	29	27.5
T9	22.1	23	21.7
T10	21.3	24	21.2

T11	77.3	27	77.5
T12	30.8	63	31.6
T13	23	ND	32
T14	31.2	ND	32.2
T15	31.3	ND	32.1
T16	ND	ND	22.7
T17	NA	NA	11.3

	Equipo	PLC	Electrónico
P succión	5 psi (0.34 bar)	150 kPa (1.5bar)	NA
P descarga	80 psi (5.52 bar)	662.5 kPa (6.62bar)	NA
Q agua	125 ml/s	160 ml/s	NA
Q glicol	540 ml/s	ND	NA
Q refr	ND	46 ml/s	NA
Torque	ND	NA	NA

Graficando los datos tomados con los medidores externos sobre un diagrama P – h, tenemos los siguientes resultados:

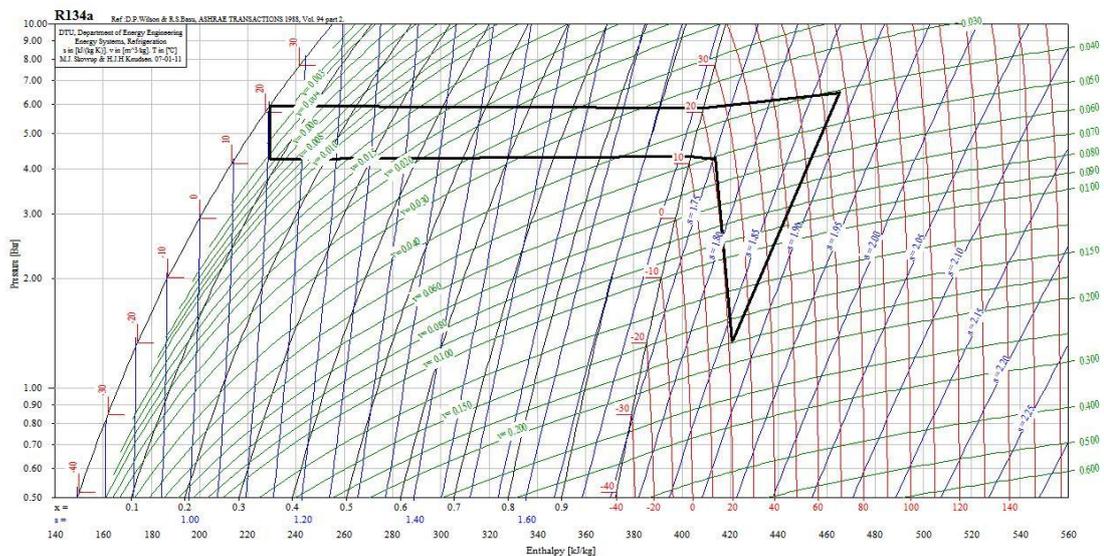


Fig. 3.7 Diagrama del Ciclo de refrigeración en el estado inicial.

Para nuestro análisis de datos de se tomó como referencia las temperaturas obtenidas con las termocuplas del equipo y las del termómetro electrónico debido a que presentan una mínima diferencia entre ellas, y la apreciación es mucho más alta para un mejor análisis del equipo.

De los gráficos anteriores, podemos deducir que el circuito de refrigeración del cuarto de climatización está operando pero, el circuito de refrigeración con el glicol no está funcionando, lo que puede tener su origen en la válvula de expansión o la válvula solenoide.

Debido a este inconveniente, debemos encontrar cual de los dos elementos es el causante de la falla del sistema de refrigeración: la válvula solenoide o la válvula de expansión termostática.

Después de varias pruebas realizadas tanto al sistema de refrigeración como al sistema eléctrico de funcionamiento, determinamos que el daño era en la válvula solenoide ya que esta se encontraba desconectada del sistema eléctrico y por tanto no operaba. Una vez conectada la válvula al sistema eléctrico del equipo, notamos que tampoco respondía cuando estaba energizada lo que nos hizo suponer de un daño en algún elemento interior a la válvula. Al analizarla detenidamente encontramos que el problema estaba en la bobina ya que estaban rotos los cables de energización por un corto circuito producido con anterioridad. Una vez solucionado este inconveniente, procedimos a conectarla nuevamente y esta vez funcionó de manera adecuada por lo que, esta fue la primera vez desde iniciado nuestro estudio en que el circuito de enfriamiento de glicol funcionaba.

Una vez solucionado el problema de la válvula solenoide, pudimos darnos cuenta que existía otro problema en el sistema. El banco de refrigeración no estaba balanceado energéticamente ya que solamente se eliminaba calor del Glicol en el chiller pero no existía ninguna fuente de calor que mantenga el equilibrio térmico en el circuito. Lo anteriormente dicho se lo pudo comprobar por las bajas temperaturas que alcanzó el Glicol y que se encuentran detalladas en la hoja de datos del día lunes 5 de febrero (Ver Anexos).

El primer paso que seguimos para la reparación de las resistencias eléctricas fue la comprobación de que el circuito eléctrico se encuentre en buen estado y operable. El principal problema que se encontró después del análisis antes detallado fue que el circuito que conectaba las resistencias se encontraba

abierto por lo tanto sin energía, motivo por el cual se procedió a localizar los cables sin conexión que no permitían el correcto funcionamiento de las mismas. Luego de localizarlos se procedió a su reconexión respectiva con lo que se obtuvo un circuito en pleno funcionamiento para las prácticas necesarias.

Para graficar los datos en una carta Presión entalpía (P – h) del refrigerante R134a que fueron obtenidos en la prueba del funcionamiento del equipo fue necesario una medición de presión adicional la cual debía ser obtenida en el condensador denominada presión de condensación con la cual se podía localizar de una manera más exacta el punto inmediato anterior donde empieza la expansión del mismo. Para la medición de la misma se instaló un manómetro en el condensador del equipo.

Después de haber solucionado los problemas que se presentaron para el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración, se pudo realizar una prueba con todos los componentes que eran necesarios para una mejor apreciación desempeño del equipo. Obteniendo los siguientes resultados:

La prueba definitiva en el banco de refrigeración se la realizó el día lunes 26 de marzo de 2007 a las 9:20 AM, la cual arrojó los siguientes resultados:

Tabla 3.2 Datos obtenidos en la Primera Prueba después de arreglos.

	Termocuplas Equipo (°C)	Termocuplas PLC (°C)	Termómetro electrónico (°C)
T1	19.3	ND	19.5
T2	29.3	ND	28.9
T3	29.2	ND	29.6
T4	28.7	ND	28.6
T5	28.6	ND	29.5
T6	28.5	ND	29.0
T7	-0.3	ND	-3.0
T8	11.3	ND	11.1
T9	14.0	ND	14.5
T10	23.5	ND	24.0
T11	66.7	ND	66.7
T12	9.8	ND	8.0
T13	19.4	ND	11.4
T14	11.3	ND	10.0

T15	9.8	ND	8.3
T16	ND	ND	ND
T17	NA	ND	NA

	Equipo	PLC	Electrónico
P succión	24 psi (1.65 bar)	NA	NA
P descarga	115 psi (7.93 bar)	NA	NA
P condensador	110 psi (7.58 bar)	NA	NA
Q agua	100 ml/s	NA	NA
Q glicol	500 ml/s	NA	NA
Q refr	ND	NA	NA
Torque	7.5 N/m	NA	NA

Graficando los datos tomados con los medidores externos sobre un diagrama P – h, tenemos los siguientes resultados:

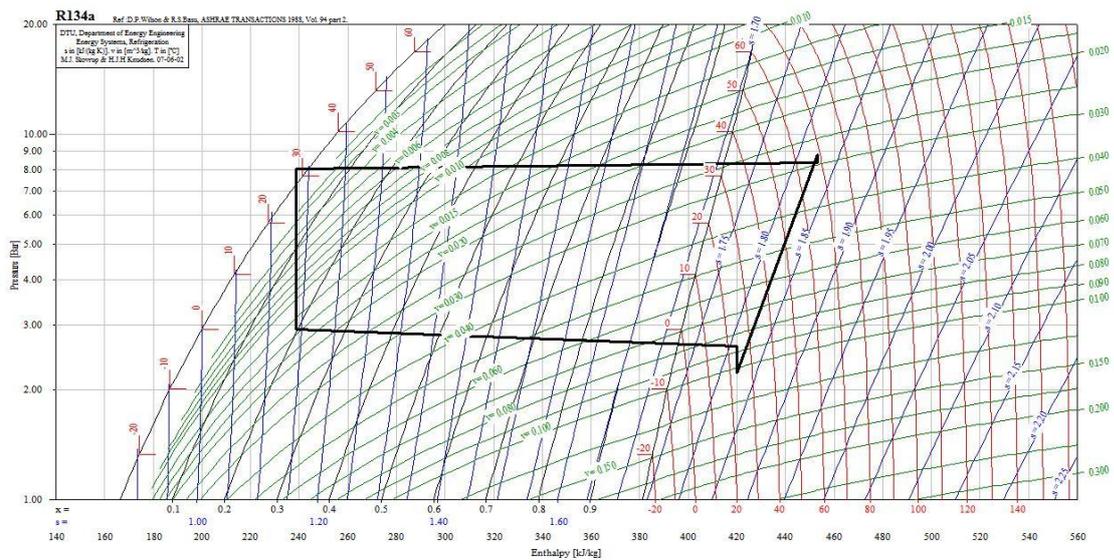


Fig. 3.8 Diagrama del Ciclo de Refrigeración antes de la reconversión.

3.2.1.3 Segunda Prueba.

Con el motivo de comprobar el funcionamiento original del banco de refrigeración se procedió a ponerlo en funcionamiento con el refrigerante para el cual fue diseñado esto es, R12.

La prueba con el refrigerante R12 en el banco de refrigeración se la realizó el día martes 29 de mayo de 2007 a las 9:15 AM, la cual arrojó los siguientes resultados:

Tabla 3.3 Datos obtenidos en la Segunda Prueba.

	Termocuplas Equipo (°C)	Termocuplas PLC (°C)	Termómetro electrónico (°C)
T1	20.1	ND	22.1
T2	29.8	ND	30.3
T3	29.3	ND	29.4
T4	27.2	ND	27.1
T5	27.1	ND	27.9
T6	26.2	ND	27.2
T7	-4.2	ND	-6.0
T8	-3.5	ND	-5.0
T9	2.8	ND	3.7
T10	20.2	ND	20.7
T11	73.3	ND	73.0
T12	-0.3	ND	-0.2
T13	21.4	ND	-1.6
T14	0.9	ND	0.2
T15	-0.5	ND	-1.9
T16	ND	ND	NA
T17	ND	ND	ND

	Equipo	PLC	Electrónico
P succión	16 psi (1.10 bar)	NA	NA
P descarga	110 psi (7.58 bar)	NA	NA
P condensador	105 psi (7.24 bar)	NA	NA
Q agua	100 ml/s	NA	NA
Q glicol	500 ml/s	NA	NA
Q refr	ND	NA	NA
Torque	6.5 N/m	NA	NA

Graficando los datos tomados con los medidores externos sobre un diagrama

P – h, tenemos los siguientes resultados:

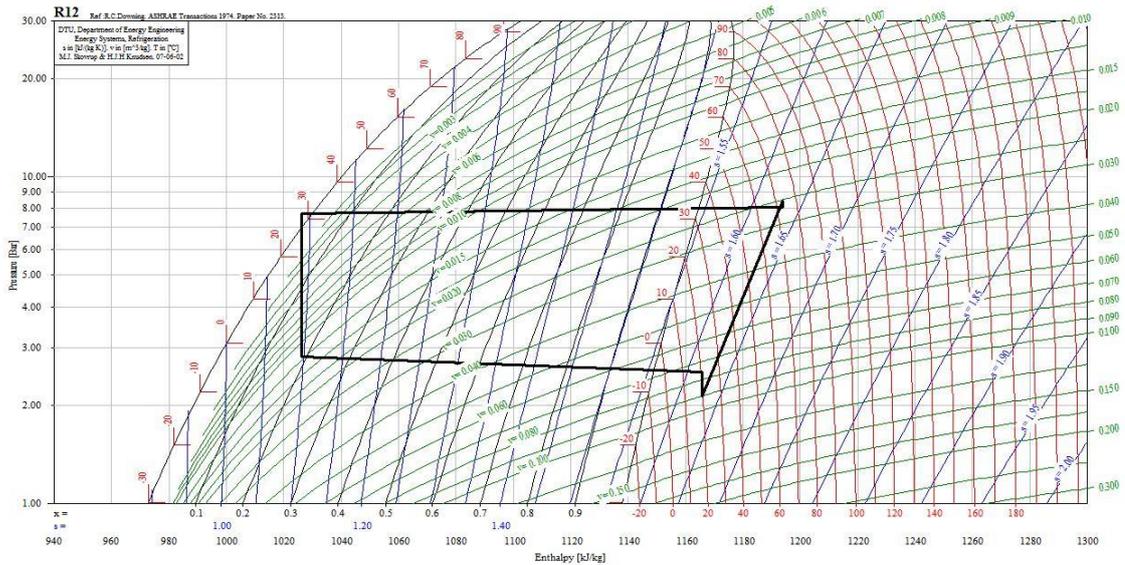


Fig. 3.9 Diagrama del Ciclo de Refrigeración funcionando con R12.

3.3 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA LA RECONVERSIÓN.

Una vez realizadas las dos pruebas, vamos a hacer el análisis respectivo de las condiciones del equipo con ambos refrigerantes y en base a éste análisis realizar todas las modificaciones que sean necesarias para lograr un funcionamiento óptimo del mismo. En virtud de lo anterior, los datos obtenidos de las pruebas son los siguientes:

Tabla 3.4 Comparación de parámetros de Funcionamiento entre R12 y R134a.

	R134a antes de reconversión	R12	%
Efecto refrigerante (kJ/kg)	181,201	140,201	23.89
Calor de condensación (kJ/kg)	214,286	169,359	20.97
Coefficiente de rendimiento	5,48	4,81	12.22
Trabajo de compresión (kJ/kg)	33,085	29,158	11.87
Presión de succión (psi)	24	16	33.34
Presión de descarga (psi)	115	110	4.35
Sobrecalentamiento en el evaporador (C)	14,1	6,6	53.19
Temperatura de evaporación del refrigerante (C)	-3	-9.6	-220

De los datos anteriores podemos dar varias conclusiones:

- El efecto refrigerante, así como el calor de condensación aumentan significativamente con el R134a sin embargo, el trabajo de compresión tiene un aumento en menor proporción lo que produce que el efecto refrigerante del ciclo funcionando con R134a sea mayor que el del ciclo con R12.
- El coeficiente de rendimiento tiene un valor muy elevado, superior a 3 que es lo común en sistemas de refrigeración, debido a la alta eficiencia del sistema en cuanto a transferencia de calor se refiere. Esta alta eficiencia se explica debido a que la transferencia de calor se la realiza con un líquido (glicol), el cual tiene una capacidad calorífica mucho mayor que él mismo si estuviese en estado gaseoso y por tanto se transfiere una alta cantidad de calor desde el fluido hacia el refrigerante.
- Las presiones de succión y descarga en el ciclo con R134a aumentan, lo que nos dice que en el ciclo funcionando con R134a el compresor está sujeto a mucho más esfuerzo que en el ciclo original de R12.
- El sobrecalentamiento en el ciclo con R134a es excesivo ya que el valor recomendado para este sobrecalentamiento es de 5 C, valor que aproximadamente se cumple para el ciclo funcionando con R12.
- La temperatura de saturación en la evaporación en el ciclo con R134a es mayor que la temperatura en este mismo punto para el ciclo funcionando con R12, lo que nos dice que el sistema de refrigeración enfría más cuando está funcionando con R12 que con el R134a.

En base a las conclusiones antes mencionadas, y debido a que se trata de un equipo de laboratorio bastante antiguo para el que ya no se fabrican repuestos, haremos uso de los mismos componentes que actualmente posee el banco de refrigeración. Además, los elementos que constituyen el banco de refrigeración

son lo suficientemente versátiles como para hacer el cambio de refrigerante sin que se vean afectados significativamente en su rendimiento o vida útil.

CAPÍTULO 4

RECONVERSIÓN DEL SISTEMA

4.1 SELECCIÓN DE COMPONENTES Y ACCESORIOS PARA EL BANCO DE LABORATORIO.

El banco de refrigeración, por ser de tipo didáctico, posee características técnicas y de diseño tales que está muy por encima de los mínimos requerimientos de diseño, razón por la cual no existe riesgo alguno al utilizar los mismos componentes para ambos refrigerantes. Además, los posibles sustituyentes del R12 no producen ningún tipo de reacción química indeseable o que esté fuera de los límites controlables. Sin embargo, la válvula de expansión termostática, que es la esencia misma del sistema de refrigeración, si se ve afectada al realizar un cambio de refrigerante por lo que es necesario realizar un cambio en la misma.

4.1.1 PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACIÓN DEL CAMBIO DE COMPONENTES.

Como hemos mencionado en la sección 4.1, el único elemento que deberá ser reemplazado es la válvula de expansión termostática. Para poder realizar dicho cambio de válvula es necesario realizar una selección adecuada de la nueva válvula que estará en el equipo para que ésta pueda funcionar adecuadamente.

El método más adecuado al momento de seleccionar una válvula es realizar un cálculo de la capacidad de refrigeración de la válvula actual cuando funciona con el refrigerante R12, con lo que obtenemos lo siguiente:

Tabla 4.1 Datos para la selección de la VET.

	R12
Presión de Succión	16
Presión de Descarga	110
Temperatura de Evaporación	-9.6
Tonelaje	0.882

Basándonos en los datos anteriores y con información complementaria de la tubería que posee el equipo, procedimos a buscar la válvula mas adecuada para el reemplazo.

Tabla 4.2 Selección del cuerpo de la válvula de expansión.

Mfg. #	Description	Equal Type	Temp °F	Inlet Conn.	Outlet Conn.	Order #	Each
068Z3202	TF2 R12 Valve Body	Internal	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-219	38.44
068Z3209	TEF2 R12 Valve Body	External	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-222	50.23
068Z3212	TY2 R502 Valve Body	Internal	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-220	38.44
068Z3215	TEY2 R502 Valve Body	External	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-223	50.23
068Z3206	TX2 R22 Valve Body	Internal	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-221	38.44
068Z3209	TEX2 R22 Valve Body	External	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B10-224	50.23
068Z3346	TN2 R134a Valve Body	Internal	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B14-516	38.44
068Z3348	TEN2 R134a Valve Body	External	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B14-517	50.23
068Z3400	TS2 R404A/R507 Valve Body	Internal	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B14-518	38.44
068Z3403	TES2 R404A/R507 Valve Body	External	-40 to +50	3/8" SAE	1/2" SAE	B14-519	50.23



Fuente: Catálogo de productos Danfoss.

Con los datos obtenidos de la prueba de funcionamiento del equipo con el refrigerante R12 para el que fue diseñado, se pudo calcular la masa del refrigerante y la capacidad de refrigeración generada por el equipo; con estos valores se calculó un valor aproximado del tonelaje, que fue de una tonelada, con ese dato se conoció la cantidad de refrigerante que el equipo iba a manejar en su funcionamiento y con el cual se procedió a realizar la compra del orificio para la válvula de expansión.

Tabla 4.3 Selección del orificio para la válvula de expansión.

Gama N: -40 a +10°C

Orificio	Capacidad nominal en toneladas (TR)				Capacidad nominal en kW				Código
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R407C	R134a	R404A R507	
0X	0.15	0.16	0.11	0.11	0.5	0.5	0.4	0.38	068-2002
00	0.3	0.3	0.25	0.21	1.0	1.1	0.9	0.7	068-2003
01	0.7	0.8	0.5	0.45	2.5	2.7	1.8	1.6	068-2010
02	1.0	1.1	0.8	0.6	3.5	3.8	2.6	2.1	068-2015
03	1.5	1.6	1.3	1.2	5.2	5.6	4.6	4.2	068-2006
04	2.3	2.5	1.9	1.7	8.0	8.6	6.7	6.0	068-2007
05	3.0	3.2	2.5	2.2	10.5	11.3	8.6	7.7	068-2008
06	4.5	4.9	3.0	2.6	15.5	16.7	10.5	9.1	068-2009

Fuente: Catálogo de productos Danfoss.

4.1.1.1 Calibración de la válvula de expansión termostática.

Como pudimos apreciar en la comparación del banco cuando funciona con R12 y con R134a (Tabla 3.4), el sobrecalentamiento en el ciclo cuando este funciona con R134a es excesivo de tal manera que se deberá hacer uso de la capacidad de reserva que tiene la válvula de expansión, como se estipuló en el capítulo 2, de manera que al desajustar el tornillo se reduzca el sobrecalentamiento y por tanto mejore la eficiencia de la misma. Lo antes mencionado se lo puede explicar así:

Refiriéndose a la Curva Gradiente A en la figura 15, la capacidad C2 se logra con un ajuste de recalentamiento estático A y un recalentamiento de operación C. Al girar el vástago de ajuste en el sentido de las manecillas del reloj se aumenta el recalentamiento estático y la curva se desplaza hacia la derecha. Esta nueva curva, identificada como Curva Gradiente B, muestra que la capacidad de la válvula disminuirá hasta la capacidad C1 al mismo recalentamiento de operación C. La capacidad C2 puede lograrse solamente al costo de un mayor recalentamiento de operación designado D.

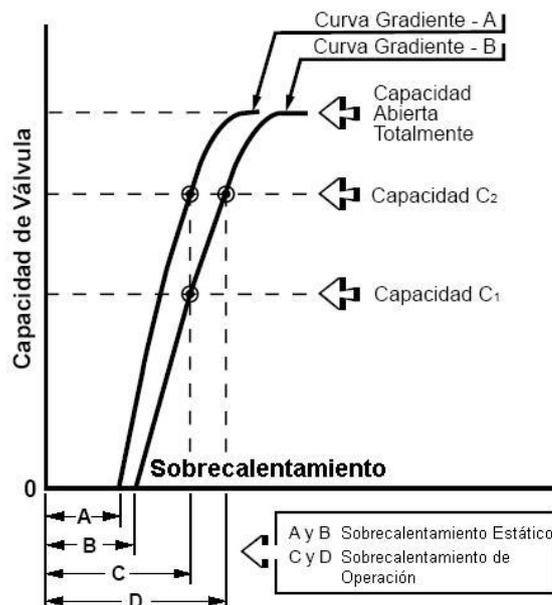


Fig. 4.1 Efecto del ajuste del recalentamiento en la capacidad de la válvula.

Debido a las limitantes físicas que tenemos en el banco de refrigeración, el método de dos temperaturas será el más adecuado en nuestro caso. En virtud de esto, colocamos dos termocuplas en el evaporador, que viene a ser el chiller, una a la entrada de refrigerante líquido y otra en la salida del refrigerante gaseoso.

4.2 SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE.

En la industria de la refrigeración existen innumerables aplicaciones y clases de sistemas que van desde acondicionamiento de aire hasta criogenia, por lo que es razonable pensar que existen refrigerantes específicos a cada una de las aplicaciones mencionadas. Para nuestro caso, tenemos la limitación de que el único sustituto recomendable para el R12 es el R134a.

Para la selección del refrigerante que finalmente tendrá el banco de refrigeración motivo de nuestra tesis, tuvimos varios factores que finalmente determinaron que la mejor solución para la reconversión del sistema de refrigeración es el refrigerante denominado R134a. Entre las principales razones podemos enumerar las siguientes:

El R134a es el único sustituto disponible en el mercado nacional para nuestra aplicación.

El R134a posee una amplia gama de repuestos además de información técnica sobre sus propiedades y funcionamiento.

El R134a no presenta ningún riesgo para los componentes del equipo, ya que no reacciona químicamente con ningún material existente en el banco de pruebas.

No obstante, tanto el R12 como el R134a no son la mejor opción cuando de subenfriar líquidos se refiere debido a que ambos poseen puntos de fusión muy bajos, lo que a su vez puede provocar el congelamiento del líquido subenfriado destruyendo los componentes mecánicos del sistema de refrigeración.

4.3 SELECCIÓN DEL TIPO DE ACEITE PARA EL SISTEMA.

En base a lo expuesto en la Tabla 2.1 de tipos de aceites, vemos que para el R134a existen dos posibles tipos de aceite: el poliol ester (POE) y el polialquilen glicol (PAG) sin embargo, el PAG es de uso exclusivo en aplicaciones automotrices por lo que, la única posibilidad es el POE.

4.4 PROCESO DE CARGA DEL SISTEMA.

Tomando como referencia el proceso de cambio de sistemas de refrigeración descrito en 2.2.3.1, a continuación detallamos el procedimiento que se siguió para el cambio de refrigerante en el banco de pruebas.

Búsqueda de fugas.- Una vez instalada la nueva válvula, se carga el sistema con nitrógeno a 120 psi de presión con el objeto de buscar posibles fugas provocadas por la instalación de nuevos componentes.

Precarga de aceite en el sistema.- Una vez que el sistema está completamente descargado del nitrógeno usado para búsqueda de fugas, se procede a realizar una carga parcial con aceite POE para R134a para inmediatamente después descargarlo; esto se hace con el fin de eliminar los residuos de aceite para el refrigerante anterior. Luego de esto, se procede a cargar el sistema con nitrógeno a 30 psi para dejarlo escapar súbitamente por el tapón del cárter y de este modo forzar la salida de los residuos de aceite que estén en el cárter. Es recomendable repetir esta carga de nitrógeno por dos veces como mínimo.

Carga de aceite en el sistema.- A continuación se procede a cargar el sistema con el aceite que estará en funcionamiento con el refrigerante en la cantidad que sea necesaria para el compresor, en nuestro caso medio galón de aceite.

Limpieza del sistema.- Se carga el sistema de refrigeración con nitrógeno hasta llegar a una presión de 120 psi y se lo deja reposar durante un período de dos horas.

Descarga del sistema.- Mediante el uso de una bomba de vacío se dejó escapar el nitrógeno al ambiente gradualmente, ya que como se trata de altas presiones es sumamente peligroso hacerlo súbitamente; luego de esto, se continuó realizando la succión del sistema hasta llegar a una presión de -20 pulgadas de mercurio, proceso que tardó aproximadamente dos horas.



Fig. 4.2 Vaciado del Equipo.

Los dos puntos anteriores se los realiza dos veces, lo que garantizará la completa limpieza del sistema de posibles restos del refrigerante usado anteriormente.

Carga del refrigerante.- Una vez que el sistema ya se encuentra totalmente vacío y cargado con aceite, procedemos a conectar el tanque de refrigerante mediante un manifold en el lado de baja presión del compresor y se abren tanto la válvula de entrada al compresor como la del tanque durante unos 30 segundos y luego se cierra la válvula del compresor. A continuación se enciende el equipo y mediante el uso del manómetro del manifold se hacen cargas intermitentes de 30 segundos cada una y con un tiempo de espera de 5 minutos entre ellas hasta llegar a la presión de trabajo normal en la succión que es de aproximadamente 20 psi.

4.5 PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE LABORATORIO.

Luego de haber completado con todo el procedimiento anterior, con el equipo funcionando y completamente cargado se procede a realizar la calibración final de la válvula de expansión en una forma práctica, la misma que se la realizó con los mismos parámetros de funcionamiento con los que se ha venido trabajando entre los que se puede mencionar:

- Caudal de agua para el condensador en 100 ml/s.
- Caudal de glicol en 500 ml/s.
- Resistencias de calentamiento en posición encendido y potencia en posición en mínimo nivel (Low).

Después de una espera de 30 minutos para permitir al equipo se establezca en su funcionamiento con estos parámetros, se procedió a la toma de temperaturas en todo el equipo y en función del sobrecalentamiento existente en el chiller que debe mantenerse en un rango entre 5 y 10 grados centígrados. Esto debido a que si es menor a 5 grados, existe la posibilidad de que el refrigerante llegue en estado líquido al compresor; y de ser mayor a 10 grados estaría subutilizada la capacidad máxima del chiller.



Fig. 4.3 Válvula de expansión calibrada.

Con ayuda del termómetro digital y las termocuplas del equipo, se realizó la calibración respectiva de la válvula de expansión del equipo, mediante el procedimiento explicado anteriormente, se abrió completamente el tornillo de calibración y gradualmente se lo fue cerrando, esperando un tiempo prudencial hasta que el equipo y sus condiciones se estabilicen para volver a tomar las temperaturas que nos indiquen que el sobrecalentamiento esté dentro de los parámetros antes explicados, con lo cual obtuvimos un sobrecalentamiento de aproximadamente 8 grados, lo cual está dentro del rango permitido.

4.5.1 PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACIÓN DE LA RECONVERSIÓN DE REFRIGERANTE EN BANCOS DE REFRIGERACIÓN.

- 1.- Seleccionar el tipo de refrigerante que sea compatible para la reconversión del equipo (ver Anexos).
- 2.- Comprobar el estado actual de funcionamiento del equipo, y de encontrar fallas o problemas realizar las respectivas reparaciones para garantizar su funcionamiento.
- 3.- Realizar una prueba de funcionamiento con el objeto de obtener los parámetros de funcionamiento (presiones de succión y descarga, temperatura de evaporación del refrigerante, sobrecalentamiento en el evaporador, capacidad de refrigeración).
- 4.- Seleccionar un cuerpo de válvula de expansión, de acuerdo al tamaño de las tuberías y la temperatura en el evaporador (ver tabla 4.2).
- 5.- Con el dato de la capacidad de refrigeración y flujo de masa, obtener el tonelaje que está produciendo el equipo para seleccionar el orificio (ver tabla 4.3).
- 6.- Realizar la recuperación del refrigerante y vaciado del equipo (ver procedimiento 2.2.3.1).

7.- Selección del aceite compatible con el tipo de refrigerante que se va a usar (ver tabla 2.1).

8.- Realizar la carga del nuevo refrigerante conforme al procedimiento 4.4.

9.- Calibrar la válvula de expansión como lo describe en el punto 4.5.

4.6 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE LABORATORIO.

Para la comprobación del funcionamiento del banco de refrigeración se realizó una prueba final en la que se obtuvo los siguientes datos:

Tabla 4.4 Datos obtenidos en la Prueba de Funcionamiento.

	Termocuplas Equipo (°C)	Termocuplas PLC (°C)	Termómetro electrónico (°C)
T1	20.1	ND	20.2
T2	29.5	ND	29.4
T3	30.0	ND	29.8
T4	29.2	ND	29.2
T5	29.1	ND	30.4
T6	29.5	ND	29.1
T7	0.7	ND	-5.2
T8	8	ND	3.1
T9	7.1	ND	8.1
T10	22.0	ND	23.1
T11	69.7	ND	70.4
T12	4	ND	2.2
T13	22.3	ND	1.3
T14	5.2	ND	1.8
T15	3.7	ND	-0.7
T16	ND	ND	NA
T17	ND	ND	ND

	Equipo	PLC	Electrónico
P succión	15 psi (1.03 bar)	NA	NA
P descarga	105 psi (7.23 bar)	NA	NA
P condensador	100 psi (6.89 bar)	NA	NA
Q agua	100 ml/s	NA	NA
Q glicol	500 ml/s	NA	NA
Q refr	ND	NA	NA
Torque	5.5 N/m	NA	NA

Graficando los datos tomados con los medidores externos sobre un diagrama P – h, tenemos los siguientes resultados:

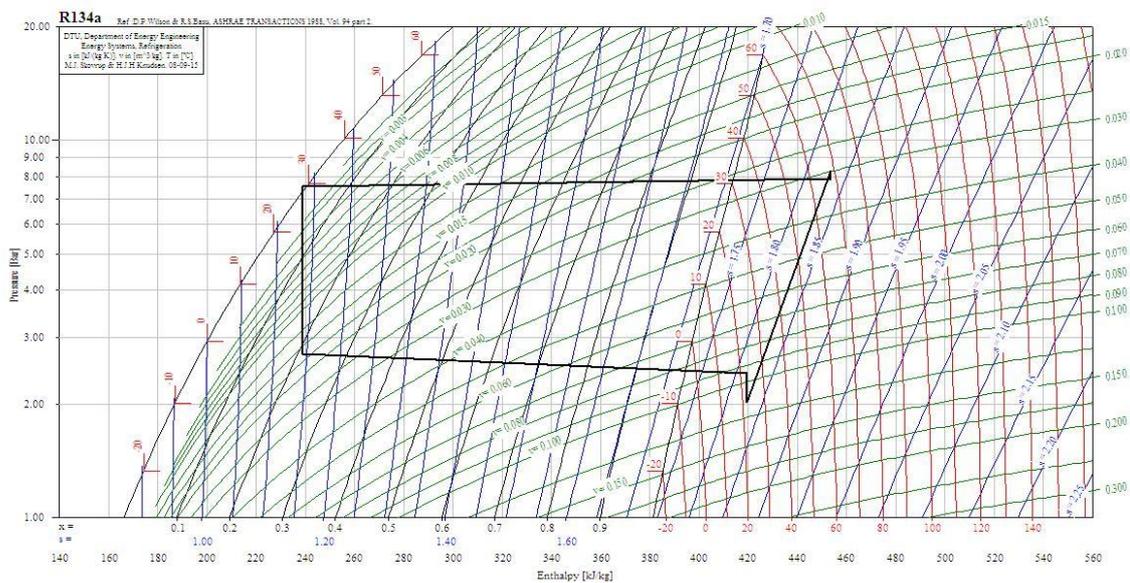


Fig. 4.4 Diagrama del Ciclo de Refrigeración funcionando con R134a.

Finalmente, podemos hacer una comparación entre los tres estados de funcionamiento del banco de refrigeración, con los resultados obtenidos en los cálculos realizados se logró obtener la siguiente tabla, en la cual se puede apreciar la evolución que presenta la máquina con la diferentes condiciones de funcionamiento.

Tabla 4.5 Comparación de parámetros de Funcionamiento entre R12 y R134a antes y después de la Reconversión.

	R134a antes de reconversión	R12	R134a después de la reconversión
Efecto refrigerante (kJ/kg)	181,201	140,201	180.663
Calor de condensación (kJ/kg)	214,286	169,359	214.645
Coeficiente de rendimiento	5,48	4,81	5.32
Trabajo de compresión (kJ/kg)	33,085	29,158	33.982
Presión de succión (psi)	24	16	15
Presión de descarga (psi)	115	110	105
Sobrecalentamiento en el evaporador (C)	14,1	6,6	8.3
Temperatura de evaporación del refrigerante (C)	-3	-9.6	-5.2

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

Desde el punto de vista de la factibilidad del presente proyecto, podemos destacar los principales factores que afectarán a la misma, los mismos que son:

Factor Económico.- El principal motivo para la realización de este procedimiento es la reutilización del equipo existente, lo cual se analizará a continuación, para de esta forma determinar si es que realmente es una acción acertada desde el punto de vista económico frente a una posible adquisición de nuevo equipo.

Factor Educacional.- El presente proyecto contribuirá de una forma muy amplia al refuerzo de conocimientos en las materias que requieran de la demostración de leyes termodinámicas que el banco de refrigeración utiliza para su funcionamiento.

Factor Tecnológico.- Como hemos visto en los puntos anteriores, la solución que hemos dado para el problema de la reconversión es la más acertada ya que, está dentro de la realidad tecnológica que tenemos en nuestro medio.

5.1 ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO.

Para el análisis Económico Financiero del presente proyecto, es necesario realizar una comparación entre el costo de realizar la reconversión del equipo y la realización de la compra de un nuevo equipo que realice la misma función para las prácticas de aprendizaje.

5.1.1 COSTOS.

5.1.1.1 Costos de Mantenimiento.

Son todos los gastos necesarios para el buen mantenimiento y prevención de fallas o daños que pudieran presentarse en el equipo.

Tabla 5.1 Costos de Mantenimiento.

Denominación	Valor	Periodo (horas por año)	Valor/semestre
Aceite del compresor	22.76	50	2.28
Glicol	3.55	100	0.18
Engrase partes móviles	3.20	25	0.64
Horas/hombre	8.00	2	4.00
TOTAL			7.09

5.1.1.2 Costos de Operación.

Son todos los gastos que se generan por el funcionamiento del equipo en las prácticas destinadas para el aprendizaje.

Tabla 5.2 Costos de Operación.

Denominación	Valor/practica	Valor/semestre
Profesor designado de la asignatura	13.33	26.66
Ayudante de Laboratorio	3.13	15.65
Electricidad	0.766	3.83
Agua	0.22	1.1
TOTAL	17.446	47.24

5.1.1.3 Costos por la no Realización del Proyecto

Son todos los gastos que se generan por la compra de un equipo nuevo en el caso que se decidiera reemplazar el Banco de Refrigeración y Aire Acondicionado por una nueva máquina que se asemeje en su funcionamiento.

Tabla 5.3 Costos por la no Realización del Proyecto.

Denominación	Valor
Banco Hampden H-CRT-2 Commercial Refrigeration Trainer	25440
Instalación del equipo	1500
Capacitación del personal	800
Transporte	400
Desmontaje del equipo existente	250
TOTAL	28390

5.1.2 INVERSIÓN INICIAL.

Para la consecución del presente proyecto, se ha dividido en dos rubros principales que son los Costos de Implementación que son todos los repuestos e insumos que se ha utilizado para la realización del recambio y los Costos de Desarrollo que son todos aquellos que representan el conocimiento adquirido en la carrera.

Tabla 5.4 Costos de Implementación.

Denominación	Cantidad	Valor	Valor Total
Tanque de refrigerante R12 (30 lbs)	1	229.06	229.06
Tanque de refrigerante R134a (30 lbs)	1	97.3	97.30
Aceite para compresor compatible con R12 (500 ml)	2	3.1	6.20
Aceite para compresor compatible con R134a (1 litro)	1	22.76	22.76
Válvula de Expansión Termostática para R134a	1	51.52	51.52
Manómetro de Glicerina	1	16.8	16.80
Orificio Danfoss 04	1	12.32	12.32
Neplo TN2395-4	2	8.96	17.92
Aislante para tubería RUBATEX	1	2.6	2.60
Rollo de taipe amarillo	1	1.56	1.56

Silicona	1	1.19	1.19
Manguera (x metros)	1	1.64	1.64
Nitrógeno (x m3)	1	10.36	10.36
TOTAL			471.23

Tabla 5.5 Costos de Desarrollo.

Denominación	Valor
Estudio y determinación del método de reconversión	1000
Copias	10
Internet	5
Transporte	100
Alimentación	150
Impresiones	50
Anillados y Empastados	20
TOTAL	1335

5.1.3 INGRESOS.

Representa todo aquel ingreso que se genera por la pago del crédito estudiantil, para eso se hizo una estimación de un número de alumnos que tomarán las materias de Refrigeración y Termodinámica que son aquellas que contienen temas relacionados para la aplicación de una práctica en el equipo.

Tabla 5.6 Ingresos.

Denominación	alumnos/semestre	Ingreso/alumno	Valor Total
Ingreso/hora practica por clase	39	1.92	74.88
TOTAL			74.88

5.2 ANÁLISIS COSTO - BENEFICIO.

Después de un análisis para la determinación del Costo Beneficio que va a generar el recambio se pudo comprobar que no aplican los índices económicos que generalmente son usados para la determinación de factibilidad de los proyectos, ya que como se puede ver en las siguientes tablas los gastos incurridos no se los puede recuperar por el simple hecho de que la ganancia que generaría el equipo no es de orden económico sino de conocimiento para los estudiantes que utilizarían el equipo.

Tabla 5.7 Proyección Costo Beneficio de la Reconversión.

	2008	2009	2010	2011	2012
Inversión Inicial	1806.23	0	0	0	0
Costos de Operación y Mantenimiento	54.33	52.24	50.23	48.30	46.44
Ingresos	74.88	72.00	69.23	66.57	64.01
Utilidad	-1785.68	19.76	19.00	18.27	17.57

$$\frac{\text{Beneficio}}{\text{Costo}} = \frac{\sum \text{Ingresos}}{\text{Inversión..Inicial} + \sum \text{Costos}}$$

$$\frac{\text{Beneficio}}{\text{Costo}} = 0.19193$$

Tabla 5.8 Proyección Costo Beneficio por la Compra de un Nuevo Equipo.

	2008	2009	2010	2011	2012
Inversión Inicial	28390.00	0	0	0	0
Costos de Operación y Mantenimiento	54.33	52.24	48.30	42.94	36.70
Ingresos	74.88	72.00	66.57	59.18	50.59
Utilidad	-28369.45	19.76	18.27	16.24	13.88

$$\frac{\text{Beneficio}}{\text{Costo}} = \frac{\sum \text{Ingresos}}{\text{Inversión..Inicial} + \sum \text{Costos}}$$

$$\frac{\text{Beneficio}}{\text{Costo}} = 0.01138$$

En virtud de lo expuesto anteriormente, se puede apreciar que la opción que provoca menos perjuicio en lo que refiere al aspecto netamente económico, es la realizar la reconversión del refrigerante al equipo, debido a que la inversión inicial que se hace es menor y la máquina seguirá funcionando de manera óptima prestando su servicio de enseñanza para la comunidad politécnica.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES.

- Después de las prácticas y el análisis complementario se pudo determinar el procedimiento más idóneo para la realización de un recambio de refrigerante en un equipo de refrigeración.
- Se conoció la evolución de los equipos, sistemas e insumos utilizados en los sistemas de refrigeración para el incremento de su eficiencia y conservación ambiental.
- Después del procedimiento realizado se pudo comprobar el funcionamiento óptimo del Banco de Refrigeración, para su utilización en las prácticas demostrativas en el laboratorio.
- Se determinó que la reconversión es la opción de menor costo para mantener la funcionalidad del equipo, en comparación con el reemplazo por uno nuevo.
- El beneficio de este tipo de proyectos se los mide en cuanto a la utilidad que presta a la comunidad, en nuestro caso los alumnos de la carrera, mas no en el aspecto económico, ya que como pudimos apreciar el proyecto no recupera el costo de la inversión inicial.
- En aplicaciones didácticas como es nuestro caso, la reconversión es mucho más sencilla que para casos industriales, esto debido a que la temperatura a la cual se enfría el glicol es irrelevante en nuestro caso; pero, en aplicaciones industriales puede ser un factor crucial para algún tipo de proceso productivo.

6.2 RECOMENDACIONES.

- Para la realización de las prácticas de laboratorio en donde se use el banco de refrigeración se debe esperar un tiempo de 30 a 45 minutos para la estabilización del sistema a las condiciones de funcionamiento.
- Se debe realizar una revisión de nivel del aceite del compresor periódicamente para evitar daños en el mismo, además revisar la presión del refrigerante antes de cada práctica para garantizar la eficacia de los datos a obtenerse.
- En el funcionamiento del equipo cuando se realicen las prácticas respectivas, se deberá tener precaución al encender las resistencias eléctricas en la posición de más alta potencia porque se puede presentar una sobrecarga de intensidad de corriente que provocaría falla en los fusibles.
- Se debe revisar la presión del sistema antes de iniciar la práctica para evitar posibles daños en el compresor.

BIBLIOGRAFIA

Andrew D. Althouse, B.S; Carl H. Turnquist, B.S. Alfred F. Bracciano, B.S.
Modern Refrigeration and Air Conditioning. 1982. The Goodheart Willcox CO.
INC. South Holland Illinois.

Alarcon Creus Jose, Tratado Practico de de Refrigeracion Automatica
Marcombo Boixareu Editores, Barcelona- Mexico 1981

W. F. Stoecker, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Mc Graw- Hill Book
Company Inc. 1965. Ediciones Del Castillo S.A. Madrid

TECQUIPMENT Ltd., Application Notes TD. 31 Air Conditioning Bench,
Tecquipment Ltd Long Eaton, Nottingham, England 1978

Dossat Roy, Horan Thomas, Principles of Refrigeration, Prentice Hall, Upper
Saddle River, New Jersey, Columbus, Ohio 2001

Incropera Frank, DeWitt David, Fundamentos de Transferencia de Calor,
Prentice Hall Hispanoamericana S.A., Naucalpan de Juarez, Edo. de Mexico
1996

ANEXOS