



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
ARAGÓN**

**"COMPRESORES ALTERNATIVOS DE ALTA EFICIENCIA  
ENERGÉTICA CON TENSIÓN ELÉCTRICA A 220 VOLTS  
PARA USO DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL"**

# **TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA  
P R E S E N T A :**

**Castañón Malagón Miguel  
Sánchez González Roberto**

**ASESOR: ING. BENITO BARRANCO CASTELLANOS**



San Juan de Aragón, Estado de México, Febrero de 2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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



<b>Índice</b>	<b>I</b>
<b>Introducción</b>	<b>III</b>
<b>Capítulo 1 Refrigeración y aire acondicionado</b>	<b>1</b>
1.1 Introducción	1
1.1.1 Aspectos termodinámicos en refrigeración	2
1.2 Sistema de refrigeración por compresión mecánica	4
1.2.1 Ciclo de Carnot Inverso	4
1.2.2 El evaporador	8
1.2.3 El condensador	11
1.2.4 Controles de flujo de refrigerante	13
1.3 Diagramas presión-entalpía	16
1.3.1 Efecto de refrigeración	17
1.3.2 Diagramas de ciclo	18
1.3.3 Procesos de refrigeración	22
1.3.4 Coeficiente de operación del refrigerador	25
1.4 Desarrollo histórico del acondicionamiento del aire	26
1.4.1 Como funciona un Aire Acondicionado (Clima)	28
1.4.2 Componentes de un aire acondicionado	29
1.4.3 Funciones que deben cumplir los aires acondicionados	29
1.4.4 Control para confort humano	30
1.4.5 Consumo energético	31
1.4.6 Cálculos para comprar un aire acondicionado	33
1.4.7 Características de los refrigerantes	
<b>Capítulo 2 Compresores, características y funcionamiento</b>	<b>35</b>
2.1 Introducción	35
2.2 Propiedades térmicas de la materia	38
2.2.1 Gases ideales	38
2.2.2 La ecuación de estado	38
2.2.3 Ley de Boyle	39
2.2.4 Ley de Charles	40
2.2.5 Ley de Avogadro	41
2.2.6 Ley general de los gases	42
2.2.7 Ley de los gases ideales	43
2.3 Leyes de termodinámica	43
2.4 Compresión de los gases reales	44
2.4.1 Presión de vapor	45
2.4.2 Gas y vapor	46
2.4.3 Presiones parciales	47
2.4.4 Pérdidas y rendimientos en el compresor centrífugo	47
2.4.5 Pérdidas por incidencia	49
2.4.6 Componentes de un sistema de refrigeración centrífugo	50
2.4.7 Control con compresor centrífugo	51
2.4.8 Sistema de lubricación del compresor centrífugo	54
2.4.9 Curvas de comportamiento	54
2.5 Compresor en la industria	55
2.5.1 Compresor centrífugo y de aire	57
2.5.2 Turbo alimentación	59
2.5.3 Constitución del turbocompresor	61
2.5.4 Colocación del turbocompresor	65
2.5.5 El turbo del futuro	68
<b>Capítulo 3 Especificaciones para la selección de compresores de uso comercial</b>	<b>70</b>
3.1 El compresor	70



3.2	Tipos de compresores	71
3.3	Compresores alternativos	74
3.3.1	Características de los compresores alternativos	74
3.3.2	Elementos de un compresor alternativo	75
3.3.3	Funcionamiento del compresor alternativo	76
3.3.4	Clasificación de los Compresores Alternativos	79
3.3.5	Compresores alternativos de tipo abierto	79
3.3.6	Compresores alternativos de tipo Semiherméticos	81
3.3.7	Compresores alternativos Herméticos o completamente sellados	83
3.3.8	Clasificación de los compresores alternativos por número de efectos	85
3.3.9	Compresores alternativos según su forma	86
3.3.10	Características geométricas de los compresores alternativos	89
3.4	Factores incluidos en el rendimiento volumétrico real	91
3.4.1	Relación de compresión	94
3.4.2	Eficiencia volumétrica del compresor alternativo	94
3.5	Potencia mecánica y rendimientos en compresor alternativo	96
3.5.1	Potencia teórica del compresor	96
3.5.2	Potencia real del compresor	96
3.5.3	Rendimiento mecánico	97
3.5.4	Rendimiento global	97
3.6	Diagrama indicado el compresor ideal	98
3.6.1	Diagrama indicado del compresor real	99
3.6.2	Modo de operación de los compresores alternativos	100
3.7	Lubricación	103
3.7.1	Propiedades del aceite de refrigeración	105
3.7.2	Balanceo del compresor	106
3.7.3	Control de capacidad	108
3.7.4	Mantenimiento de compresores	110
<b>Anexo</b>		<b>111</b>
<b>Conclusiones</b>		<b>126</b>
<b>Bibliografía</b>		<b>130</b>

**Objetivo**

"Comparar y seleccionar compresores alternativos de alta eficiencia energética con tensión eléctrica a 220 volts para uso de refrigeración comercial"

## Introducción

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión.

En esta última característica precisamente, se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles.

El compresor es parte esencial de los motores de turbina de gas, este tipo de compresores tiene aplicación en turbo reactores de los modernos aviones, así como en la generación de energía, para cubrir picos de la curva de demanda, por su rápida puesta en servicio. También se está aplicando el motor de turbina de gas en la industria automotriz y como fuente energética de ciertos sistemas mecánicos.

Los compresores reciprocantes o alternativos poseen un sistema de compresión mediante el cual se obtiene mayor presión alternando el volumen del aire, gas o vapor a comprimir. El funcionamiento de estos equipos es muy sencillo y se basa en el principio del desplazamiento de la sustancia compresible en tres tiempos: Admisión, compresión y descarga. Por este motivo gozan de alta demanda por su simplicidad en el mantenimiento, relativa eficiencia y bajo precio, incluso es el de mayor porcentaje de ventas entre todos los compresores, no solo por sus ventajas ya mencionadas sino porque exigen poca tecnología en su fabricación. A la fecha solo han variado sus métodos constructivos y los materiales con los cuales se fabrican el resto de sus componentes.

Estos equipos alcanzan elevadas presiones ya que trabajan con volúmenes intermitentes de la sustancia compresible (aire, gases o vapor), esto se logra

alternando etapas de compresión y de enfriamiento entre descarga y readmisión, lo que genera elevadas presiones finales.

Entre estos compresores se encuentra dos tipos: LOS DE EFECTO SIMPLE.- Cuyo proceso de compresión se realiza en el punto superior del pistón; y los de DOBLE EFECTO.- En los que la acción compresora se realiza en ambas caras del pistón y poseen válvulas para lograr el trabajo en doble vía.

Prácticamente la totalidad de los gases comerciales pueden tratarse con este tipo de compresor, al no presentar problemas con gases corrosivos.

Los compresores alternativos deben ser alimentados con gas limpio, se recomienda el uso de filtros en la alimentación. No permiten trabajar con gases que puedan arrastrar gotas de líquido con ellos, aunque sí con vaporizado siempre que no exista el riesgo de condensación dentro del cilindro. La presencia de líquido dentro del cilindro es peligrosa para el equipo, ya que al ser incompresible el cigüeñal de la máquina puede resultar dañado al intentar hacerlo. Adicionalmente la lubricación de las paredes del cilindro puede ser destruida por el líquido que pudiera entrar en él.

Por el efecto de la compresión en estos equipos se desarrolla calor que debe ser evacuado, por ello se adoptan distintos tipos de refrigeración para estos compresores. En compresores pequeños las aletas se encargan de irradiar el calor. Los compresores de mayor capacidad van dotados de un ventilador adicional que evacua el calor generado por los mismos.

Por lo antes expuesto es que los compresores alternativos tiene una gran cantidad de aplicaciones dentro de la industria, un caso común es el compresor de aire, que suministra aire a alta presión para trasportar pintura a una pistola, inflamamiento de neumáticos, limpieza, herramientas neumáticas, perforadoras, incluso en la rama medica son de bastante ayuda y dentro de muchas otras aplicaciones se

encuentra la refrigeración domestica, comercial e industrial, mencionando también su paso el acondicionamiento del aire para el confort humano.

En este trabajo de tesis se analizarán en el **capítulo 1** los conceptos fundamentales de refrigeración y aire acondicionado, **En el capítulo 2** la definición de compresores sus características y funcionamiento y en el **capítulo 3** las especificaciones para la selección de compresores alternativos.



# Capítulo 1

## Refrigeración y aire acondicionado

### 1.1 Introducción

Los chinos fueron los primeros que utilizaron el hielo para conservar sus alimentos. Actualmente, la preservación de los alimentos a nivel doméstico e industrial es una de las más importantes y comunes aplicaciones de la refrigeración.

Sin embargo, la utilización de la refrigeración cada día se extiende más y encuentra nuevas aplicaciones. Algunas de las más importantes son:

- a) Elaboración, almacenamiento y distribución de productos lácteos (mantequilla, queso, helado, etc.).
- b) Envasado y conservación de carnes rojas y blancas.
- c) Elaboración y conservación de bebidas (cerveza, jugos, chocolate, etc.)
- d) En la industria química y de procesos industriales: Separación y condensación de gases, desecado del aire, almacenamiento a baja presión en estado líquido, disipación de calor de reacción y otros.
- e) petroquímica obtención de productos derivados del petróleo.
- f) Tratamiento frío de metales.
- g) Medicina: fabricación de productos farmacéuticos, como anestesia quirúrgica, etc.
- h) Acondicionamiento de aire, pistas de patinaje e incluso en la construcción.

La refrigeración, es un proceso termodinámico, donde se extrae calor de un cuerpo o espacio bajando así su temperatura y conservándolo así, y llevándolo a otro lugar de mayor temperatura; también se define como la producción en un sistema, de una temperatura inferior a la del medio ambiente, lo que es conseguido por la extracción del calor involucrado en el sistema.

Entre los métodos más comunes para producir el efecto de refrigeración están los siguientes: Refrigeración por evaporación, refrigeración por compresión, refrigeración por absorción, refrigeración por termopares y refrigeración por disolución.

### 1.1.1 Aspectos termodinámicos en refrigeración

Una de las principales aplicaciones de la termodinámica es la refrigeración, que como ya se definió anteriormente, es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior a hacia otra región de temperatura superior.

De la práctica cotidiana el calor fluye desde una zona o cuerpo de alta temperatura a una(o) de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo. El proceso inverso no sucede por si solo (Principio de la segunda ley de la termodinámica), para poder lograr transferir calor desde una zona o cuerpo de baja temperatura a una de alta temperatura sin violar la segunda ley, se requiere de dispositivos especiales conocido como refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos empleados en estos dispositivos se llaman refrigerantes. En la figura 1.1 se muestra de manera esquemática un refrigerador.

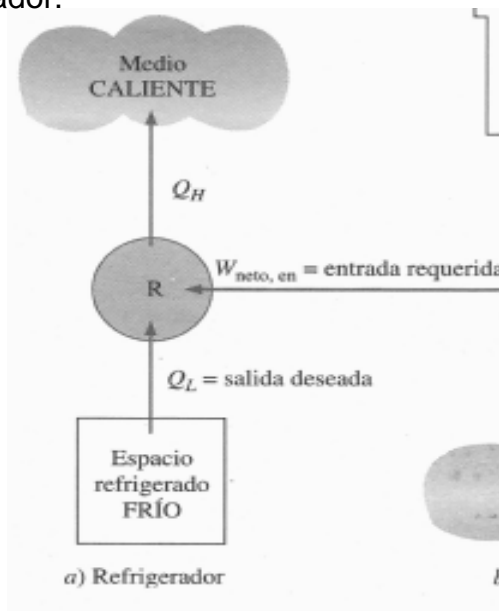


Figura 1.1 Esquema de Sistema de refrigeración.

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

En este caso  $Q_{sum}$  ( $Q_L$ ), es la magnitud de calor extraído del espacio refrigerado a temperatura  $T_{sum}$ ,  $Q_{ced}$  ( $Q_H$ ), es la magnitud de calor liberado hacia el espacio caliente a temperatura  $T_{ced}$  y  $W_{neto}$ , es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó,  $Q_{sum}$  y  $Q_{ced}$  representan magnitudes y por ello son cantidades positivas.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la **bomba de calor**. Esencialmente los refrigerador y las bombas de calor son los mismo solo difieren en los objetivos.



Figura 1.2 Esquema de sistema de Bomba de Calor.

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

El desempeño de los refrigeradores y las bombas de calor se expresa en los términos del coeficiente de operación (COP), el cual se define como:

$$COPR = \frac{\text{Salida de Salida}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\text{Efecto de Enfriamiento}}{\text{Entrada de Trabajo}} = \frac{Q_{sum}}{W_{neto, entra}}$$

Ecuación 1.1

$$\text{COPBC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_{\text{ced}}}{W_{\text{neto, entra}}}$$

Ecuación 1.2

Es importante resaltar que el COP de los refrigeradores y bomba de calor pueden ser mayores a uno. Debido a que:

$$\text{COPBC} = \text{COPR} + 1$$

Ecuación 1.3

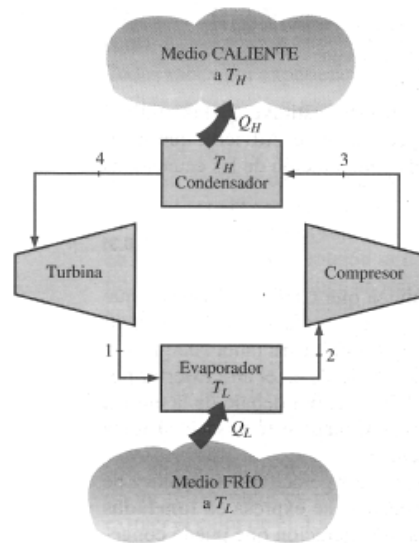
La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración (la rapidez en que es extraído el calor del espacio refrigerado), con frecuencia se expresa en **toneladas de refrigeración** equivalentes a **12.000 btu/h** o **12660 Kj/h**. Esto tiene su base en convertir 1 tonelada de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0 °C (32 °F) en 24 horas.

## 1.2 Sistema de refrigeración por compresión mecánica

Como introducción a los ciclos de refrigeración por compresión mecánica, es importante tener presente el ciclo inverso de Carnot, debido a su utilización como ciclo de referencia para evaluar el desempeño de otros ciclos y en particular al ciclo de refrigeración por compresión mecánica, haciendo las comparaciones correspondientes para así lograr caracterizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración bajo el esquema de los ciclos termodinámicos.

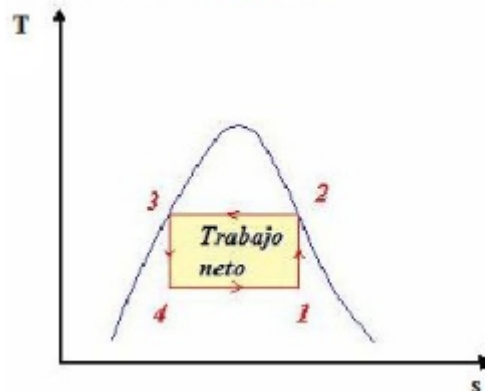
### 1.2.1 Ciclo de Carnot Inverso

El ciclo de Carnot inverso es totalmente reversible, permitiendo que los cuatro pasos que comprenden el ciclo puedan invertirse. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj, Un refrigerador o bomba de calor que opera en este ciclo se le denomina **refrigerador o bomba de calor de Carnot**.



**Figura 1.3 Ciclo de Carnot inverso.**  
 Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

Considere un Ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante como se muestra en la figura 1.4.



**Figura 1.4 Diagrama TS de Carnot.**  
 Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

- 1-2 Se transfiere (absorción) calor reversible desde una región fría  $T_L$  de forma isoterma donde el refrigerante experimente cambios de fase.
- 2-3 Se comprime el refrigerante isentrópicamente, hasta que alcanza la temperatura máxima  $T_H$ .

- 3-4 Se transfiere calor reversible a la región caliente a  $T_H$  de forma isoterma, donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor a líquido).
- 4-1 Se expande el refrigerante isoentrópicamente hasta alcanzar la temperatura mínima  $T_L$ .

Los inconvenientes de un ciclo de refrigeración de Carnot como modelo de dispositivo práctico radican en los procesos de compresión y expansión. En general debe evitarse comprimir una mezcla húmeda, por el daño que pueden causar al compresor la presencia de pequeñas gotas líquidas. La expansión con una turbina bajo condiciones similares a la ya descrita es igual de perjudicial. Las modificaciones para evitar estos dos tipos de problemas inherentes al ciclo de Carnot nos conducen en la práctica al ciclo de refrigeración por compresión mecánica.

La refrigeración por compresión mecánica desplaza la energía térmica entre dos aéreas, creando zonas de alta y baja presión, confinadas en intercambiadores de calor, mientras estos procesos de intercambio de energía se presentan cuando el fluido refrigerante se encuentra en procesos de cambio de estado de líquido a vapor y de vapor a líquido.

El proceso de refrigeración por compresión mecánica se logra evaporando un gas refrigerante en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado **evaporador**. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su estado a vapor. Durante este cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina **carga térmica**. Luego de este intercambio energético un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como

**condensador.** En este intercambiador se liberan tanto el calor latente como el calor sensible, ambos, componentes de la carga térmica. En este aumento de presión, también se eleva la temperatura y para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante, es necesario enfriarlo al interior del condensador, esto suele hacerse por medio del aire y/o agua de acuerdo al condensador que se trate. De esta manera el refrigerante ya en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetirse el ciclo de refrigeración por compresión mecánica.

Por otra parte los sistemas de refrigeración por compresión se diferencian o separan en dos grandes tipos:

- **Sistemas de compresión simple.-** Eleva la presión del sistema mediante una sola carrera de compresión. Este es el más común de los sistemas de refrigeración.
- **Sistemas de compresión múltiple.-** Solución de compresión ideal para bajas temperaturas debido a las altas relaciones de compresión que estos sistemas superan.

El ciclo de Compresión de Vapor<sup>1</sup> se basa en el Ciclo Inverso de Carnot. Como ya se menciona el Ciclo de Refrigeración de Carnot consigue el efecto inverso de la máquina térmica, porque transporta energía desde un foco frío a un foco caliente. Para realizar el Ciclo de Refrigeración se necesita suministrar trabajo externo.

Los procesos que comprenden el ciclo son:

- Cesión de calor a presión constante en el condensador.
- Expansión adiabática en la válvula de expansión.
- Adición de calor a presión constante en el evaporador.
- Compresión adiabática en el compresor.

---

<sup>1</sup> El Ciclo de Compresión de Vapor, es el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial. En total ciclo\*, un fluido se evapora y se condensa alternativamente siendo uno de los procesos que intervienen en el Ciclo de una Compresión de Vapor.

En la práctica, algunos sistemas de refrigeración utilizan un Intercambiador de Calor Líquido-Vapor de Admisión, este Intercambiador subvendra el líquido que sale del condensador utilizando el vapor procedente del evaporador consiguiendo con ello un aumento en el efecto refrigerante.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, es el método más común de transferencia de calor en instalaciones de refrigeración, Consta de cuatro componentes principales en este ciclo:

1. Evaporador,
2. condensador,
3. dispositivos de reducción de presión y
4. compresor (componente base de estudio del presente trabajo).

### **1.2.2 El evaporador**

El evaporador en un sistema de refrigeración es el dispositivo a través del cual fluye la energía térmica desde un medio a ser enfriado hacia el fluido refrigerante que circula en el interior de éste.

Su nombre proviene del cambio de estado del refrigerante al recibir esta energía, luego de una brusca expansión que reduce su temperatura. Durante este proceso el refrigerante pasa de su estado líquido a estado gaseoso.

Este componente del ciclo de refrigeración adopta diferentes nombres, tales como:

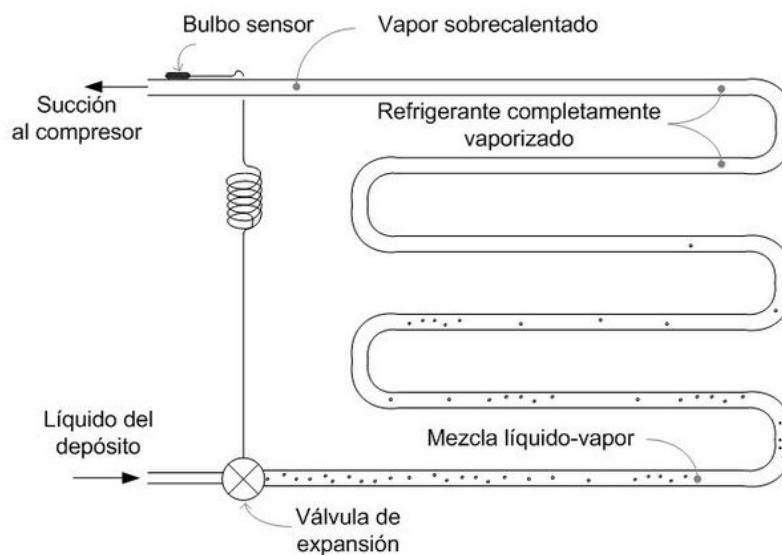
- serpentín de enfriamiento
- serpentín de absorción
- unidad de enfriamiento
- ebullición

Su diseño, tamaño y capacidad dependen de la aplicación y carga térmica de los diferentes usos. Los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos y diseños y se pueden clasificar de diferentes maneras.



Según su alimentación de refrigerante.

- **De expansión directa o expansión seca.-** En estos evaporadores la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose éste en estado de mezcla en un punto intermedio del mismo evaporador.
- De esta manera el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobre calentado. No son los más apropiado para instalaciones de gran volumen



**Figura 1.5 Evaporador de expansión directa o expansión seca.**  
Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

- **Inundados.-** Trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, la mayor razón posible de transferencia de calor.  
Son utilizados preferentemente en instalaciones industriales, operando a bajas temperaturas y utilizando amoníaco como refrigerante.

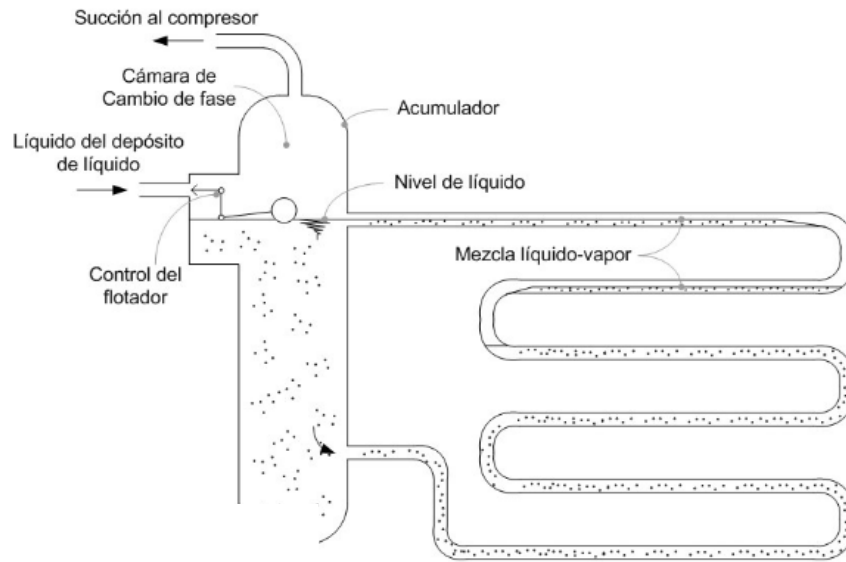


Figura 1.6 Evaporador inundado.

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

- **Sobrealimentados.-** Es en el cual la cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre en exceso y a demás puede ser vaporizado.

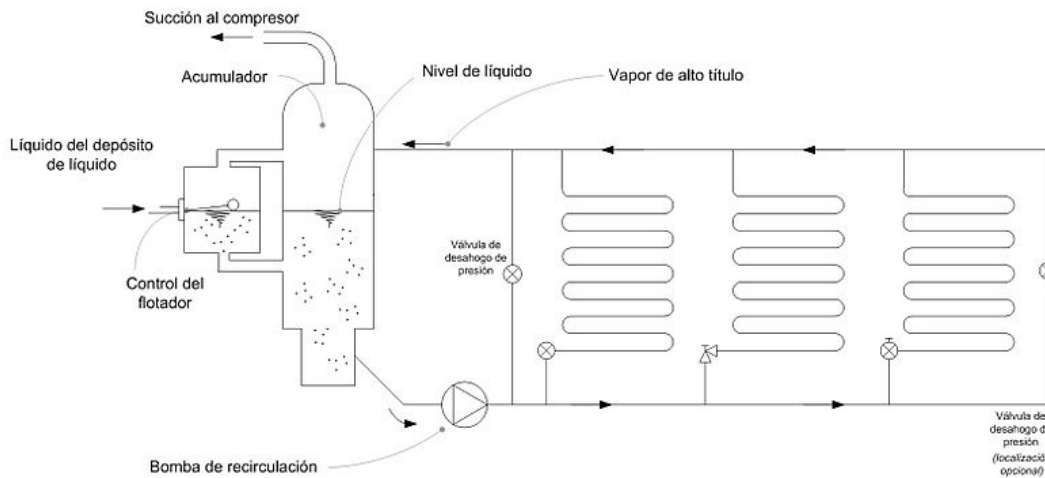


Figura 1.7 Evaporadores sobrealimentados.

Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición.

Según su tipo de construcción

- **Tubo descubierto.-** Por lo general se construyen con tubería de cobre o bien de acero. El tubo de acero se utiliza en evaporadores grandes y

cuando el refrigerante a utilizar es amoníaco, mientras para pequeños evaporadores se utiliza cobre.

- **De superficie de placa.-** Existen varios evaporadores de estas condiciones uno de los consta de dos placas acanaladas y asimétricas las cuales son soldadas herméticamente tienen excelente aplicación para mantención de productos congelados.
- **Evaporadores aletados.-** Son de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas y son mas ampliamente utilizados en la refrigeración industrial, como en los equipos de aire acondicionado, las aletas sirven como superficie secundaria absorbidora de calor lo que mejora su eficiencia para enfriar aire u otros gases.

De hecho, todos los serpentines se escarchan con su funcionamiento, la diferencia entre ellos sólo estriba en el espesor de la película que se forma. Los serpentines escarchados tienen la desventaja que para eliminar la película de escarcha que se forma continuamente debe dejar de funcionar la máquina a intervalos regulares, lo que hace que su rendimiento disminuya significativamente con respecto a los serpentines sin escarchado y más aún con los de descongelamientos.

Estos dos últimos más modernos se diferencian principalmente en su tamaño que siempre son más voluminosos que los con escarchado y en sus controles de operación de la recirculación del refrigerante. Ambos usan controles automáticos en sus válvulas de expansión termostáticas, lo que permite una operación más eficiente e uniforme.

### 1.2.3 El condensador

Es el dispositivo mediante el cual un sistema de refrigeración desecha el calor inseparable fuera del sistema, es pues, el dispositivo mediante el cual se transfiere el calor que el vapor del refrigerante sobrecalentado y a alta presión se enfría hasta su condensación al ceder el calor para desecharlo finalmente.

En esta parte del sistema de refrigeración en el condensador intervienen tres componentes que integran la unidad de condensación: el compresor que gobierna el volumen por minuto del aire disponible para el enfriamiento, el recipiente donde se produce la condensación de vapor y desde luego el condensador mismo.

Los condensadores pueden tener enfriamiento por aire, agua o enfriarse por evaporación. Los refrigeradores domésticos tienen, en general, un condensador enfriado por aire. Otras unidades de enfriamiento por air emplean ventiladores para soplar o succionar grandes volúmenes de aire a través del serpentín del condensador.

Los condensadores enfriados por aire, dependen de un gran suministro de aire relativamente frío, porque para tener flujo de calor del refrigerante en el condensador, al medio de enfriamiento, el aire debe estar a una temperatura más baja que la del refrigerante, Hasta cuando la temperatura del ambiente es mayor que 38 °C, sigue siendo menor que la del refrigerante en el condensador, y éste cede algo de calor al regresar a su estado líquido.

Los condensadores enfriados por agua permiten menores presiones y temperaturas de condensación y dan un mejor control de la presión diferencial de las unidades que trabajan. Se pueden clasificar como:

- Envoltente y tubos
- Envoltente y serpentín
- Tubo dentro de tubo

Los condensadores evaporantes también funcionan en base a los principios de transferencia de calor por convección, solo que combinan la capacidad de un líquido evaporante para absorber calor con una corriente de aire que circula en su área circunvecina.

Es así que este tipo de condensador utiliza las ventajas de los otros dos, además de que por usar también tubos doblados normalmente serpentines resulta muy cómodos para sistemas de acondicionamiento de aire como los de los automóviles pequeños.

Otro equipo auxiliar que usan los condensadores que se manejan a nivel industrial es el de las torres de enfriamiento y dado que usa un líquido evaporante produce grandes economías de agua, razón por la que es utilizado donde ésta es escasa, o bien, de disponibilidad poco accesible.



**Fig. 1.8 Diferentes tipos de condensadores.**  
Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición

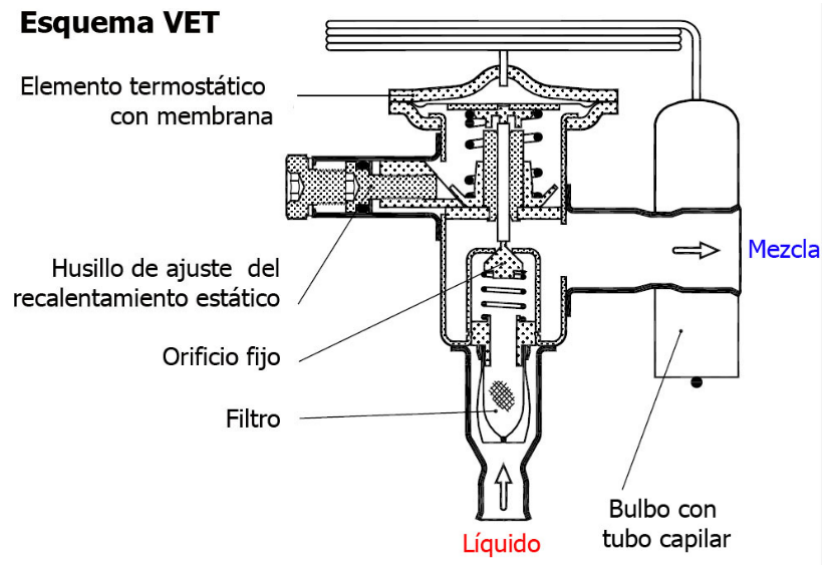
#### 1.2.4 Controles de flujo de refrigerante

Un componente fundamental e indispensable de todo sistema de refrigeración es el control de flujo o dispositivo reductor de presión, Sus fines principales son:

- Mantener la presión y punto de ebullición adecuados en el evaporador para manejar la carga térmica deseada.
- Permitir el flujo refrigerante hacia el evaporador a la velocidad necesaria para eliminar el calor de la carga.

Los cinco tipos principales reductores de presión que se usan hoy en diversas fases del ciclo de refrigeración son:

- Válvula automática de expansión
- Válvula termostática de expansión



**Figura 1.9 Válvula de expansión termostática**

Fuente: [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Esquema\\_VET.jpg?uselang=es](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Esquema_VET.jpg?uselang=es)

- Tubo capilar



**Figura 1.10 Tubo Capilar.**

Fuente: <http://goo.gl/L4wkn>.

- Flotador de lado de baja presión
- Flotador de lado de alta presión

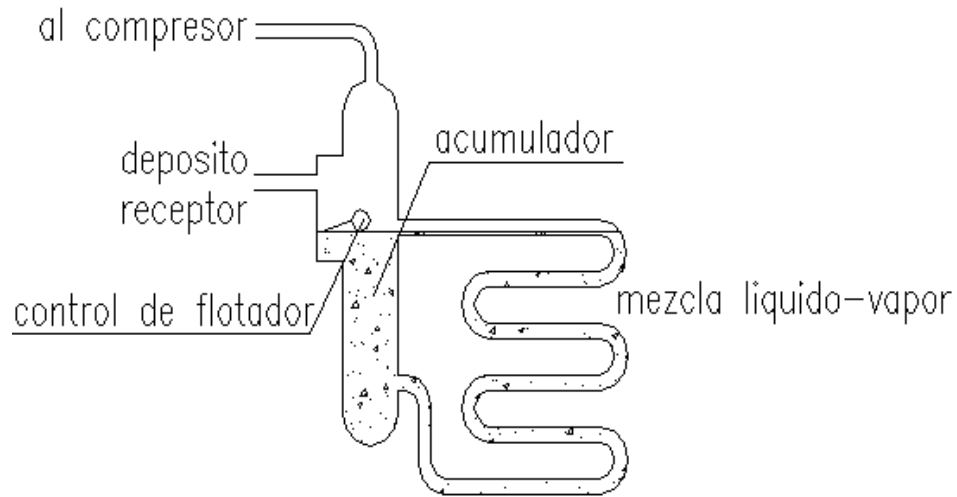


Figura 1.11 Flotador de lado de baja y alta presión.

Fuente; <http://goo.gl/uujdK>

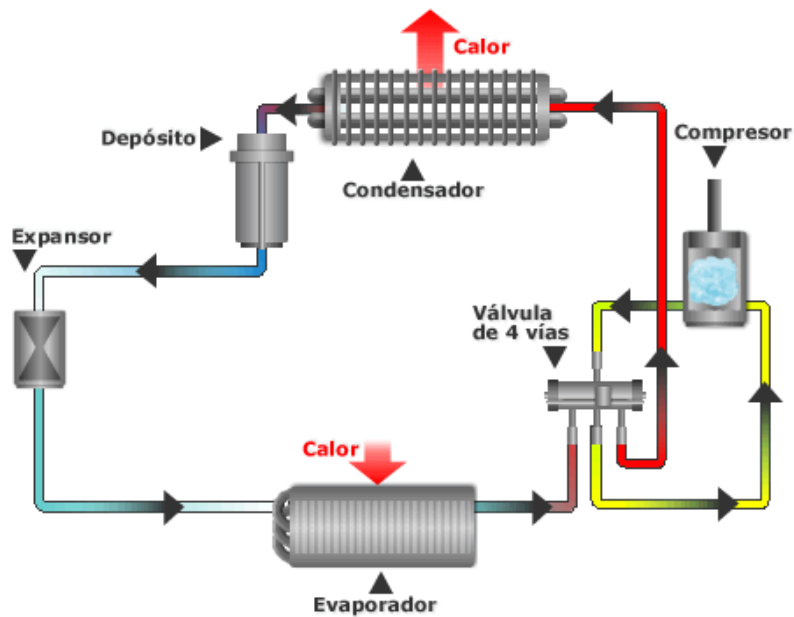


Figura 1.12 Ciclo de refrigeración.

Fuente: [http://www.caurium.com/clientes/rite2008/mod\\_002/unid\\_007a\\_000.html](http://www.caurium.com/clientes/rite2008/mod_002/unid_007a_000.html)

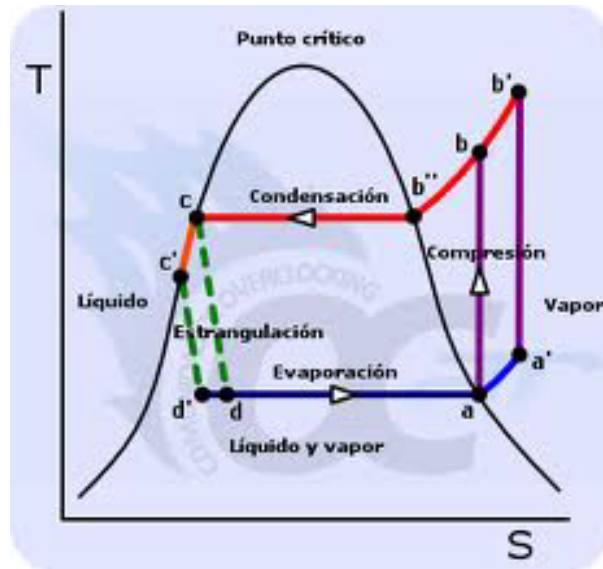


Figura 1.13 Diagrama T-S de un ciclo de refrigeración.  
Fuente: <http://goo.gl/mCO7l>

### 1.3 Diagramas presión-entalpía

El diagrama p-h o diagrama de Mollier para presión entalpía, es la representación gráfica de una carta semilogarítmica en el plano presión-entalpía de los estados posibles para los gases refrigerantes y es en ella donde se trazan y estudian los distintos sistemas frigoríficos.

Básicamente el diagrama está compuesto por dos ejes principales y tres zonas delimitadas por una curva de saturación.

- En el eje de las ordenadas se registra el valor de presión.
- En el eje de las abscisas se registra el valor de la entalpía en unidad de masa [KJ/Kg] ó [Kcal./Kg.].
- Una curva de saturación con forma de "U" invertida la cual determina si el compuesto se encuentra en estado de: Líquido subenfriado, líquido saturado, mezcla líquido vapor, vapor saturado o vapor sobrecalentado.

A su vez se definen seis tipos de trazas a través de las cuales se describen los ciclos de refrigeración.

- Isobaras: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de presión.



- Isoentalpicas: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de entalpia en masa.
- Isotermas: Que en la zona de liquido subenfriado son paralelas a la ordenada y dentro de la campana de mezcla son paralelas a la abcisa, y en la zona de vapor sobrecalentado descenden en forma curva, esta expresado en grados Celsius.
- Isocoras: Son las curvas que coinciden con el volumen especifico y también son paralelas entre sí para distintos valores.
- Isoentropicas: Son las curvas que coinciden los valores de igual entropía en el sistema.

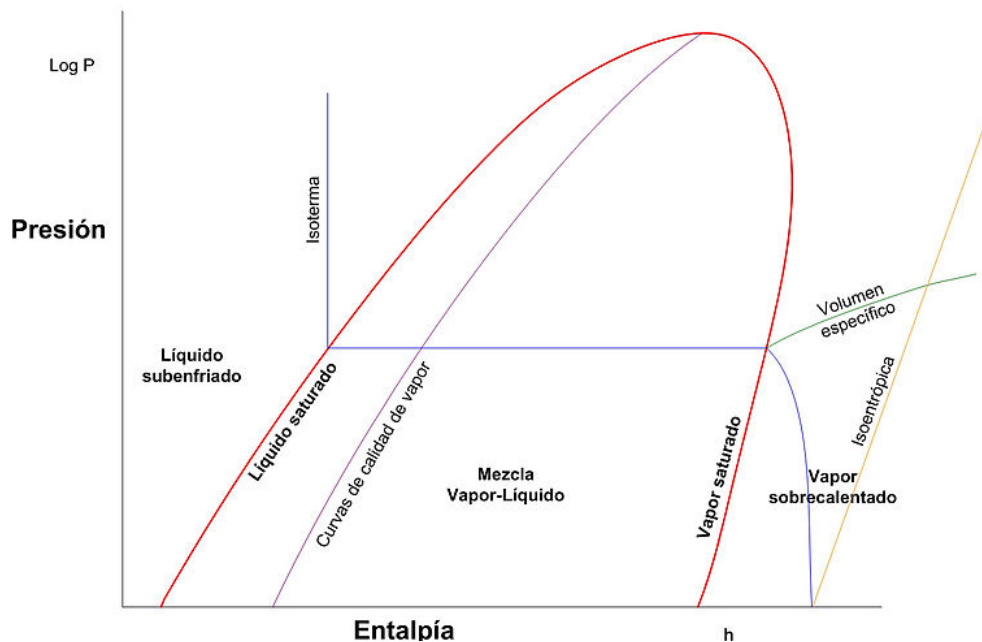


Figura 1.14 Diagrama P-H

Fuente: <http://goo.gl/IPYS4>

Por su parte cada refrigerante tiene su propio diagrama P-H con particularidades que los hacen más o menos adecuado a cada aplicación frigorífica y propiedades exclusivas como relación temperatura/presión tanto de saturación como en mezcla, efecto refrigerante, temperatura de descarga del compresor en función de la entropía entre otros.

### 1.3.1 Efecto de refrigeración

Cuando el refrigerante en estado líquido deja el condensador puede pasar a un recipiente donde permanece hasta que se le necesite en el evaporador; o bien puede pasar en forma directa por el tubo de líquido al dispositivo de medición y después al serpentín del evaporador. El líquido que entra al dispositivo medidor inmediatamente antes del serpentín evaporador tendrá determinado contenido de calor o entalpía, que depende de su temperatura de entrada. El vapor que sale del evaporador también tendrá determinado contenido calorífico o entalpía según su temperatura, la diferencia entre esas dos cantidades de contenido de calor es la cantidad de trabajo que hace cada libra de refrigerante al pasar por el evaporador y recoger calor ahí. La cantidad de calor absorbida por cada libra de refrigerante se llama **efecto refrigerante del sistema**, o efecto del refrigerante dentro del sistema.

Este efecto de refrigeración se evalúa en btu por libra de refrigerante (btu/lb); si se conoce la carga térmica total expresada en btu/hr., podemos calcular el número total de libras de refrigerante que se deben circular cada hora de funcionamiento del sistema.

#### **Ejemplo:**

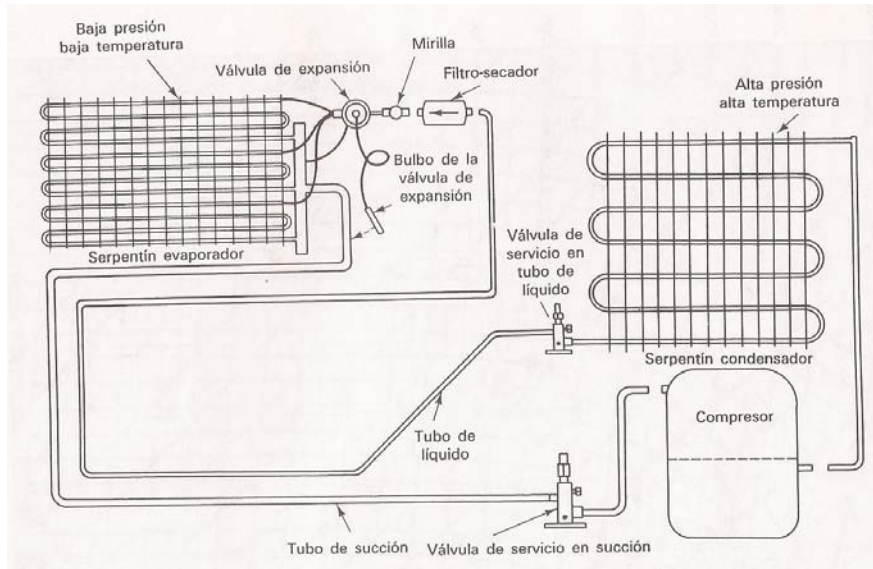
Si el calor total que se debe sacar de la carga es 60,000 btu/hr y el efecto de refrigeración en el evaporador es igual a 50 btu/lb, entonces:

$$\frac{60,000 \text{ btu / hr}}{50 \text{ btu / lb}} = 1200 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}, \text{ o sea } 20 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

### 1.3.2 Diagramas de ciclo

La figura 1.15 muestra un esquema de diagrama de flujo de un ciclo básico de refrigeración, donde se muestran los cambios de fases y los procesos. Primero el refrigerante pasa del estado líquido al estado vapor al absorber calor en el serpentín evaporador. La etapa de compresión, donde aumenta la temperatura y

presión del vapor del refrigerante, sigue a continuación; después el refrigerante cede su calor en el condensador, al medio de enfriamiento, y el vapor de refrigerante se condensa e nuevo a su estado líquido y queda listo para usarse de nuevo en el ciclo.



**Figura 1.15 Esquema de un ciclo simple de refrigeración.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

La figura 1.16 es una reproducción de un diagrama Mollier o grafica p-h, para el refrigerante R-12; se ven las características de presión, contenido de calor y temperatura de ese refrigerante. Los diagramas presión-entalpia, se pueden usar para graficar el ciclo que ve en la figura 1.15, pero se podría usar una grafica básica o de cartabón como la de la figura 1.17 como presentación preliminar de las diversas fases del circuito del refrigerante. Hay tres zonas básicas en al grafica, que representan cambios de estado entre la línea de líquido saturado y la del vapor saturado al centro de la grafica. La zona a la izquierda de la línea de líquido saturado es la zona de sobre enfriamiento, en la que el refrigerante líquido se ha enfriado por abajo de la temperatura que corresponde a su presión mientras que la zona a la derecha de la línea de vapor saturado es la de sobrecalentamiento, e la que el vapor del refrigerante se ha calentado más malla e la temperatura de evaporación que corresponde a su presión.

La construcción del diagrama, o más bien, el conocimiento y comprensión de éste, traerá una interpretación más clara de lo que sucede al refrigerante a las diversas etapas en el ciclo de refrigeración. Si se conocen el estado y dos propiedades cualesquiera del refrigerante y se puede ubicar en la gráfica, las demás propiedades se pueden determinar con facilidad.

Si el punto se ubica en cualquier lugar entre las líneas del líquido y vapor saturados, el refrigerante estará en forma de una mezcla de líquido y vapor. Si la ubicación se acerca más a la línea del líquido saturado, en la mezcla habrá más líquido de vapor, y un punto ubicado en el centro de la zona a determinada presión indica que se trata de una mezcla líquido-vapor 50%-50%.

En la figura 1.17, el cambio de estado de vapor a líquido que es proceso de condensación, se presenta como la trayectoria que el ciclo desarrolla de derecha a izquierda; mientras que el cambio de estado de líquido a vapor, que es el proceso de evaporación, va de izquierda a derecha. La presión absoluta aparece en el eje vertical de la izquierda, y el eje horizontal indica el contenido de calor, o entalpia, en btu/lb.

La distancia entre las dos líneas de saturación a una presión dada, trasladada a la línea de contenido de calor, equivale al calor latente de evaporación del refrigerante a la presión absoluta dada. La distancia entre las dos líneas de saturación no es la misma a todas las presiones, ya que no son curvas paralelas. Por lo tanto, hay variaciones en el calor latente de evaporación del refrigerante, que depende de la presión absoluta. También hay variación en las tablas de presión-entalpia de los diversos refrigerantes y esas variaciones dependen de las diversas propiedades de los refrigerantes.

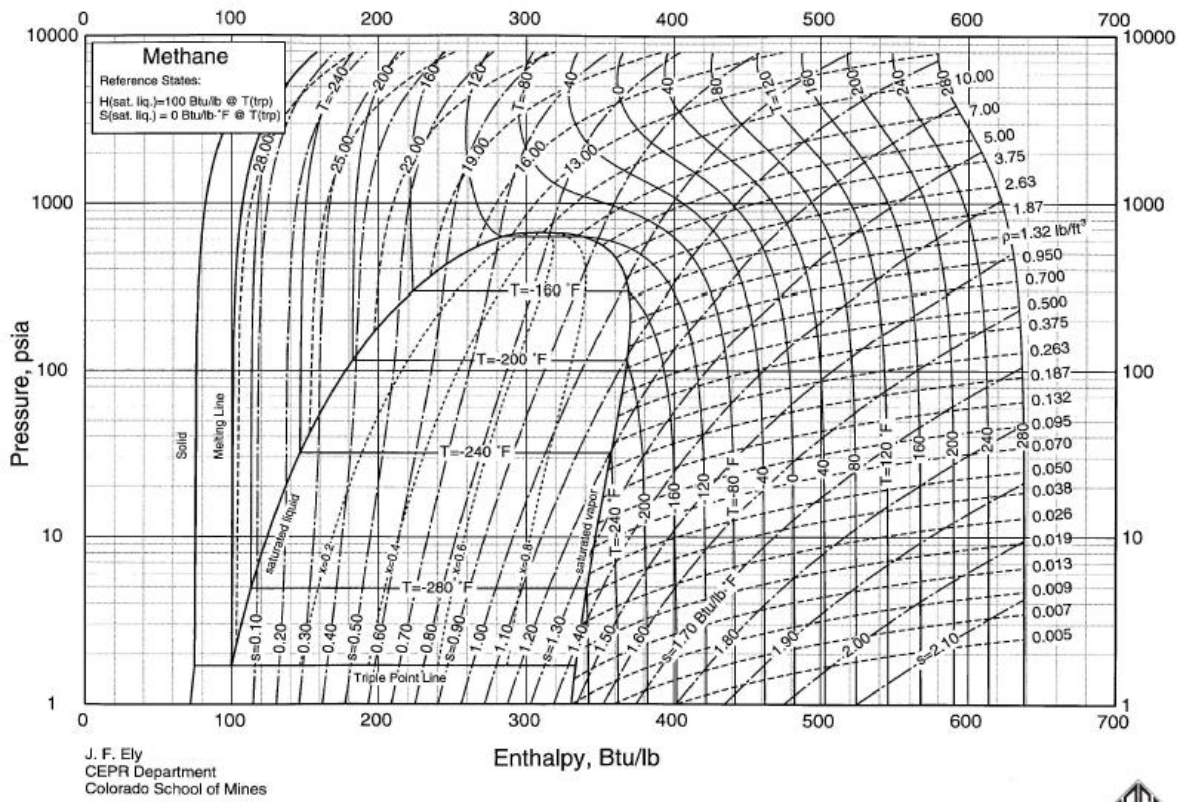


Figura 1.16 Diagrama presión-entalpía para el R-12.

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

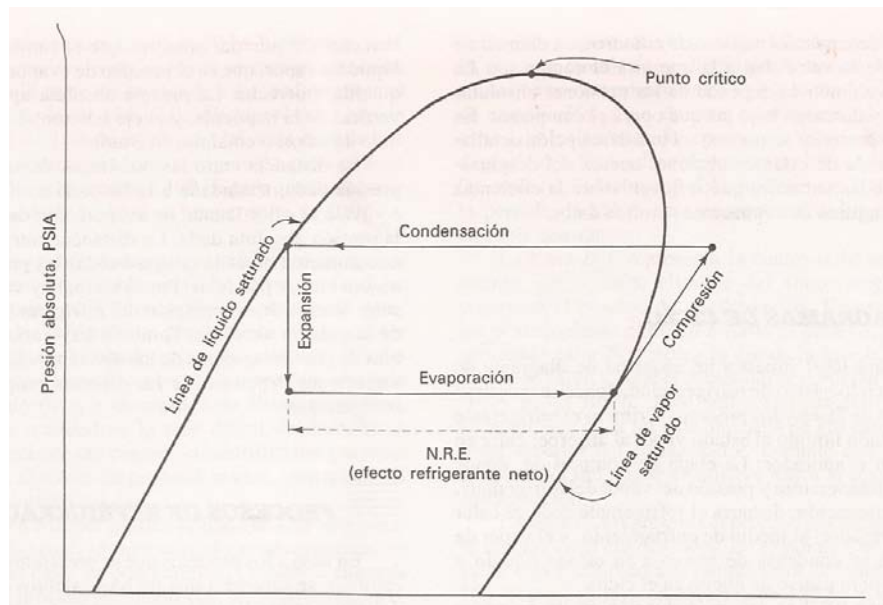
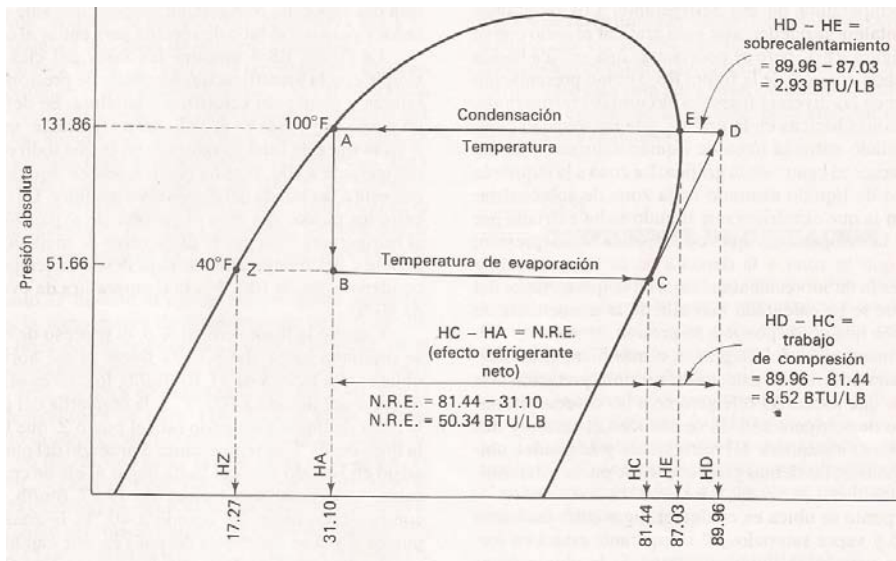


Figura 1.17 Entalpía Btu/lb.

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

### 1.3.3 Procesos de refrigeración

La figura 1.18 muestra las fases del ciclo saturado simple con la identificación adecuada de presiones, temperaturas y contenido calorífico o entalpia. Se debe escoger un punto de partida en el ciclo de refrigerante; sea el punto A en la línea de líquido saturado en la que todo el vapor del refrigerante a 100 °F se ha condensado en líquido a 100 °F, que está a la entrada del dispositivo medidor. Lo que sucede entre los puntos A y B es el proceso de expansión, cuando el refrigerante pasa por el depósito de medición; la temperatura del refrigerante se baja desde la temperatura de condensación de 100 °F a la temperatura de condensación de 40 °F.



**Figura 1.18 Entalpia Btu/lb.**  
 Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

Cuando la línea vertical A-B, el proceso de expansión se prolonga hacia abajo hasta llegar al eje horizontal, se obtiene una lectura de 31.10 btu/lb., lo cual es el contenido de calor del líquido a 100 °F. A la izquierda del punto B en la línea del líquido saturado esta el punto Z, que también es la línea de 40 °F de temperatura. Partiendo del punto Z hacia abajo en sentido vertical hasta llegar al eje de contenido de calor, se obtiene una lectura de 17.27 btu/lb, que es el contenido de calor del líquido a 40 °F; la zona entre los puntos Z y B se describirán después en este apartado.

La línea horizontal entre los puntos B y C indica el proceso de evaporación en el evaporador, en el que el líquido a 40 °F absorbe el calor suficiente para evaporarse. El punto C está en la línea de vapor saturado lo que indica que el refrigerante se ha evaporado por completo y está listo para el proceso de compresión. Una línea trazada en sentido vertical hacia abajo hasta llegar al eje de la entalpía indica el contenido de calor, que se representa en  $h_c$ , es 81.44 btu/lb. La diferencia entre  $h_a$  y  $h_c$  es 50.34 btu/lb, que es el efecto de refrigeración.

La diferencia entre los puntos  $h_a$  y  $h_c$  media sobre el eje de entalpías, es igual a 64.17 btu/lb, y es el calor latente de evaporación de una libra de R-12 a 40 °F. Esta cantidad de calor también presenta el efecto refrigerante, pero se debe evaporar algo del refrigerante a 100 °F para que lo que resta de cada libra de R-12 baje su temperatura de 100 °F a 40°F.

En la figura 1.18, la línea C-D representa al proceso de compresión, en el que aumenta la presión y temperatura del vapor desde de las que hay en el evaporador hasta las del condensador, suponiendo que no haya entrada de calor en el tubo de succión entre el evaporador y el compresor. Para una temperatura de condensación de 100 °F, es probable que un manómetro indique unas 117 psig; pero la grafica P-h, está en función de presiones absolutas. Se debe sumar una presión atmosférica de 14.7 psi a las psig y con ello se obtienen 131.86 psia.

El punto de D llevado al eje de las presiones absolutas equivale a la temperatura de condensación de 100 °F; no está en la línea de vapor saturado, sino a la derecha en la zona de sobre calentamiento en la intersección de la línea de 131.86 psia, la línea de entropía constante a 40 °F y la línea de temperatura de unos 116 °F. Una recta vertical hacia abajo desde el punto D cruza al eje de contenido de calor a 89.96 btu/lb, que es  $h_d$  la diferencia entre  $h_c$  y  $h_d$  es 8.52 btu/lb, el calor de compresión que se ha agregado al vapor. Esta cantidad de calor es la energía térmica equivalente al trabajo efectuado durante la etapa de compresión del ciclo. Es la temperatura teórica de descarga suponiendo que entra

vapor saturado al ciclo; en la operación real la temperatura de descarga puede ser de 20 a 35 °F mayor que la teórica. Esto se puede comprobar en un sistema en funcionamiento fijando un termómetro o termopar a la salida de la válvula de servicio en el compresor.

Durante el proceso de compresión, el calor que absorbe el vapor es resultado de la fricción del pistón en los cilindros y por el vapor mismo que pasa por las pequeñas aberturas de las válvulas internas de succión y descarga. Naturalmente, el vapor también se calienta por la acción de sus moléculas que se comprimen entre sí, y a lo cual se llama calor de compresión.

Algo de este calor adicional se pierde a través de las paredes del compresor. Por lo tanto, mucho depende del diseño del compresor, de las condiciones bajo las cuales deba trabajar y del equilibrio entre la ganancia y la pérdida de calor, para mantener al refrigerante a una entropía constante.

La línea D-E representa la cantidad de sobre calentamiento que se debe eliminar del vapor antes de poder comenzar el proceso de condensación. Una recta vertical hacia abajo desde el punto E hasta el punto  $h_e$  en el eje de contenido calorífico indica la distancia  $h_d-h_e$  o sea 2.93 btu/lb, de calor ya que el contenido de calor del vapor a 100 °F es 87.03 btu/lb.

Este sobre calentamiento se elimina normalmente en el tubo de descarga de gas caliente o en la parte superior del condensador. Durante este proceso la temperatura del vapor disminuye hasta a temperatura de condensación.

La línea E-A representa el proceso de condensación que se efectúa en el condensador. En el punto E el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura de condensación de 100 °F y a una presión absoluta de 131.86 psia; la misma presión y temperatura prevalecen en el punto A pero el refrigerante está ahora en estado líquido.



A cualquier otro punto de la línea E-A el refrigerante se encuentra en una mezcla de fases líquida y vapor; mientras más cerca este del punto A, mayor será la cantidad de refrigerante que se ha condensado al estadio líquido.

En el punto A, cada libra de refrigerante esta lista para pasar de nuevo al ciclo de refrigeración, cuando se le necesite para eliminar calor de la carga en el evaporador.

### 1.3.4 Coeficiente de operación del refrigerador

Los dos factores que determina el coeficiente de operación (COP) de un refrigerante son el efecto refrigerante y el calor de compasión.

La ecuación se puede escribir de la siguiente forma:

$$COP = \frac{\text{Efecto de refrigeración}}{\text{Calor de compresión}}$$

#### Ecuación 1.4

Sustituyendo los valores del diagrama p-h del ciclo sencillo saturado que se ha presentado tenemos:

$$COP = \frac{hc - ha}{hd - hc} = \frac{50.34}{8.52} = 5.91$$

Como se ve en la ecuación 1.4 mientras menos energía se gaste en el proceso de compresión, mayor será el COP del sistema de refrigeración. Por lo tanto, el refrigerante que tenga mayor COP es el que probablemente se seleccionara, siempre y cuando las demás cantidades y factores permanezcan iguales.

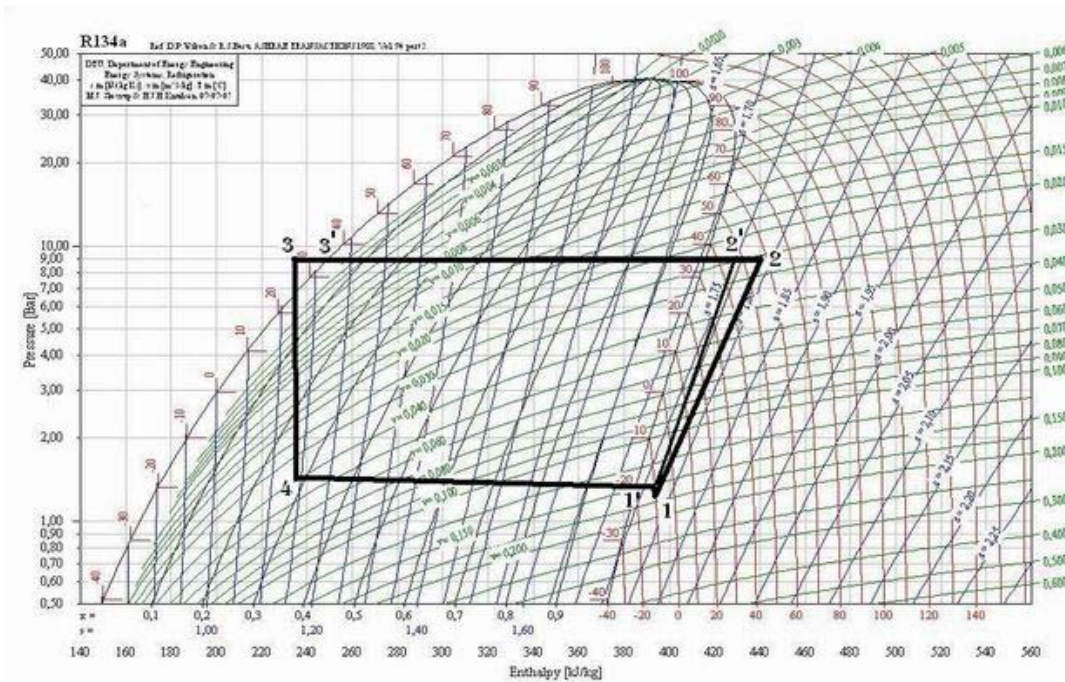


Figura 1.19 Ciclo de refrigeración en un diagrama p-h para el R134a.

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

#### 1.4 Desarrollo histórico del acondicionamiento del aire

El aire acondicionado es tan antiguo como el hombre. La gente primitiva utilizó las pieles de los animales, en un sentido crudo para controlar el escape o contenido de su propio calor corporal y efectuar un cambio en su confort personal.

La historia y los artefactos antiguos, muestran que los nobles egipcios, usaron esclavos equipados con ramas de palmas para ventilar a sus amos, así el enfriamiento evaporativo suministró algún alivio para el calor del desierto. La historia también recuerda que los romanos diseñaron ventilación y calefacción para sus baños.

Con los actuales adelantos, estos ejemplos de acondicionamiento de confort parecen más bien crudos y quizás algunos son cómicos.

En 1902 Willis Carrier sentó las bases de la maquinaria de refrigeración moderna y al intentar aplicarla a los espacios habitados, se encontró con el problema del

aumento de la humedad relativa del aire enfriado, y al estudiar cómo evitarlo, desarrolló el concepto de climatización de verano.

Por aquella época un impresor neoyorquino tenía serias dificultades durante el proceso de impresión, que impedían el comportamiento normal del papel, obteniendo una calidad muy pobre debido a las variaciones de temperatura, calor y humedad. Carrier se puso a investigar con tenacidad para resolver el problema: diseñó una máquina específica que controlaba la humedad por medio de tubos enfriados, dando lugar a la primera unidad de refrigeración de la historia.

Durante aquellos años, el objetivo principal de Carrier era mejorar el desarrollo del proceso industrial con máquinas que permitieran el control de la temperatura y la humedad. Los primeros en usar el sistema de aire acondicionado Carrier fueron las industrias textiles del sur de Estados Unidos. Un claro ejemplo, fue la fábrica de algodón Chronicle en Belmont. Esta fábrica tenía un gran problema. Debido a la ausencia de humedad, se creaba un exceso de electricidad estática haciendo que las fibras de algodón se convirtiesen en pelusa. Gracias a Carrier, el nivel de humedad se estabilizó y la pelusilla quedó eliminada.

Debido a la calidad de sus productos, un gran número de industrias, tanto nacionales como internacionales, se decantaron por la marca Carrier. La primera venta que se realizó al extranjero fue a la industria de la seda de Yokohama en Japón en 1907.

En 1915, empujados por el éxito, Carrier y seis amigos reunieron 32.600 dólares y fundaron “La Compañía de Ingeniería Carrier”, cuyo gran objetivo era garantizar al cliente el control de la temperatura y humedad a través de la innovación tecnológica y el servicio al cliente. En 1922 Carrier lleva a cabo uno de los logros de mayor impacto en la historia de la industria: “la enfriadora centrífuga”. Este nuevo sistema de refrigeración se estrenó en 1924 en los grandes almacenes Hudson de Detroit, en los cuales se instalaron tres enfriadoras centrífugas para

enfriar el sótano y posteriormente el resto de tienda. Tal fue el éxito, que inmediatamente se instalaron este tipo de máquinas en hospitales, oficinas, aeropuertos, fábricas, hoteles y grandes almacenes. La prueba de fuego llegó en 1925, cuando a la compañía Carrier se le encarga la climatización de un cine de Nueva York. Se realiza una gran campaña de publicidad que llega rápidamente a los ciudadanos formándose largas colas en la puerta del cine. La película que se proyectó aquella noche fue rápidamente olvidada, pero no lo fue la aparición del aire acondicionado.

En 1930, alrededor de 300 cines tenían instalado ya el sistema de aire acondicionado. A finales de 1920 propietarios de pequeñas empresas quisieron competir con las grandes distribuidoras, por lo que Carrier empezó a desarrollar máquinas pequeñas. En 1928 se fabricó un equipo de climatización doméstico que enfriaba, calentaba, limpiaba y hacía circular el aire y cuya principal aplicación era la doméstica, pero la Gran Depresión en los Estados Unidos puso punto final al aire acondicionado en los hogares. Hasta después de la Segunda Guerra Mundial las ventas de equipos domésticos no empezaron a tener importancia en empresas y hogares<sup>2</sup>.

#### **1.4.1 Como funciona un Aire Acondicionado (Clima)**

El sistema convencional es el más tradicional y consta de dos unidades: Unidad interior y unidad exterior. Estas unidades están conectadas por un circuito de refrigeración; un ventilador sopla el aire interior de la habitación que se desea acondicionar por encima del evaporador. Aunque este aire interior de la habitación suele tener una temperatura relativamente baja, esta aun por encima de la temperatura de evaporación del líquido refrigerante, por este motivo logra evaporar el líquido refrigerante y así absorber el calor del aire interior de la habitación. Esto queda mejor ilustrado en la figura 1.20.

---

<sup>2</sup> [http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_5908.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_5908.pdf)

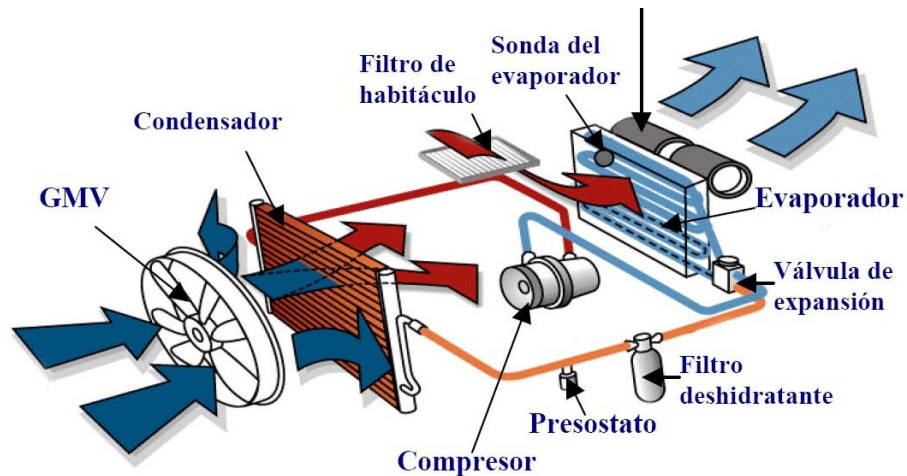


Figura 1.20 Diagrama esquemático del funcionamiento del aire acondicionado.

Fuente: <http://goo.gl/4RJbE>

### 1.4.2 Componentes de un aire acondicionado

Es importante conocer las partes más esenciales de la unidad de aire acondicionado las cuales son:

- Compresor
- Condensador
- Control de flujo
- Evaporador
- Filtros de aire
- Ventilador
- Termostato

### 1.4.3 Funciones que deben cumplir los aires acondicionados

Las funciones que deben cumplir los equipos de aire acondicionado son:

- En verano enfriamiento y deshumectación.
- En invierno calentamiento y humectación.
- Comunes en invierno y verano: ventilación, filtrado y circulación.

Estos procesos deben realizarse:

- Automáticamente.

- Sin ruidos molestos.
- Con el menor consumo de energía.

El cuerpo humano es un aparato generador de calor. Su temperatura normal es de 37 °C. Cuando está en un cuarto donde las condiciones de éste son calientes, transferirá calor al aire que pasa sobre su piel, por convección. Simultáneamente cede calor por conducción a la ropa, cama o a lo que esté en contacto con la piel.

Existen tres formas para que el cuerpo humano pierda automáticamente el calor: convección, radiación y evaporación, siendo el primero, el que utiliza el aire acondicionado, ya que el aire cercano al cuerpo, esta a menor temperatura, recibiendo y disipando el calor del cuerpo repetidas veces hasta bajarlo de temperatura.

El cuerpo es también sensible a las impurezas. Polvo, humo, polen de las plantas, causan irritación a la nariz, pulmones y ojos. Esto indica la necesidad de limpiar el aire. Finalmente el cuerpo requiere “aire fresco”, para renovar sus suministros de oxígeno o diluir olores indeseables.

En forma simple el cuerpo debe tener una atmosfera sana y comfortable deben tratarse para ello 5 propiedades del aire:

- Temperatura (enfriamiento calefacción)
- Contenido de humedad (humidificación o des humidificación)
- Movimiento del aire (circulación)
- Limpieza del aire (filtrado)
- Ventilación (introducción del aire exterior)

#### **1.4.4 Control para confort humano**

El contenido de humedad del aire se indica por la cesación de sequedad e invierno o de pegajosidad en verano. Algunas veces se puede estar molesto con la

humedad sin tener en cuenta la temperatura. La humedad se refiere al agua evaporada en el aire y que existe como un gas invisible. Para medir esa sensación de humedad y expresarlo en términos específicos se utiliza un termómetro de bulbo húmedo.

El psicómetro de onda sirve para tomar las temperaturas de bulbo húmedo y seco. Son simplemente dos termómetros (con escala y calibración iguales) montados sobre un marco común que tiene una manija que permite girar los instrumentos.

Observando las lecturas de ambos termómetros tenemos una indicación de la humedad relativa, que significa la cantidad real de humada en el aire, comparada con la máxima cantidad que el aire puede contener a esa temperatura de bulbo seco. Si las lecturas de bulbo seco y húmedo son iguales la humedad relativa es del 100%, la diferencia entre las lecturas de bulbo seco y bulbo húmedo, se llama la depresión de bulbo húmedo.

#### **1.4.5 Consumo energético**

El costo que actualmente representa la energía eléctrica es de vital importancia en una especialidad como el aire acondicionado que requiere un elevado consumo, por lo que su reducción representa una de las premisas básicas en los criterios de diseño.

Para ello, existen numerosas tecnologías y medios de aplicación, que se centran fundamentalmente en el ajuste de las necesidades, la utilización de fuentes de energía no convencionales, el incremento de la eficiencia y la recuperación de la energía residual, independientemente de utilizar equipos de alto rendimiento.

El apropiado uso del aislamiento térmico en el edificio, casa o habitación, contribuye un elemento fundamental, dado que ellos implican equipos de aire acondicionado más pequeños con un consumo energético menor durante toda su vida útil del edificio. A su vez la aislación térmica reduce al mínimo las pérdidas de

calor en los equipos, unidades de tratamiento de aire y la red de conductos y cañerías de la instalación.

Por otra parte, es indispensable la adopción de soluciones arquitectónicas que tiendan a la reducción de consumo energético teniendo en cuenta el aprovechamiento de la radiación solar, protecciones y una adecuada especificación de ventanas para reducir infiltraciones.

#### 1.4.6 Cálculos para comprar un aire acondicionado

Para conocer la capacidad del aire acondicionado que se debe comprar para determinado lugar se deben tener en cuenta varios factores como lo son:

- Número de personas que habitaran el recinto
- Número de aparatos que se encuentran en el lugar que disipen calor (computadores televisores, electrodomésticos en general).
- Ventilación (posibles fugas de aire que puedan haber como ventanas, puertas)
- Área del lugar en metros cúbicos (m<sup>3</sup>) Largo X Ancho X Alto.

Para realizar el cálculo de capacidad se debe tener en cuenta lo siguiente:

12,000 btu = 1 tonelada de refrigeración

1 Kcal. = 3967 btu

1 btu = 0.252 K cal.

1 Kcal/h = 3,967 btu/h

1 KW = 860 Kcal/h

1 HP = 642 Kcal/h

Calculo de capacidad:

$$C = 230 * V + (\# PyE * 476)$$

Ecuación 1.5



Donde:

**230** = Factor calculado para america latina “temperatura máxima de 40 °C” (dado en btu/hm<sup>3</sup>).

**V** = Volumen del área donde se instalara el equipo (dado en metros cúbicos m<sup>3</sup>)

**# PyE** = número de personas + electrodomésticos instalados en el área.

**476** = Factores de ganancia y perdida aportados por cada persona y/o electrodomésticos (en btu/hr).

Ejemplo:

Para instalar un aire acondicionado en un cuarto de 2.8 metros de ancho por 3.5 metros de largo y 2 metros de altura, donde generalmente van a estar dos personas, un televiso y una computadora.

$$V = (2.8) (3.5) (2) = 19.6 \text{ m}^3$$

$$\#PyE = 4$$

$$\text{Por lo tanto: } C = (230 \times 19.6) + (4 \times 476)$$

$$C = 6412.$$

El equipo de acondicionamiento de aire debe ser de 7000 btu.

#### 1.4.7 Características de los refrigerantes

Son usados en ciclos de Carnot de operación cuyo sistema es la bomba de calor. Entendemos por sustancia refrigerante cualquier fluido que ebulle a una temperatura cercana al punto de congelación del agua. Actualmente son usadas numerosas sustancias de refrigerantes, por lo que es prudente mencionar algunas de las características más importantes que debe reunir un agente de este tipo:

El refrigerante deberá ser capaz de absorber con facilidad una gran cantidad de calor, prácticamente esto significa que tendrá un valor muy bajo en su  $C_p$  capacidad calorífica a presión constante.

Deberá ser de baja densidad en estado líquido, lo que permitirá que con pequeñas diferencias de presión evapore sin dificultad y logre un fácil acceso dentro de los serpentines que integran el intercambiador de calor que permite la extracción del calor del sistema a refrigerar.

Finalmente no deberá ser: inflamable, explosivo, corrosivo y por lo demás, deberá ser barato.

## Capítulo 2

### Compresores centrífugos, características y funcionamiento

#### 2.1 Introducción

Antes de 1950 la mayoría de los fabricantes de la industria de aire acondicionado y refrigeración diseñaron equipos con una velocidad de operación baja. Esto se obtenía con compresores reciprocantes, así como compresores centrífugos en sus diseños más remotos.

El equipo de baja velocidad siempre fue más voluminoso, más pesado y más costoso, los compresores reciprocantes, con velocidad de operación de 700 RPM fueron reemplazados poco a poco por los compresores directamente acoplados a su motor y operando a velocidades de 1500 RPM lográndose una reducción en peso, tamaño y costo el mayor avance en estas maquinas, se logro utilizando los sistemas de engranaje, que consistió en colocar entre el motor y el compresor un juego de engranes para aumentar la velocidad de los impulsores hasta aproximadamente 7000 RPM, reduciendo como consecuencia el diámetro de los impulsores utilizando refrigerante R12<sup>1</sup> en dos pasos.

A través de la historia de los turbocompresores, v los tipos de compresores usados han reflejado el estado general de la técnica en el campo de las turbo máquinas. El primer turbocompresor construido fue de flujo radial e incorporaba los alabes en el rodete curvados hacia atrás .Pero a partir de la segunda guerra mundial debido a los desarrollos tecnológicos ,surgieron los compresores de flujo axial ;solo unos pocos turbocompresores fueron construidos usando una compresión axial con propósitos experimentales. Sin embargo, desde el punto de

---

<sup>1</sup> El Fluortriclorometano, es un gas pesado (4,74 veces tan pesado como el aire), relacionado al grupo de los CFCs. Se caracteriza por un alto PDO ( $\gamma = 1$ ). De acuerdo con el Protocolo de Montreal desde Enero de 1996 debió detenerse la producción del R -12. Para el organismo humano el R-11 es inofensivo, no es explosivo, se disuelve en toda proporción en aceites minerales. Es insoluble en agua, permitiendo una proporción de humedad en masa no mayor que 0,0025%. El refrigerante deshidratado es neutral a todos los metales, excepto a las aleaciones que contienen más de un 20 % de magnesio. La temperatura de ebullición normal es de 23,8 °C. El efecto refrigerante volumétrico de R11 es bajo, es usado en máquinas de refrigeración bajo temperatura de ebullición por encima de -20 °C. R11 fue ampliamente usado en aire acondicionados industriales, compresores de turbinas de potencia media y alta.

[http://cienbas.galeon.com/01Refrig\\_trad.htm](http://cienbas.galeon.com/01Refrig_trad.htm)

vista económico su uso no era atractivo y nunca alcanzó la producción, con ratios de compresión de 2:1, los alabes curvados hacia atrás fueron desechados porque presentaban grandes limitaciones debido a los esfuerzos que se producían y fueron sustituidos por rodetes de alabes radiales.

En 1970, sin embargo, hubo una demanda para incrementar los ratios de presión (alrededor de 3:1) y requerimientos para soportar eficientemente una ancha variación de flujo. Como consecuencia de esto, se volvió a los alabes curvados hacia atrás con un alto número de éstos, lo que significó mejoras en su funcionamiento, estabilidad y eficiencia con ratios de presión altas y condiciones supersónicas.

Para elevar la presión del aire atmosférico, con objeto de llenar el colector de aspiración del motor, se pueden emplear todos los tipos de compresores existentes en el mercado, que son variadísimos, aunque de características muy diferentes.

En la actualidad algunos fabricantes de compresores centrífugos operan los compresores de un solo paso hasta velocidades de 14000 RPM en aplicaciones de refinería. La tendencia al diseñar equipo es hacia velocidades mayores que la anterior a fin de conseguir un tamaño y peso reducido.

Los motores centrífugos son construidos para manejar una amplia variedad de gases o mezcla de gases con flujos a la entrada que varían desde 500 pie<sup>3</sup>/min, hasta cerca de 150 000 pie<sup>3</sup>/min. y presiones que varían desde 1 psi<sup>2</sup>, Hasta varios miles de psi Las velocidades de los compresores centrífugos varían desde

---

<sup>2</sup> La **libra-fuerza por pulgada cuadrada**, más conocida como **psi** (del inglés *pounds per square inch*) es una unidad de presión en el sistema anglosajón de unidades.

La escala más común se mide en **psi**, cuyo cero es la presión ambiente, que equivale a una atmósfera (o sea 15 psi aproximadamente). En general no se especifica que la presión atmosférica se deja de lado y se le llama simplemente **psi** o **psig** (*psi gauge*: 'psi de manómetro').

En cambio cuando es necesario dejar claro que si se toma en cuenta la presión ambiente, se usa **psia** (*psi absolute*: 'psi absolutas') cuyo cero está realmente a presión cero y las primeras 15 libras de esta escala corresponden a la presión atmosférica. [http://es.wikipedia.org/wiki/Libra\\_por\\_pulgada\\_cuadrada](http://es.wikipedia.org/wiki/Libra_por_pulgada_cuadrada)

aproximadamente 2000 hasta 30000 RPM, dependiendo de la carga y el flujo de gas para la aplicación específica.

En aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado las máquinas de refrigeración centrífuga es básicamente una unidad que maneja grandes volúmenes de gas refrigerante, estas máquinas no son construidas generalmente en rangos de capacidad abajo de 50 T.R (Tonelada de Refrigeración), debido a las limitaciones de fabricación y pérdidas de rendimiento.

La principal limitación es la fabricación: En máquinas centrífugas para menor capacidad se requieren impulsores bastante pequeños con pasadizos de gas más angostos. En la fabricación se presentan problemas de fundición de estos impulsores y la limpieza de los pasadizos, disminuyendo como consecuencia el rendimiento. Con el uso de diferentes refrigerantes los compresores se diseñan para capacidades relativamente altas sobre un rango de 50 TONS, mínimo hasta 3000 a 4000 TONS de refrigeración, operando con motor eléctrico en 3600 RPM.

Los refrigerantes 11, 12,113 y 114 son los de mayor aplicación en compresores centrífugos debido al mayor volumen de gas por toneladas de refrigeración.

Algunos volúmenes son:

Refrigerante	Flujo pie <sup>3</sup> /T. R
R-113	45.35
R-11	17.63
R-114	9.83
R-12	3.35

**Tabla 2.1 refrigerantes 11, 12,113 y 114.**

Antes de abordar los siguientes subtema se hará una breve descripción de las propiedades térmicas de la materia para así continuar con los tipos de compresores

## 2.2 Propiedades térmicas de la materia

Existen cuatro cantidades medibles que son de interés: Presión, volumen, temperatura y la masa de la muestra. Todas esas variables determinan el estado de una muestra dada de materia, dependiendo de su estado, la materia puede existir en fase líquida, sólida o gaseosa: Por tanto, es importante distinguir entre los estados térmicos estado de fase. El estudio se inicia con el comportamiento térmico de los gases.

### 2.2.1 Gases ideales

Una de las generalizaciones más útiles con respecto a los gases es el concepto de *gas ideal* cuyo comportamiento no se altera por las fuerzas de cohesión o volúmenes moleculares. Naturalmente ningún gas es ideal, pero en condiciones ordinarias de temperatura y presión, el comportamiento de cualquier gas es aproximadamente el de un gas ideal. Por lo tanto, de las observaciones experimentales de muchos gases reales puede obtenerse una deducción de las leyes físicas que gobiernan su comportamiento térmico. El grado con el cual cualquier gas real satisface dichas relaciones se determina a partir de cuánto se aproxima a un gas ideal.

### 2.2.2 La ecuación de estado

La ecuación que describe normalmente la relación entre la presión, el volumen, la temperatura y la cantidad (en moles) de un gas ideal es:

$$P * V = n * R * T$$

Ecuación 2.1

Donde:

**P** = Presión absoluta (medida en atmosfera).

**V** = Volumen (en esta ecuación el volumen se expresa en litros).

**n** = moles de gas.

**R** = Constante universal de los gases ideales (R=0.082 atm·L (mol·K))

**T** = Temperatura absoluta.

### 2.2.3 Ley de Boyle

Esta ley nos dice: Siempre que la masa y la temperatura de una muestra de gas se mantienen constantes, el volumen del gas es inversamente proporcional a su presión absoluta. Esto quiere decir que el producto de la presión  $P$  de un gas y su volumen  $V$  serán constantes siempre que la temperatura no cambie. Considérese un cilindro equipado con un émbolo móvil, como se muestra en la figura 2.1 a) y b).

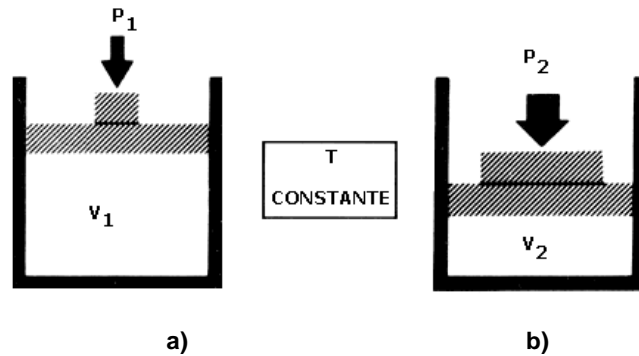


Figura 2.1 a), b)  
<http://goo.gl/ncnhD>

En la figura 2.1 a) el estado inicial del gas se describe por su presión  $P_1$  y su volumen  $V_1$ . Si el émbolo se presiona hacia abajo hasta la nueva posición indicada en la figura 2.1 b), se incrementa su presión a  $P_2$  en tanto que su volumen disminuye a  $V_2$  este proceso se muestra gráficamente en la figura 2.2.

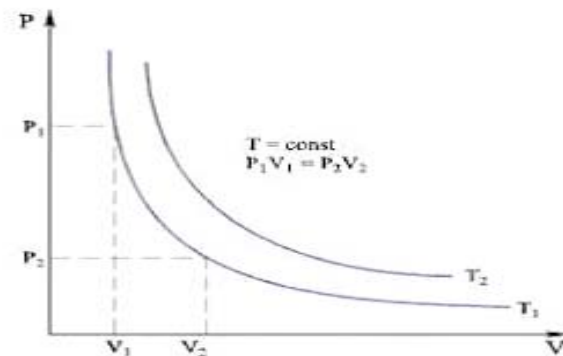


Figura 2.2  
<http://goo.gl/ncnhD>

Si esto ocurre sin un cambio de temperatura, la ley de Boyle revela que:

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

Ecuación 2.2

**Ejemplo.-** ¿Qué volumen de hidrogeno en forma de gas a presión atmosférica es necesario para llenar un tanque de 2 ft<sup>3</sup> a una presión absolutas de 2500 lb/in<sup>2</sup>? Si se recuerda que 1<sub>atm</sub> es equivalente a 14.7 lb/in<sup>2</sup>, entonces se aplica la ecuación 2.1

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

$$(14.7 \text{ lb/in}^2) V_1 = (2500 \text{ lb/in}^2)(2\text{ft}^3)$$

$$V_1 = 340 \text{ ft}^3$$

### 2.2.4 Ley de Charles

La ley de Charles y Gay-Lussac o simplemente ley de Charles nos enuncia: Mientras la masa y la presión de un gas se mantengan constantes, el volumen del gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta. Esta ley se representa en la figura 2.3.

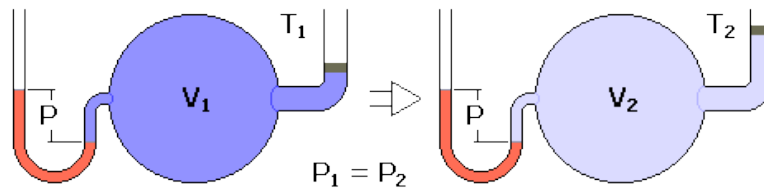


Figura 2.3  
<http://goo.gl/Yizlw>

En general, se usara el subíndice 1 para referirse a un estado inicial de un gas y el subíndice 2 para su estado final. Una expresión más útil de la ley de Charles es:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad \text{Con P y m constantes}$$

Ecuación 2.3



En esta ecuación  $V_1$  se refiere al volumen de un gas a temperatura absoluta  $T_1$  y  $V_2$  es el volumen final de la misma muestra de gas cuando su temperatura es  $T_2$ .

**Ejemplo.-** Un globo grande lleno con aire tiene un volumen de 200 litros a  $0^\circ\text{C}$ . ¿Cuál será su volumen a  $57^\circ\text{C}$  si la presión del gas no cambia?

Puesto que la ley de Charles se aplica para temperaturas absolutas, es necesario expresar las temperaturas inicial y final en  $^\circ\text{K}$ .

$$T_1 = 273^\circ\text{K}; \quad T_2 = 57+273 = \underline{330^\circ\text{K}}$$

Ahora podemos sustituir y solucionar la ecuación 2.2 para  $V_2$ .

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

$$\frac{200 \text{ litros}}{273^\circ\text{K}} = \frac{V_2}{330^\circ\text{K}}$$

$$V_2 = \frac{(200 \text{ litros})(330^\circ\text{K})}{273^\circ\text{K}} = 242 \text{ litros}$$

### 2.2.5 Ley de Avogadro

La ley de Avogadro contempla a las leyes de Boyle y Charles, asegura que en un proceso a presión y temperatura constantes (isobaro e isoterma) el volumen de cualquier gas es proporcional al número de moles presente. De tal modo que:

$$\frac{PV_1}{T_1n_1} = \frac{PV_2}{T_2n_2} \quad T = \text{constante y } P = \text{constante, Tenemos :}$$

$$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2}$$

Ecuación 2.4

Esta ecuación es válida incluso para gases ideales distintos. Una forma alternativa de enunciar esta ley es la siguiente: El volumen que ocupa un mol de cualquier gas ideal a una temperatura y presión dadas siempre es el mismo.

### 2.2.6 Ley general de los gases

Es una ley que combina la ley de Boyle, la ley Charles y la ley de Gay Lussac. Estas leyes matemáticamente se refieren a cada una de las variables termodinámicas con relación a otra mientras todo lo demás se mantiene constante, la ley de Charles, establece que el volumen y la temperatura son directamente proporcionales entre sí, siempre y cuando la presión se mantenga constante. La ley de Boyle afirma que la presión y el volumen son inversamente proporcionales entre sí a temperatura constante.

Finalmente la ley de Gay Lussac introduce una proporcionalidad directa entre la temperatura y la presión, siempre y cuando se encuentre a un volumen constante. La interdependencia de estas variables se muestran en la ley de los gases combinados que establece que: La relación entre el producto presión-volumen y la temperatura de un sistema permanece constante.

Esto matemáticamente puede formularse como:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Ecuación 2.5

Donde la presión, volumen y temperatura se han medido en dos instantes distintos 1 y 2 para un mismo sistema.

En adición de la ley de Avogadro al rendimiento de la ley de los gases combinados se obtiene la ley de los gases ideales.

### 2.2.7 Ley de los gases ideales

Como el comportamiento de los gases reales sólo se aproxima al descrito por las leyes anteriores, en consecuencia se define como *gas ideal* al que las cumple exactamente en todas las condiciones. Las leyes anteriores pueden combinarse en una sola ley llamada ley de gases ideales cuya expresión matemática es:

$$PV = nRT$$

Ecuación 2.6

Donde R se denomina constante universal de los gases. Si puede evaluarse R para ciertos valores conocidos de P,  $n$ , y T, la ecuación 2.6 puede usarse directamente sin necesidad de tener información acerca de los estados inicial y final. Esto se cumple al calcular el valor de R para 1 mol de un gas a presión y temperatura normal (PTS) de 0°C y 1 atm. Ya que 1 mol de cualquier gas contiene el mismo número de moléculas, el volumen molar depende de la temperatura y la presión del gas.

A una temperatura de 273 K y una presión de 1 atm, 1 mol de cualquier gas ocupa un volumen de 22.4 litros.

De este modo se encuentra que el valor de la constante universal de los gases es

$$\frac{PV}{nT} = \frac{(1 \text{ atm})(22.4 \text{ litros})}{(1 \text{ mol})(273 \text{ K})}$$

$$R = 0.0821 \frac{\text{Litro} * \text{atm}}{\text{mol} * \text{K}}$$

### 2.3 Leyes de termodinámica

**La primera ley de la termodinámica.** Esta ley afirma que la energía no se crea ni se destruye durante un proceso (tal como el de compresión y entrega de un gas), aunque si puede transformarse de una forma de energía a otra. Dicho en

otras palabras, cada vez que una cantidad de un tipo de energía desaparece, un total equivalente exacto de otros tipos de energía debe producirse.

**La segunda ley de la termodinámica.** Ésta es más abstracta y puede expresarse en varias formas.

- El calor no puede, por sí mismo, pasar de un frío a otro más caliente.
- El calor no puede pasarse de un cuerpo con una temperatura menor a otro con temperatura mayor sólo si se produce trabajo externo. La energía disponible de un sistema aislado decrece en todos los procesos reales.
- El calor o la energía(o el agua),por sí misma, fluirá, solo hacia abajo.

Básicamente, estas afirmaciones dicen que la energía existe en varios niveles y se encuentra disponible para emplearse sólo si puede moverse de un nivel alto a otro más bajo.

En la termodinámica, existe una medida de la falta de disponibilidad de la energía, la cual se le conoce como entropía. Está definida por la ecuación diferencial:

$$ds = d \frac{Q}{T}$$

Ecuación 2.7

Observe que la entropía (Como una medida de la falta de disponibilidad) Se incrementa a medida que un sistema a pierde calor, pero permanece constante cuando no hay ni ganancia ni perdida de calor (tal como sucede en un proceso adiabático).

## 2.4 Compresión de los gases reales

Todos los gases dejan de satisfacer, en un considerable intervalo, las condiciones definidas por la ecuación.

$$PV = RT$$

Ecuación 2.8

Sus desviaciones son grandes cerca de las condiciones críticas de presión y temperatura, y en muchos gases pueden ser de importancia en las condiciones que se encuentran a menudo en la práctica.

Con gases cuyas propiedades físicas no son muy conocidas o no se encuentran con facilidad, es práctica común confiar en la información específica relacionada con la llamada compresibilidad de los gases, que se define por el factor ( $Z$ ) de la ecuación

$$PV = ZRT$$

Ecuación 2.9

Se utilizan gráficas generalizadas en las que se da el factor de Compresibilidad en función de la presión y la temperatura reducida. Las cuales se basan en la ley de los estados correspondientes, que se supone que todos los gases se comportan aproximadamente igual cuando son iguales sus presiones y temperaturas reducidas.

Las tres magnitudes: presión ( $P$ ), volumen ( $V$ ) y temperatura ( $T$ ), se encuentran relacionados en la ecuación de los gases ideales  $PV = RT$ , en la cual  $R$  es la constante de los gases perfectos.

### **2.4.1 Presión de vapor**

A medida que los líquidos se transforman físicamente en gases. ( Ej., Por elevación de temperatura), sus moléculas viajan a mayor velocidad y algunas emergen del líquido para formar un vapor sobre el mismo. Estas moléculas crean una presión de vapor, la cual (a una temperatura específica) es la única presión a la cual un líquido puro y su vapor coexisten en equilibrio.

Si, en un sistema cerrado líquido-Vapor, el volumen se reduce a una temperatura constante, la presión se incrementara de manera imperceptible hasta que la condensación de la parte de vapor a líquido haya disminuido la presión hasta la

presión de vapor original correspondiente a dicha temperatura. Por el contrario, si el volumen se incrementa a una temperatura constante, la presión se reducirá de manera imperceptible y las moléculas se moverán de la fase líquida hacia la fase de vapor hasta que se restablezca la presión de vapor original. La temperatura y la presión del vapor de un gas dado siempre se mueven juntas.

Es evidente que la temperatura correspondiente a cualquier presión de vapor dada corresponde al punto de ebullición del líquido, así como al punto de rocío del vapor. Si se agrega calor, esto causará que el líquido hierva y, si se reduce el calor y se inicie la condensación del vapor. Los tres términos, temperatura de saturación, punto de ebullición y punto de rocío, se refiere a la misma temperatura de saturación, punto de ebullición y punto de rocío, se refiere a la misma temperatura física a una presión de vapor dada. Su empleo depende del contexto que les rodee.

#### **2.4.2 Gas y vapor**

Por definición, un gas es un fluido que no tiene ni forma ni cuerpo independiente y que tiende a expandirse de manera indefinida. Un vapor es un líquido o sólido gasificado; una sustancia en forma gaseosa. Estas definiciones son de uso general hoy en día.

Todos los gases pueden licuarse bajo condiciones adecuadas de presión y temperatura y, por lo tanto, también pueden llamarse vapores. Por lo general, el término gas se emplea cuando las condiciones son tales que el retorno al estado líquido (condensación) sería difícil dentro del rango de operación considerado. Sin embargo, un gas sometido a grandes temperaturas es, en realidad, un vapor sobrecalentado.

Los términos gas y vapor se emplearán en forma indistinta, pero con énfasis en que, cuando se use la palabra vapor, se requiere que se encuentre más cercano a la fase líquida.

### 2.4.3 Presiones parciales

La presión de vapor creada por un líquido puro no afectara la presión de vapor de un segundo líquido puro, cuando los líquidos sean insolubles y no reactivos, y los líquidos y/o vapores se mezclan dentro del mismo sistema. Existe una total indiferencia de cada componente hacia la existencia de los demás. La presión total de vapor de las mezclas es la suma de las presiones de cada componente individual. Esto se conoce como ley de Dalton, y cada vapor individual tiene lo que se llama una presión parcial para diferencia de la presión total de la mezcla.

Los principios de la presión parcial son aplicables durante la compresión de cualquier gas que no sea un gas puro y seco. Esto es cierto aun en la compresión de aire normal igual a 100 psig para obtener potencia, debido a que siempre existe vapor de agua mezclado con el aire de aspiración y el compresor debe de manejar ambos componentes. En realidad, el aire es en sí mismo una mezcla de varios componentes en los que se incluye el oxígeno, nitrógeno, argón.etc. Y su presión total es la suma de las presiones parciales de cada componente. Sin embargo, debido a que la variación en la composición del aire seco en todo el mundo es despreciable, se le considera, y de aquí en adelante se le tratara, como un solo gas con propiedades específicas propias.

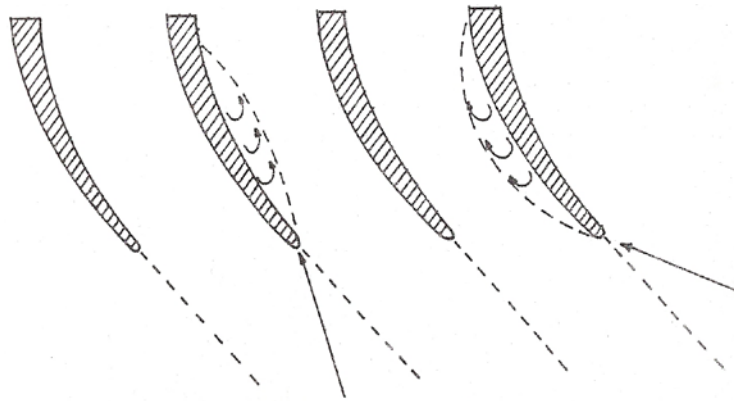
Después de la compresión, las presiones parciales se emplean para determinar la condensación y remoción de la humedad en ínter enfriadores y post enfriadores. Las presiones parciales también están involucradas en muchas aplicaciones de bombas de vacío y pueden encontrarse con profusión en la compresión de muchas mezclas

### 2.4.4 Pérdidas y rendimientos en el compresor centrífugo

Las características del compresor ideal se modifican por las pérdidas por fricción, las cuales aumentan como una función del cuadrado del flujo, existen pérdidas por incidencia, las cuales se deben al ángulo de ataque del gas a la entrada del impulsor, Sí este ángulo de ataque del gas a la entrada del impulsor no coincide

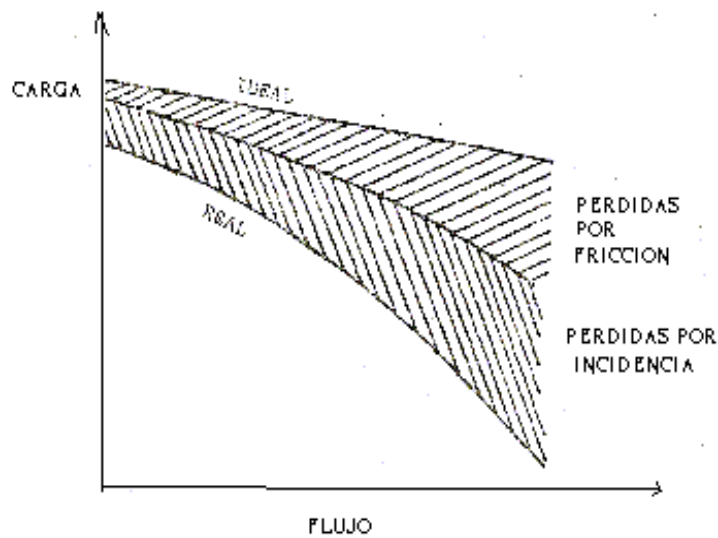
con el de las aspas, se presenta una componente tangencial de velocidad relativa, la cual es desechada y aparece como una carga.

Si la incidencia es excesiva, aparecen pérdidas adicionales debido a la separación de la capa límite. Otras pérdidas como pérdidas de mezcla en los canales y remolinos a la salida del impulsor, más la corrección del triángulo de velocidad a la salida del impulsor debido al deslizamiento, afectan también la característica del compresor.



**Fig. 2.4 Pérdidas por excedencia**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.



**Fig. 2.5 Pérdidas por fricción y por incidencia**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.



### 2.4.5 Pérdidas por incidencia

Incidencia es el ángulo entre la dirección del flujo que alcanza el borde de ataque del aspa y el ángulo del aspa.

Capa límite es la capa delgada entre la pared y el núcleo del flujo, donde la transición toma lugar desde cero hasta la velocidad de la corriente libre.

Deslizamiento es la desviación del flujo a partir de la dirección del ASPA, cerca de la salida del impulsor, debida a la rotación. En un compresor el rendimiento politrópico se define como la relación entre la carga politrópica y la carga real, y como la relación entre la potencia de compresión de fluido y la potencia real absorbida por la máquina. El rendimiento politrópico de un compresor centrífugo oscila entre 68 y 80%. ( $\eta_P$ ).

La potencia requerida por compresión del gas es:

$$GasHP = \frac{Cargapolitropica}{\eta_{Politropica}} = \frac{MHP}{\eta_P}$$

**Ecuación 2.10**

La potencia requerida en la flecha del compresor será.

$$BHP = \frac{GasHP}{\eta_M}$$

**Ecuación 2.11**

$\eta_M$  = Rendimiento mecánico del compresor (Pérdidas mecánicas), La potencia del accionador será:

$$Hp = \frac{GasHP}{\eta_M}$$

**Ecuación 2.12**

$\eta_M$  = Rendimiento mecánico del accionador y acoplamiento

### 2.4.6 Componentes de un sistema de refrigeración centrífugo

Los compresores centrífugos son clasificados en abiertos y cerrados; en el tipo abierto el compresor y el accionador están separados, el movimiento se efectúa colocando un cople entre ambas flechas, el tipo cerrado, comúnmente llamado hermético tiene el compresor y accionado encerrados en una carcasa sellada.

- El compresor centrífugo tipo abierto puede ser accionado por un motor eléctrico, turbina de vapor, o turbina de gas, cuya elección dependerá de un estudio económico.
- En el compresor abierto se requiere sellar la flecha entre el compresor y el accionador, para prevenir fugas de refrigerante y entrada de aire a la carcasa.
- El aire y la humedad dentro el sistema reducen la capacidad de la unidad y a la potencia requerida.
- En el hermético el diseño debe ser compacto y ligero debido a que los impulsores y el motor se encuentran en la misma flecha, el enfriamiento del motor se efectúa con el mismo refrigerante.

Para ambos tipos de compresores se requiere un sistema de lubricación completo con calentamiento y enfriamiento del aceite.

El sistema de refrigeración centrífuga aplicado al aire acondicionado es más compacto; El compresor, condensador, evaporador, tubería de refrigerante, sistema de lubricación y controles están ensamblados en una misma base

Los compresores centrífugos utilizados para servicios de refinería en el manejo de aire o gas son diseñados de acuerdo al API-617 del American Petroleum Institute, El compresor, Accionador y equipo auxiliar deberá ser el adecuado para las condiciones de operación especificadas y diseñado y construido para servicio continuo a carga total, cuando menos tres años de operación.

Por tal razón, todos sus componentes y auxiliares son de diseño más robusto y construido con materiales de mayor resistencia y durabilidad.

Los compresores centrífugos usados en refrigeración para gases refrigerantes son diseñados de acuerdo al estándar ARI-550-72 para paquetes centrífugos de enfriamiento de agua. (American Refrigeración Institute).

Estos equipos son diseñados para servicio intermitente y a cargas parciales de acuerdo a la variación en la capacidad y con duración cuando menos de 5 años.

#### **2.4.7 Control con compresor centrífugo**

Existen varios métodos para efectuar el control de capacidad en compresores centrífugos.

##### **1. Control de desviación de gas caliente**

Control de desvió El control de desvió (by-pass) de gas caliente se instala entre la succión y la descarga del compresor. Este control es recomendado cuando la carga en el compresor se reduce hasta condiciones cerca del punto de bombeo surge cuando este se presenta, una válvula abre el desvió y permite la entrada de vapor descargado del compresor hacia el evaporador.

##### **2. Regulación de agua al condensador**

Regulación de agua al condensador En un compresor centrífugo la curva de comportamiento carga capacidad cuando se tiene un impulsor a velocidad constante es muy plana por tanto, a una pequeña disminución en la carga corresponderá una reducción considerable en la capacidad. Cuando esto sucede, para aumentar la carga puede aumentarse la presión en el condensador al reducir la cantidad de agua que entra al mismo, la reducción de agua se efectúa con un control de temperatura en el agua helada que sale del evaporador.

##### **3. Compuertas de mariposa**

Una compuerta de mariposa localizada en la succión del compresor evitará el punto de bombeo (Surge) con esta compuerta se presenta una caída de presión que provoca un aumento de volumen específico del refrigerante que entra al impulsor, aumenta como consecuencia al flujo volumétrico.

#### **4. Control de velocidad**

Este se basa en la reducción de la velocidad del impulsor para disminuir la relación de flujo volumétrico en el punto de bombeo, de tal manera que se extiende el rango estable del compresor para una carga menor. Sin embargo, las características de un compresor son tales que la carga cae bastante con pequeños cambios de velocidad.

#### **5. Aspas guía variable a la entrada.**

La compuerta de aspas guías variables a la entrada proporciona una reducción en volumen más eficiente.

Estas aspas evitan las pérdidas por turbulencias, al guiar al refrigerante a la succión del impulsor.

El uso de las aspas guías es la forma más económica de control de capacidad para compresores centrífugos, este método no solo mueve el punto de bombeo para una carga menor y aumenta el rango de operación estable, sino que también se presenta una relación directa entre la reducción entre capacidad y potencia, Este control es el único que permite al compresor centrífugo operar hasta en un 10% de su capacidad y mantener un comportamiento estable y eficiente.

Un compresor centrífugo tiene para cada velocidad una cierta capacidad. Por debajo de la cual la operación es inestable, a este punto de interrupción se le llama "Punto de inestabilidad"; Así mismo a la operación pulsante inestable después de pasar este punto se le conoce como inestabilidad de flujo.

La carga desarrollada en el paso de compresión en un compresor centrífugo es una función del producto del componente tangencial de la velocidad absoluta saliendo del impulsor, Así como del rendimiento hidráulico a una velocidad dada de rotación.

Al reducirse la capacidad del paso de compresión del valor proyectado a una velocidad constante, el valor de velocidad relativa a la salida del impulsor se ve reducida casi en proporción con la reducción de capacidad del paso de compresión.

El ángulo de ésta velocidad relativa permanece prácticamente constante con excepción del efecto de deslizamiento, resultante de un efecto de circulación en la punta del impulsor.

Cuando se reduce esta capacidad, el canal de flujo del impulsor no se llena completamente, en realidad, tiene lugar una recirculación localizada en el canal de flujo adyacente en la placa de la cubierta, cerca del centro del impulsor, mientras mayor sea la reducción en flujo, mayor será el efecto de recirculación.

A aproximadamente 55 o 60% en la capacidad de diseño del paso de compresión, el patrón de flujo en el impulsor, resultante de este efecto de circulación. Se destruye, y entonces la unidad sufre una inestabilidad de flujo.

Un compresor sufrirá inestabilidad de flujo cuando su capacidad sea reducida demasiado para una velocidad dada, o si se impone una diferencial de presión mayor a la que pueda desarrollar a una velocidad dada.

La inestabilidad de flujo violenta o prolongada puede provocar vibración, sobrecalentamiento y fallas en cojinetes y flecha.

El rango estable de un compresor centrífugo para refrigeración desde la carga total hasta el punto de inestabilidad se encuentra aproximadamente cerca de la mitad a 2/3 partes de su capacidad.

### **2.4.8 Sistema de lubricación del compresor centrífugo**

El sistema de lubricación de un compresor centrífugo hermético está compuesto por bomba de aceite, calentador, enfriador, filtro, recipiente acumulador y la bomba, se encuentran en la parte inferior del compresor junto a la envolvente del enfriador.

Inicialmente la bomba envía aceite a través del enfriador para retirar el calor que toma del compresor, El aceite lubrica los cojinetes del compresor y la transmisión de engrane, y además los cojinetes del motor del compresor; El aceite se recolecta en la parte inferior de la carcasa del compresor, y de allí al recipiente acumulador de donde succiona la bomba. El enfriador de aceite opera con agua.

La carga inicial de aceite para un compresor centrífugo es de aproximadamente 19 Litros (5 Galones) para una capacidad de 90T.R. y de 53 Litros(14 Galones)para 650 T.R.

Este sistema de lubricación está integrado a la unidad de tal forma que no requiere bases o elementos adicionales para la operación del compresor, al no tener contacto el aceite y el refrigerante no se requiere de un separador de aceite.

### **2.4.9 Curvas de comportamiento**

Las características de un compresor centrífugo se muestran en un diagrama donde el volumen manejado por el compresor se presenta por el eje de las abscisas, mientras que el eje de las ordenadas representa a la relación de presión, o carga de presión de descarga.

Cada velocidad rotacional produce una curva diferente debido a que el volumen aumenta como una función directa de la velocidad, mientras que la carga aumenta proporcionalmente al cuadrado de la velocidad y la potencia como una función al cubo de la velocidad.

Cada curva está limitada por el punto de bombeo, la línea que une todos los puntos de bombeo determina el límite de estabilidad o línea de bombeo.

Las características de funcionamiento de un compresor centrífugo pueden expresarse, como en el caso de las bombas centrífugas, mediante curvas características que muestran la variación de la carga desarrollada (y del rendimiento) frente al caudal volumétrico, para cada velocidad de giro, tal y como aparece en la figura 2.7

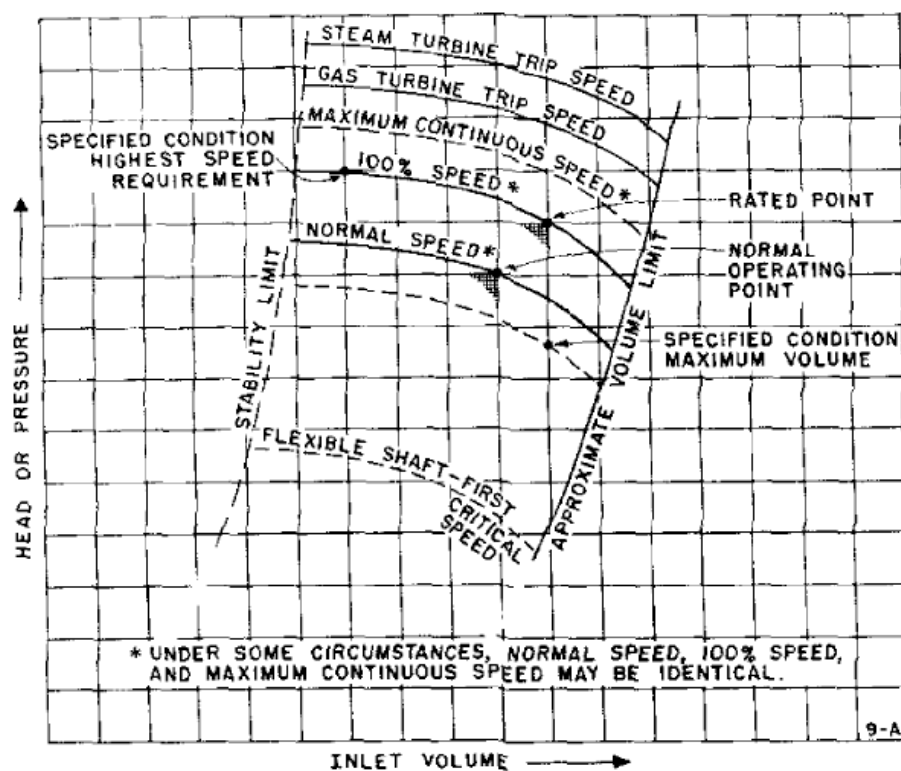


Fig. 2.6 Curvas características que muestran la variación de la carga desarrollada.  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

### 2.5 Compresor en la industria

El compresor es parte esencial de los motores de turbina de gas, hasta tal punto que el desarrollo de ésta ha estado supeditado al de los propios compresores. Este tipo de compresores tiene aplicación en turbo reactores de los modernos

aviones, así como en la generación de energía, para cubrir picos de la curva de demanda, por su rápida puesta en servicio.

También se está aplicando el motor de turbina de gas en la industria automotriz y como fuente energética de ciertos sistemas mecánicos.

Los compresores son vitales en las refinerías para manejar hidrógeno, sulfuro de hidrógeno, etano, propano, propileno, butano, etc. Son esenciales en las plantas petroquímicas, donde operan con Etileno, propano, butano, butileno, benceno, cloruros vinílicos, etc. Se usan en la industria química en los procesos de síntesis del gas amoníaco, metanol, del dióxido de carbono, etc.; se emplean los compresores en las plantas de separación de aire: bien sea con aire o con nitrógeno, oxígeno, argón, helio, etc.

Son necesarios en los servicios de aire industrial para tener potencia, como en sopladores de hollín, en aire para pruebas, con aire para la combustión del petróleo y derivados, con aire para el tratamiento de aguas.

Los compresores son indispensables en el tratamiento del gas húmedo para convertirlo en gas seco y para su distribución en las ciudades, así como en los procesos de fabricación del gas LP o de LNG (Liquen Natural Gas). Se requieren en los procesos de criogénesis con el amoníaco, freón, dióxido de carbono, etileno, LPG, LNG, HELIO, ETC.

Los compresores son necesarios en todo el sistema de alimentación con circulación forzada, en la industria de los metales ferrosos y no ferrosos, en la industria del cemento, textil, del papel, de cigarros. Son de uso obligado en las minas, hospitales, laboratorios de investigación con altas y bajas presiones y temperaturas en cualquier caso donde se haga necesario contar con aire o gases a presión.



Características sin sobrecarga de los compresores centrífugos.

Los impulsores con alabes inclinados hacia atrás, tienen una característica de capacidad de carga que, a velocidad constante, la presión de descarga decrece de manera gradual mientras la capacidad aumenta. De ahí que, a la temperatura y presión de succión especificadas, no es posible sobrecargar una fuente motor bien seleccionada, ya que, tanto la potencia al freno como la carga, decrecen de manera apreciable a medida que la capacidad aumenta por encima del 120% de la capacidad nominal.

### **2.5.1 Compresor centrífugo y de aire**

En un compresor centrífugo se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego, al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados.

El compresor de aire, también llamado bomba de aire, máquina que disminuye el volumen de una determinada cantidad de aire y aumenta su presión por procedimientos mecánicos.

El aire comprimido posee una gran energía potencial, ya que si eliminamos la presión exterior, se expandiría rápidamente. El control de esta fuerza expansiva proporciona la fuerza motriz de muchas máquinas y herramientas, como martillos neumáticos, taladradoras, limpiadoras de chorro de arena y pistolas de pintura.

En general hay dos tipos de compresores: alternativos y rotatorios. Los compresores alternativos o de desplazamiento (ver Fig. 2.7), se utilizan para generar presiones altas mediante un cilindro y un pistón. Cuando el pistón se mueve hacia la derecha, el aire entra al cilindro por la válvula de admisión; cuando se mueve hacia la izquierda, el aire se comprime y pasa a un depósito por un conducto muy fino.

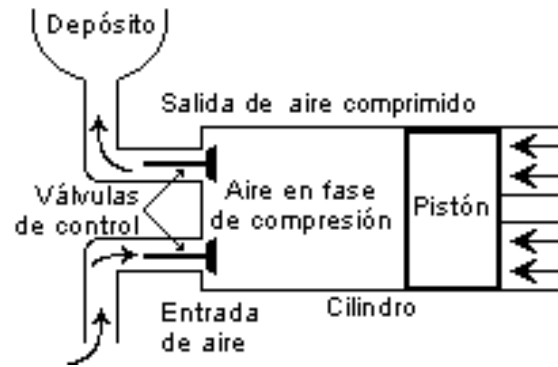


Fig. 2.7 compresores alternativos o de desplazamiento.  
<http://goo.gl/sC1VM>

Los rotativos (ver Fig. 2.8), producen presiones medias y bajas. Están compuestos por una rueda con palas que gira en el interior de un recinto circular cerrado.

El aire se introduce por el centro de la rueda y es acelerado por la fuerza centrífuga que produce el giro de las palas. La energía del aire en movimiento se transforma en un aumento de presión en el difusor y el aire comprimido pasa al depósito por un conducto fino.

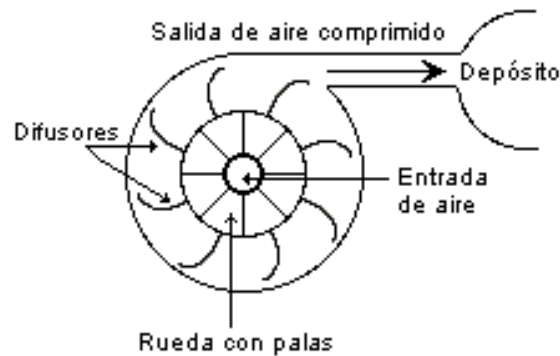


Fig.2.8 Rotativos  
<http://goo.gl/sC1VM>

El aire, al comprimirlo, también se calienta, las moléculas de aire chocan con más frecuencia unas con otras si están más apretadas, y la energía producida por estas colisiones se manifiesta en forma de calor. Para evitar este calentamiento hay que enfriar el aire con agua o aire frío antes de llevarlo al depósito. La producción de aire comprimido a alta presión sigue varias etapas

de compresión; en cada cilindro se va comprimiendo más el aire y se enfría entre etapa y etapa.

Comparación entre maquinas de desplazamiento positivo y las turbo maquinas		
Turbo maquinas	Maquinas de desplazamiento positivo	Principio de funcionamiento
Movimiento continuo del fluido	Aumento de presión por variaciones del volumen del fluido	
Bomba, Compresor, Ventilador, turbina	Bombas y Compresores	Clasificación por tipo de maquinaria
Hidráulicas y térmicas	Hidráulicas y térmicas	Por la clase del fluido que se maneja
Motriz: El fluido mueve a la maquina Generatriz: La maquina impulsa al fluido	Maquinas generatrices	Por una relación fluido maquina
Hay turbinas	No hay turbinas	Diferencias
Tipo de fluido no podemos comprimir	Hidráulica, bomba no podemos comprimir	
Motriz, turbinas, ventiladores Generatrices, Bombas, compresores	Motriz, turbinas, ventiladores Generatrices, Bombas, compresores	

Tabla 2.1 Comparación entre maquinas de desplazamiento positivo y las turbo maquinas

### 2.5.2 Turbo alimentación

Para llevar a cabo la combustión completa de los hidrocarburos del combustible, es necesario aportar la cantidad suficiente de oxígeno, el cual no está en cantidad mayoritaria en el aire. Cuanto más aire y combustible seamos capaces de introducir en los cilindros del motor, mayor será la potencia que se podrá obtener, pero mayor será la masa de aire necesaria para quemarlo; de esta necesidad surge la idea de los motores sobrealimentados. La carga fresca entra al cilindro a una presión muchísimo mayor a la presión de entrada del compresor, y por tanto la temperatura de entrada será igualmente alta.

La sobrealimentación consiste en establecer a la entrada de los cilindros del motor una atmósfera de aire con una densidad superior a la normal de forma que para un mismo volumen de aire, la masa de ese aire es mayor; para ello se utilizan una

serie de accesorios que serán diferentes según el tipo de sobre alimentador que se utilice.

El turbocompresor o turbo alimentador es básicamente un compresor accionado por los gases de escape, cuya misión fundamental es presionar el aire de admisión, para de este modo incrementar la cantidad que entra en los cilindros del motor en la carrera de admisión, permitiendo que se quemé eficazmente más cantidad de combustible. De este modo, el par motor y la potencia final pueden incrementarse hasta un 35%, gracias a la acción del turbocompresor.

Este dispositivo ha sido proyectado para aumentar la eficiencia total del motor. La energía para el accionamiento del turbocompresor se extrae de la energía desperdiciada en el gas de escape del motor, está compuesto de una rueda de turbina y eje, una rueda de compresor, un alojamiento central que sirve para sostener el conjunto rotatorio, cojinetes, un alojamiento de turbina y un alojamiento de compresor. La rueda de turbina está situada en el alojamiento de turbina y está montada en un extremo del eje de turbina. La rueda del compresor está situada en el alojamiento del compresor y está montada en el extremo opuesto del eje de la rueda de turbina para formar un conjunto integral rotatorio.

El conjunto rotatorio se compone de una rueda de turbina y eje formando conjunto, un aro de pistón, un espaciador de empuje, rueda de compresor y tuerca de retención de rueda. El conjunto rotatorio se apoya sobre dos cojinetes lubricados a presión mantenidos en el alojamiento central por aros de resorte. Conductos internos de aceite están perforados en el alojamiento central para proveer lubricación a los cojinetes de eje de rueda de turbina, la arandela de empuje, collarín de empuje y espaciador de empuje.

El alojamiento de la turbina es una pieza de fundición de aleación resistente al calor que aloja la rueda de turbina y proporciona una entrada embridada de gas de escape del motor y una salida axialmente situada de gas de escape del

turbocompresor. El alojamiento de turbina está empernado al extremo de turbina del alojamiento central, proporcionando así un conjunto compacto y libre de vibraciones.

Según el método empleado para conseguir esta densidad superior a la normal (comprimir el aire) podemos distinguir:

- **Compresores volumétricos:** utilizan parte del par transmitido por el motor.
- **Turbocompresores y sistema compresión:** en ambos sistemas se aprovecha la energía de los gases de escape.

Los compresores volumétricos funcionan acoplados directamente al cigüeñal del motor, que transmite el giro a alguna parte del compresor volumétrico (según del tipo que se trate) que a su vez introduce el aire a alta presión en los cilindros del motor. La ventaja fundamental sobre los turbocompresores es que los efectos de los compresores volumétricos se aprecian incluso a regímenes bajos del motor. Su desventaja es que roban parte de la potencia del motor para poder funcionar aunque luego la devuelven

### 2.5.3 Constitución del turbocompresor

El turbocompresor está compuesto de tres secciones: la carcasa central, la turbina y el compresor, la carcasa central contiene dos cojinetes planos, juntas de tipo segmento y un manguito de separación. Posee también conductos para el suministro y vaciado del aceite que entra y sale de la carcasa.

La rueda de la turbina gira dentro de su carcasa y es solidaria con el eje central, que gira apoyado en unos cojinetes lisos, acoplados en el interior de la carcasa central. La rueda del compresor, que se monta en el otro extremo del eje, forma con la de la turbina un conjunto de rotación simultánea.

Un turbocompresor puede girar a velocidades de 120.000 RPM. En algunas unidades de alto rendimiento.

En términos generales existen dos tipos de turbocompresor: el de impulso y el de presión constante. Cada uno tiene sus propias características de funcionamiento y, sin embargo, ambos actúan de la misma forma básica.

El turbocompresor está montado en la brida de salida de escape del colector de escape del motor. Una vez puesto en marcha el motor, los gases de escape de

motor que pasan a través del alojamiento de turbina hacen que giren la rueda de turbina y el eje, los gases se descargan a la atmósfera después de pasar por el alojamiento de turbina.

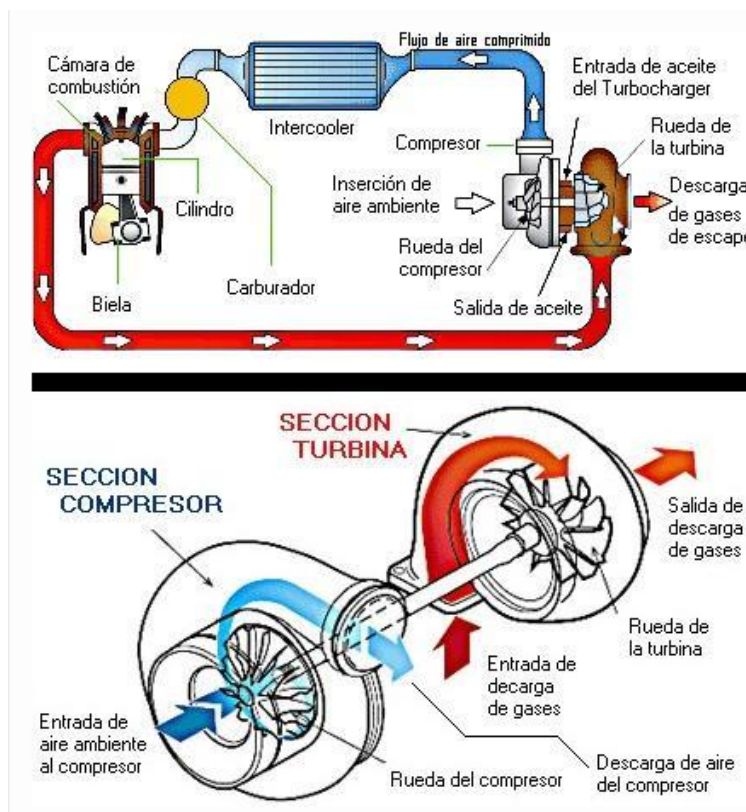


Fig. 2.8 Constitución del turbo compresor  
<http://goo.gl/Vbh51>

La rueda del compresor, que está montada en el extremo opuesto del eje de la rueda de turbina, gira con la rueda de turbina. La rueda de compresor aspira el aire de ambiente al alojamiento de compresor, comprime el aire y lo manda al soplador del motor.

Durante el funcionamiento, el turbocompresor responde a las exigencias de carga del motor reaccionando al flujo de los gases de escape del motor. Al ir aumentando el rendimiento del motor aumenta el flujo de los gases de escape y la velocidad y el rendimiento del conjunto rotatorio aumentan proporcionalmente mandando mas aire al soplador del motor.

Algunos motores están dotados de Ínter enfriadores para reducir la temperatura de descarga del aire del turbocompresor antes de su entrada en el soplador

El turbocompresor tipo impulso, necesita un colector de escape especialmente diseñado para llevar impulsos de escape de alta energía a la turbina del turbocompresor. Este diseño, con sus bifurcaciones individuales, como se muestra en la figura 2.8, evita la interferencia entre las descargas de gas de escape procedentes de los distintos cilindros del motor, produciéndose de este modo una corriente de impulso de alta velocidad, que no se consigue con otros diseños.

En algunas aplicaciones, la carcasa de la turbina se divide en dos zonas (impulso dividido), consiguiéndose con ello una mejor ayuda para cebar el conjunto de rotación, al inicio de ésta. El diseño presenta dos cámaras en espiral, en vez de una. El término "cámara en espiral" viene dado por la forma en espiral de la carcasa de la turbina, la cual disminuye en volumen hacia el centro, como la concha de un caracol.

Cada cámara recibe la mitad de la corriente de escape del motor, por ejemplo, en un motor de cuatro cilindros, los dos delanteros vierten el gas de escape en la cámara primera, mientras que los otros dos lo hacen en la segunda.

Con el tipo de turbocompresor de presión constante, el gas de escape de todos los cilindros fluye al interior de un colector común, donde desaparecen los impulsos, dando lugar a una entrada del gas en la turbina a una presión constante.

En ambos tipos de turbocompresor, el gas de escape entra en la turbina formando un anillo en espiral, lo que produce una aceleración radial a una presión reducida y velocidad incrementada sobre las paletas de la turbina, las cuales están especialmente diseñadas, de tal forma que se aproveche la fuerza del gas para la impulsión de la turbina, su eje y la rueda del compresor unida a él.

El conjunto del compresor es de diseño y construcción similar, tanto en el turbocompresor de impulso, como en el de presión constante.

El compresor consta de una rueda y una carcasa, que lleva incorporada una única espiral o difusor. El aire entra en la cámara del compresor (aspirado por el giro del mismo) entre las paletas de la rueda, y es expulsado por efecto de la fuerza centrífuga, al interior de la espiral durante la rotación de la rueda. En este momento la velocidad del aire disminuye y se produce el correspondiente incremento de la presión.

A medida que el aire asciende alrededor de la espiral, se va reduciendo su velocidad y la presión aumenta en función del diámetro de la sección transversal de la cámara.

En resumen, el turbocompresor tipo impulso presenta una rápida excitación del conjunto giratorio, debido a la rápida sucesión de impulsos de gas de escape sobre el conjunto de la turbina. Se usa principalmente en aplicaciones automotrices, cuando es importante la respuesta en aceleración.

Los turbocompresores de presión constante son utilizados principalmente en grandes motores de Diesel, en maquinas excavadoras y en aplicaciones marinas, donde la respuesta de aceleración no están critica.

Para motores alimentado con carburador, según donde se coloque el sistema de sobre alimentación se pueden distinguir dos casos



### 2.5.4 Colocación del turbocompresor

Para motores alimentados con carburador, según donde se coloque el sistema de sobrealimentación se pueden distinguir dos casos:

1. **Carburador soplado** .El carburador se sitúa entre el compresor y el colector de admisión .De esta forma el aire que entra del compresor es aire limpio directamente del exterior.

En este caso lo que se comprime es una mezcla de aire y gasolina

Este último sistema fue el más utilizado en las primeras aplicaciones de la sobrealimentación, por su sencillez y porque proporcionaba una mezcla de aire- gasolina de temperatura más baja que el sistema soplado.

Sin embargo actualmente se utiliza más el sistema de carburador soplado ya que este sistema permite la utilización de un intercambiador de calor.

Para motores diesel o motores de gasolina alimentados por inyección esta clasificación no tiene sentido ya que los inyectores de combustible se colocan siempre después del sistema de sobrealimentación

2. **Sistema intercambiador de calor** El sistema intercambiador de calor consiste en un intercambiador de calor en el que se introduce el aire que sale del turbocompresor para enfriarlo antes de introducirlo en los cilindros del motor.

Al enfriar el aire disminuye la densidad de éste por lo que para el mismo volumen de los cilindros se puede introducir mayor masa de aire y así mejorar el rendimiento del motor.

#### ***Ventajas de la turboalimentación***

De lo hasta aquí explicado podemos deducir que un motor dotado de turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento: una “atmosférica” y otra “sobrealimentada” .Efectivamente ,para llegar a la fase sobrealimentada (presión de admisión superior a la atmosférica),el turbocompresor debe haber alcanzado un cierto régimen ,llamado “de enganche “ (Por ejemplo, 60 000 rpm), lo cual puede corresponder, con la mariposa de gases totalmente abierta, a un régimen

motor 3000 rpm. A regímenes inferiores, el turbocompresor gira a un régimen muy reducido (entre 5.000 y 10.000 rpm) denominado “de vigilancia”.

Dado que el turbocompresor es activado por la energía del gas de escape, que en su vertido al exterior es desperdiciada, un motor turboalimentado ofrece muchas ventajas sobre los del tipo convencional.

- **Incremento de la relación potencia-peso** Un turbocompresor puede incrementar la potencia y el par motor de un Diesel en un 35% por encima de la versión convencional. De esta manera, un motor turboalimentado de cuatro o seis cilindros, de menor tamaño, puede realizar el trabajo de otro mayor, como un V8 de tipo Convencional.
- **Reducción del ruido del motor** La carcasa de la turbina actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape del motor. Del mismo modo, la sección del compresor reduce el ruido de admisión producido por los impulsos en el colector de admisión. Como resultado de todo ello, un motor turboalimentado es, normalmente, más silencioso que otro convencional, aunque generalmente se percibe un silbido característico cuando el motor está bajo carga o acelerando.
- **Economía de combustible** Un motor turboalimentado tiene un rendimiento volumétrico más alto que el convencional, con el que se logra una combustión más completa, que da como resultado un consumo mas bajo de combustible.
- **Reducción de humos** Los turbocompresores suministran al motor una cantidad suplementaria de aire en el funcionamiento a media y alta velocidad, que da lugar a una fase de combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce considerablemente la producción de humos.

De lo hasta aquí explicado podemos deducir que un motor dotado de turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento :una “atmosférica “y otra “sobrealimentada” .Efectivamente ,para llegar a la fase sobrealimentada (presión de admisión superior a la atmosférica),el turbocompresor debe haber alcanzado

un cierto régimen ,llamado “de enganche “ (por ejemplo, 60 000 rpm ), lo cual puede corresponder ,con la mariposa de gases totalmente abierta, a un régimen motor 3000 r p m .A regímenes inferiores, el turbocompresor gira a un régimen muy reducido (entre 5.000 y 10.000 r p m) denominado “de vigilancia”.

### ***Inconvenientes***

Potencias reducidas a bajas revoluciones. Cuando se lleva poco pisado el acelerador y por lo tanto un régimen de vueltas bajo, los gases de escape se reducen considerablemente y esto provoca que él turbo apenas trabaje. La respuesta del motor entonces es poco brillante salvo que se utilice una marcha convenientemente corta que aumente el régimen de giro.

El mantenimiento del turbo es más exigente que el de un motor atmosférico. Los motores turbo requieren un aceite de mayor calidad y cambios de aceite más frecuentes, ya que éste se encuentra sometido a condiciones de trabajo más duras al tener que lubricar los cojinetes de la turbina y del compresor frecuentemente a muy altas temperaturas.

Los motores turboalimentados requieren mejores materiales y sistemas de lubricación y refrigeración más eficientes.

La presencia de la turbina en la canalización de escape crea una cierta contrapresión al escape.

Una fuerte presión de sobrealimentación significa una compresión importante del aire, cuyo resultado es una elevación de la temperatura de alimentación, que favorece la detonación.

Cuando más rápido sea el régimen del motor ,más incrementan su velocidad la turbina y el compresor .Este ultimo aumenta la cantidad de aire suministrado ,con lo que el motor desarrolla mayor potencia .En consecuencia ,se producirá un flujo

de gases de escape aún más importante y el turbocompresor girará aún más rápidamente. Este ciclo recomenzará hasta la rotura de algún elemento del “turbo” o del motor.

Para subsanar estos inconvenientes, principalmente los dos últimos, se recurre a las soluciones de refrigerar el aire de admisión y regular la presión de sobrealimentación. La contrapresión creada por la turbina es imposible de suprimir y únicamente puede ser reducida con una disposición y fabricación esmerada de ella.

La refrigeración del aire de admisión se obtiene intercalando en el circuito de sobrealimentación, a la salida del compresor, un intercambiador de calor del tipo aire-aire, constituido por un radiador similar al del sistema de refrigeración, que es enfriado por la corriente de aire exterior.

Con el enfriamiento del aire de admisión, se mejora el llenado de los cilindros por el aumento de densidad y se aleja el peligro de detonación.

### **2.5.5 El turbo del futuro**

Una de las mejoras más necesarias en los motores turboalimentados tiene que ver con su prestación a bajo régimen. Avances en este apartado implican una mejora en la prestación de la turbina, junto a mayores flujos y rendimientos del compresor. Para conseguir esto una de las últimas técnicas empleadas es la utilización de turbinas de admisión variable. Con esta técnica se mejoran tanto los valores máximos de par y potencia como la respuesta a cualquier régimen.

El peso es otro aspecto a mejorar. En sus últimos modelos, Garrett (fabricante de turbocompresores) ha llegado a reducir el peso en más del 50% de los 7 Kg del modelo T3 a los 3 Kg del GT12.

En los turbo para motores de gasolina otra necesidad es el aumento de la fiabilidad a alta temperatura. A plena carga se pueden pasar de 1000 °C en la turbina y el material más habitual, denominado inconel, sufre cambios en su estructura a partir de esos grados. En el futuro se usará acero autentico inoxidable para el envolvente, costoso en la actualidad, pero garantizado por su uso en competición.

Una de las mejoras más necesarias en los motores turboalimentados tiene que ver con su prestación a bajo régimen. Avances en este apartado implican una mejora en la prestación de la turbina, junto a mayores flujos y rendimientos del compresor. Para conseguir esto una de las últimas técnicas empleadas es la utilización de turbinas de admisión variable. Con esta técnica se mejoran tanto los valores máximos de par y potencia como la respuesta a cualquier régimen.

## Capítulo 3

### Especificaciones para la selección de compresores de uso comercial

#### 3.1 El compresor

Un compresor es por definición una máquina que eleva la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases y vapores. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Comparados con turbo soplantes y ventiladores centrífugos o de circulación axial, en cuanto a la presión de salida, los compresores se clasifican generalmente como máquinas de alta presión, mientras que los ventiladores y soplantes se consideran de baja presión.

Los compresores se emplean para aumentar la presión de una gran variedad de gases y vapores para un gran número de aplicaciones. Un caso común es el compresor de aire, que suministra aire a elevada presión para transporte de pintura a pistola, inflamamiento de neumáticos, limpieza, herramientas neumáticas y perforadoras. Otra aplicación es el compresor para refrigeración y aire acondicionado. Otras aplicaciones abarcan procesos químicos, conducción de gases, turbinas de gas y construcción.

Los primeros modelos de compresores para refrigeración y aire acondicionado fueron verticales de acción sencilla, típicos en las máquinas de amoníaco, como el amoníaco en ese entonces era el refrigerante que más se usaba, estos compresores eran muy pesados para poder resistir presiones muy altas, y en comparación con los diseños modernos de compresor, los antiguos trabajaban a velocidades relativamente bajas.

Los procesos en el diseño de válvulas, sellos de ejes, cojinetes y sistemas de lubricación, ocasionaron un aumento gradual en la velocidad del trabajo. Ello permitió que los compresores fueran más pequeños para determinado caballaje,

porque se obtuvieron mayores desplazamientos con el funcionamiento a altas velocidades.

Con la introducción de nuevos refrigerantes, se hicieron mayores cambios en los compresores, por ejemplo al usar amoníaco, todas las partes del sistema expuestas al refrigerante debieron ser fabricadas de acero. La llegada del dióxido de azufre y el cloruro de metilo como refrigerantes hicieron posible en algunos casos el empleo de metales no ferrosos.

La llegada de los refrigerantes de hidrocarburos halógenos, fue quizá lo que tuvo un mayor efecto sobre el diseño de compresores. Se hizo posible usar metales no ferrosos como por ejemplo el aluminio. En forma simultánea a la llegada del R-12, se popularizó el compresor herméticamente sellado.

En los primeros años de la década de 1930 los compresores herméticamente sellados comenzaron a ser la norma para los fabricantes de refrigeradores domésticos.

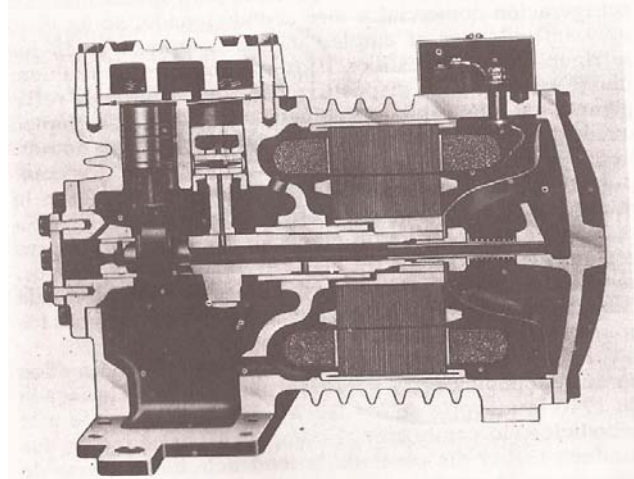
En pocos años desaparecieron los compresores accionados por bandas de los refrigeradores domésticos.

En 1935 se introdujo el primer compresor hermético para aire acondicionado, y en los primeros años de la década de 1940 la mayoría de los fabricantes de equipos de aire acondicionado introdujeron al compresor hermético, en sus productos.

### **3.2 Tipos de compresores**

Con frecuencia se dice que el compresor es el corazón de cualquier sistema de refrigeración, en términos generales los cuatro tipos de compresores son:

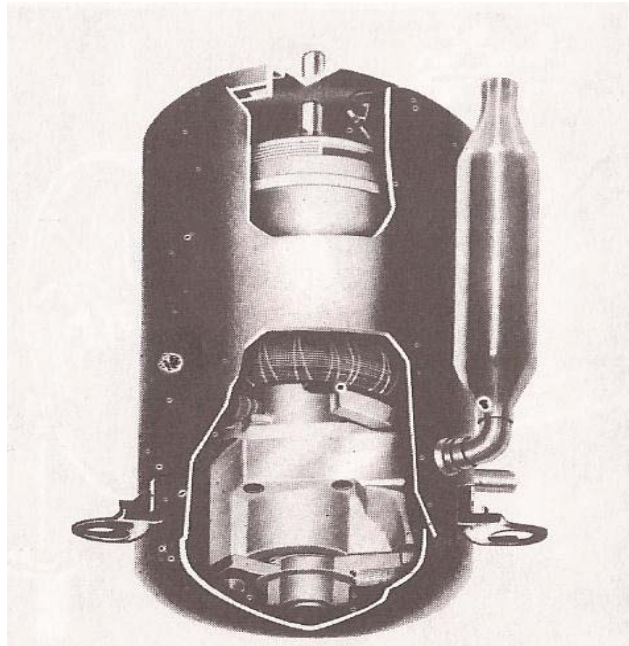
- Compresores de desplazamiento positivo.
  - Alternativos.



**Figura 3.1 Compresor alternativo.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

– Rotatorios.

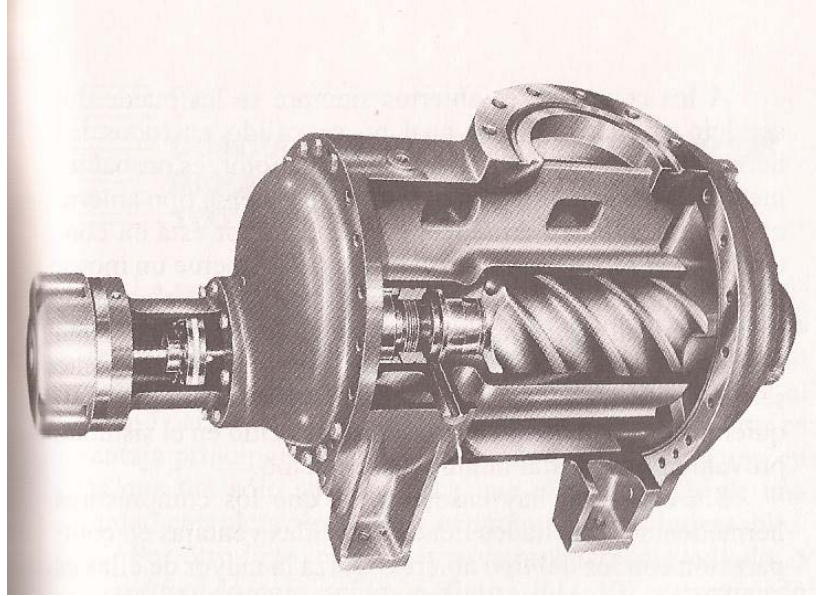


**Figura 3.2 Compresor rotatorio.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

-Helicoidales, de tornillo o de gusano.

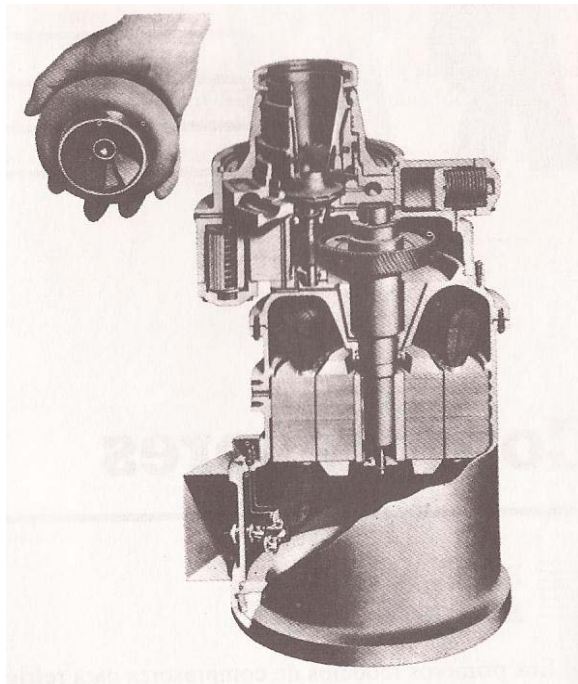




**Figura 3.3 Compresor de Tronillo.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

- Compresores cinéticos.
  - centrífugos.



**Figura 3.4 Compresor Centrífugo.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

### 3.3 Compresores alternativos

Los compresores alternativos se basan en la transformación de un movimiento rotatorio en otro alternativo, semejante a los motores de combustión interna pero en sentido inverso.

A pesar de tener como inconveniente las pérdidas energéticas debidas a la transformación del movimiento, con las consiguientes limitaciones de velocidad, las maquinas alternativas, han alcanzado gran implementación, utilizándose en instalaciones cuyos requerimientos de desplazamiento volumétrico sean de hasta 1,500 m<sup>3</sup>/h.

Puede decirse a pesar de todo que son insustituibles en instalaciones de mediana y elevada capacidad, debido a su gran flexibilidad y precio acomodado.

Son maquinas de desplazamiento positivo, en las cuales sucesivas cantidades de gas quedan atrapadas dentro de un espacio cerrado y mediante un pistón, se eleva su presión hasta que se llega a un valor en el cual la misma presión a la que se llega, consigue abrir las válvulas de descarga.

El elemento básico de un compresor alternativo, consiste en un solo cilindro en el que una sola cara del pistón es la que actúa sobre el gas a estos se les llama compresores alternativos de simple efecto.

Existen compresores en los que la compresión se lleva a cabo en las dos caras del pistón actuando de la misma forma que si tuviéramos dos elementos básicos de simple efecto trabajando en paralelo dentro de una misma carcasa, a esto se le conoce como compresores alternativos de doble efecto

#### 3.3.1 Características de los compresores alternativos

El compresor alternativo es uno de los de mayor rendimiento en la mayoría de sus aplicaciones. Ya que prácticamente la totalidad de los gases comerciales pueden

tratarse con este tipo de compresores, al no presentar problemas con gases corrosivos.

Los cilindros de compresión son el tipo lubricado, aunque si las necesidades del proceso lo requieren se puede utilizar del tipo no lubricado.

Los compresores alternativos deben ser alimentados con gas limpio, por lo cual se recomienda el uso de filtros de alimentación, no pueden trabajar con gases que puedan arrastrar gotas de líquidos con ellos ya que existe riesgo de condensación dentro del cilindro y el cigüeñal de la maquina puede resultar dañado. Para solucionar este problema se instalan separadores de gotas, en los que se retira el posible contenido líquido que pudiera arrastra el gas.

Los compresores alternativos suministran un flujo pulsante de gas y en algunas aplicaciones esto resulta contraproducente, por lo que para solucionar este inconveniente se dispone a la salida del compresor un deposito anti pulsante, en los que se atenúan o disminuyen las variaciones de presión en el flujo del gas.

### **3.3.2 Elementos de un compresor alternativo**

En grandes rasgos los elementos básicos de un compresor alternativo son:

- Los Cilindros: Dependiendo del tipo de compresor, éstos pueden ser de simple o doble efecto, según se comprima el gas por una o las dos caras de pistón. Pueden existir además, uno o varios cilindros por cada una de las etapas del compresor. La hermeticidad se mantiene gracias a la acción de los segmentos del pistón. Estos elementos consisten en unos finos aros metálicos abiertos ubicados en la pared del cilindro, dentro de unas pequeñas hendiduras dispuestas para ello.
- Las válvulas: Son mecanismos automáticos colocados en la aspiración e impulsión de cada uno de los cilindros que permiten el flujo del gas en una sola dirección, bien sea hacia dentro del cilindro (aspiración) o bien hacia

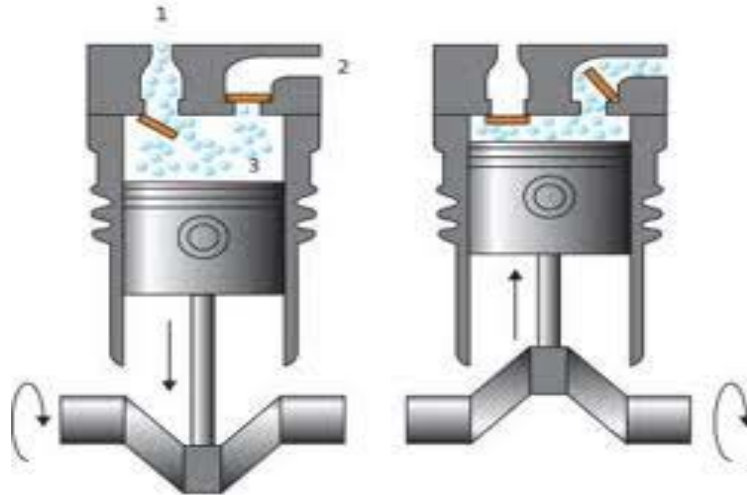
afuera del cilindro (impulsión). Estos mecanismos actúan por diferencia de presión y pueden ser ayudadas por resortes.

- Sistemas de lubricación: Los compresores alternativos poseen dos métodos de lubricación: Del Carter.- Lubricación de la zona donde se ubica el cigüeñal, cabe hacer mención que este elemento es el que transforma el movimiento rotativo del motor, en el movimiento lineal de los pistones. Y el sistema de Cilindros y estopa mediante sistema de goteo.
- Sistema de filtros: Resulta de vital importancia que estos filtros estén trabajando en condiciones óptimas, ya que de lo contrario el compresor tendrá una gran pérdida en su eficiencia ya que disminuye considerablemente su aspiración.

### **3.3.3 Funcionamiento del compresor alternativo**

El funcionamiento del compresor alternativo, queda ilustrado en la figura 3.5. Las válvulas del compresor alternativo pueden abrir o cerrarse únicamente, como ya se menciono, por efecto de la presión del cilindro. Esto se consigue debido a que las válvulas solo pueden abrir en una dirección; por lo que la válvula de admisión abrirá hacia el punto muerto inferior del cilindro y la válvula de descarga abrirá en dirección opuesta a la válvula de admisión. En la etapa de aspiración, la válvula de descarga permanecerá cerrada debido al efecto de vacío que genera el pistón en su carrera descendente. Al contrario de este proceso, cuando la presión haya aumentado lo suficiente, la válvula de descarga se abrirá y la válvula de admisión permanecerá cerrada.

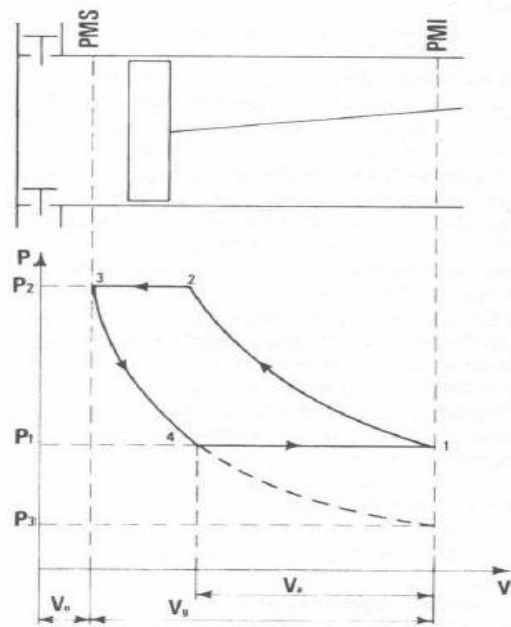
1. Válvula de admisión
2. Válvula de escape
3. Vapor refrigerante



**Figura 3.5 Funcionamiento del Compresor Alternativo.**

Fuente: <http://goo.gl/jAQqp>

El funcionamiento del compresor alternativo se subdivide en cuatro fases: Aspiración, compresión, impulsión y expansión, como ya se mencionó dentro de este capítulo. En la primera fase la válvula de aspiración está abierta, por lo que el fluido gaseoso entra al compresor a presión constante, siendo  $V_a$  el volumen aspirado, como se puede ver en la figura 3.6.



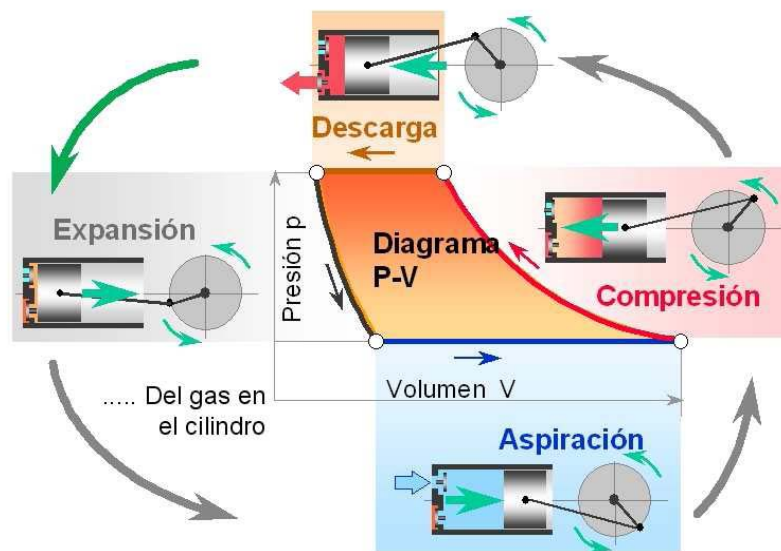
**Figura 3.6 Funcionamiento de Compresor Alternativo fase por fase.**

Fuente: <http://goo.gl/TDhIQ>

En la compresión, la válvula de aspiración y descarga están cerradas y el gas se comprime desde la presión de aspiración  $P_1$  a la de impulsión  $P_2$  que será la mayor. La presión de impulsión corresponde con la presión medida en el condensador. Cuando se alcance este valor, la válvula de descarga se abre y se produce la expulsión del gas a presión constante.

Al punto de inicio de la carrera del pistón (inicio de la compresión), se le llama punto muerto inferior o PMI y al de fin de carrera correspondiente a la expulsión del gas se le llama punto muerto superior o PMS.

El volumen desplazado por el pistón durante la carrera  $V_g$  es el volumen comprendido entre el PMI y el PMS. Cuando la carrera de impulsión llega al final la válvula de aspiración no se abre todavía, porque en el interior del compresor existe fluido a la presión de descarga, más concretamente en el espacio muerto con un volumen  $V_0$  se produce por lo tanto una expansión del gas hasta que alcanza al presión de aspiración. En este punto la válvula de aspiración se puede abrir iniciándose un nuevo ciclo.



**Figura 3.7 Compresión fase por fase.**  
Fuente: sistemas de control en compresores alternativos

### 3.3.4 Clasificación de los Compresores Alternativos

Los compresores alternativos pueden clasificarse en función de sus principales características físicas, constructivas o funcionales. De este modo podemos hablar de compresores alternativos en función de:

1. Tipo de construcción (abierto, cerrado, semihermético).
2. Numero de efectos (simple o doble).
3. Su forma (horizontal, vertical, en V, en W).
4. Numero de compresiones (una o dos etapas).
5. Sentido del flujo (alternativo o continuo).

Está claro que para definir un compresor alternativo deberán especificarse cada una de estas cinco características, dado que el número de combinaciones entre éstas, resulta elevado.

### 3.3.5 Compresores alternativos de tipo abierto

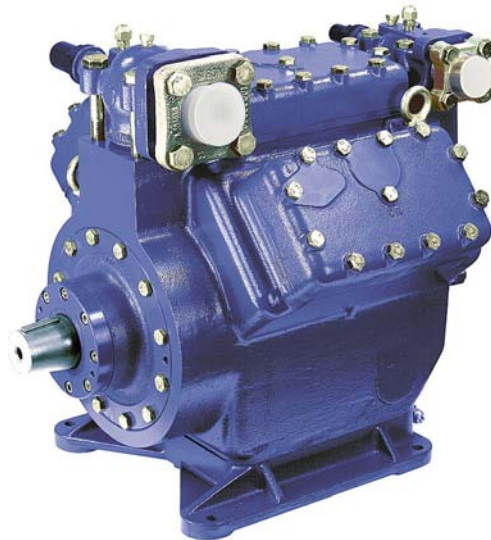
Su principal singularidad es que el motor y el compresor van separados. Son estos los compresores pioneros en equipos de refrigeración, con los pistones y cilindros sellados en el interior de un cárter y un cigüeñal extendiéndose a través del cuerpo hacia afuera para ser accionado por alguna fuerza externa, normalmente esta fuerza es transmitida a través de correas o bandas a un motor. Tienen un sello en torno del cigüeñal que evita la pérdida de refrigerante y aceite del compresor.

Un compresor impulsado por bandas o cople es bastante flexible, ya que se puede variar su velocidad y por lo tanto un solo compresor se puede usar para dos o tres unidades de distinto tamaño. Esto se logra con tan solo cambiar el tamaño de la polea del motor y la holgura de las válvulas del compresor, en la mayor parte de los casos el compresor se puede usar no solo con motores de distintos tamaños, sino también para aplicaciones de a temperaturas bajas, medias o altas. Esta es la ventaja más aparente de este tipo de compresores con respecto al de tipo hermético.

Otras ventajas son que este tipo de compresor se puede usar con motores para voltajes y frecuencias excepcionales, para los compresores de tipo herméticos esto no aplica. A los compresores abiertos se les puede dar mantenimiento y servicio en el campo lo cual tampoco es válido para compresores herméticos. En caso de que se quemara el motor, es más fácil cambiar el motor a un sistema abierto que a un sistema hermético.

Como desventajas podemos citar su mayor peso, costo superior, mayor tamaño, vulnerabilidad a pérdidas de los sellos, difícil alineación del cigüeñal, ruido excesivo y corta vida de ciertos elementos. Este compresor ha sido reemplazado por el de tipo semihermético y hermético, y su uso continúa disminuyendo a excepción de aplicaciones especializadas como es el acondicionamiento de aire para automóviles.

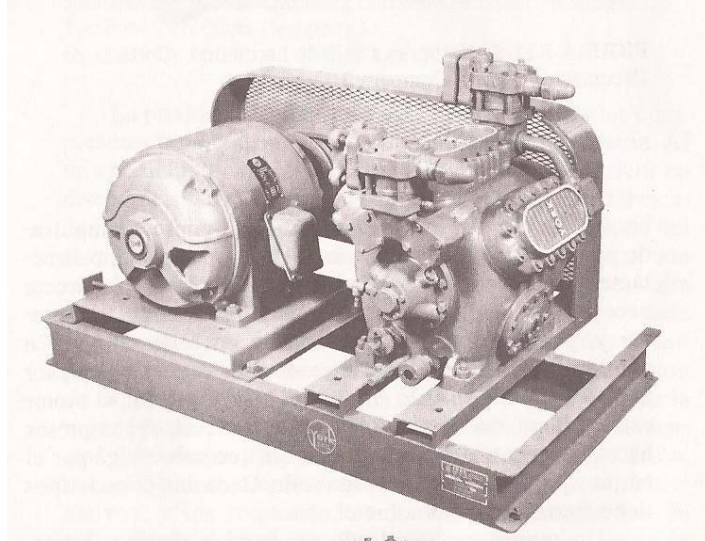
Para tener enfriamiento continuo, el motor de un compresor abierto depende del aire que rodea su armazón; si éste se ubica en una zona de alta temperatura ambiental o mala ventilación, puede dificultarse la adecuada disipación de calor



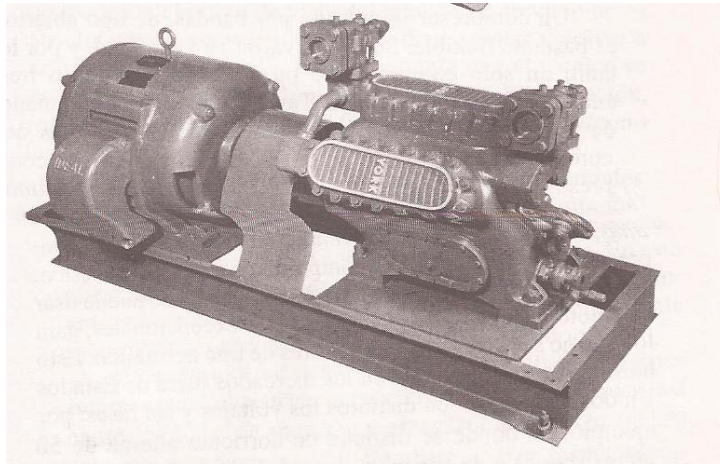
**Figura 3.8 Compresor tipo Abierto.**

Fuente: <http://goo.gl/Kkjsx>





**Figura 3.9 Compresor tipo Abierto accionado por bandas.**  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.



**Figura 3.10 Compresor tipo Abierto accionado por cople.**  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

### 3.3.6 Compresores alternativos de tipo Semiherméticos

Son compresores que funcionan con potencias superiores a los herméticos o completamente sellados. En este caso la carcasa no está completamente soldada sino que la estanqueidad se realiza mediante tornillos y juntas.

Estas características dotan a este tipo de compresor de un mayor mantenimiento con respecto a su homólogo de menor tamaño. El mantenimiento en este caso es más económico que la restitución.

Este compresor presenta como similitud con el compresor hermético que el refrigerante, también circula por los devanados del motor eléctrico y que las válvulas son del mismo tipo.

En cambio, al tratarse de un compresor de mayor tamaño la lubricación suele ser realizada por bomba con tal que el aceite acuda de manera eficiente a todos los elementos que están sujetos a fricción: cojinetes, bielas y pistones. Como en un motor alternativo, el aceite después de realizar sus funciones lubricantes cae al cárter para entrar en un filtro antes de pasar de nuevo por la bomba. Otra diferencia es la transmisión de movimiento, en estos casos puede darse tanto por excéntrica, en las aplicaciones de menor tamaño, como por cigüeñal.



**Figura 3.11 compresor alternativo semi-hermético BITZER 4FE-25Y.**

Fuente: <http://www.bitzer.com.mx/compresores.html>

### **3.3.7 Compresores alternativos Herméticos o completamente sellados**

Los compresores herméticos suelen utilizarse en instalaciones pequeñas ya que su carcasa está soldada, lo que imposibilita realizar una reparación con comodidad. Este tipo de compresor, en cualquier caso, es más rentable restituir que reparar.

El motor eléctrico en estos casos está en contacto con el fluido refrigerante circulando éste por el interior de sus devanados. Este hecho impide emplear refrigerantes que ataquen al cobre, por ejemplo el amoníaco. Como se ha comentado antes este tipo de compresor se emplea en instalaciones de reducido tamaño, es común encontrarlo en refrigeradores domésticos y aparatos de aire acondicionado.

En estos casos se emplea una excéntrica para transformar el movimiento rotativo del eje en un movimiento alternativo en los pistones, debido a la reducción de espacio que permite este sistema.

Este tipo de compresor está lubricado normalmente por chapoteo y solo en aplicaciones de tamaños considerables, este tipo de compresor puede utilizar su propia bomba de lubricación.

Las válvulas abren y cierran por efecto de las presiones, por lo que, constan de una lámina metálica fina que como se ha explicado anteriormente solo tiene un sentido de abertura.

El compresor alternativo presenta altas vibraciones por lo que los apoyos de estos pequeños compresores herméticos son elásticos.



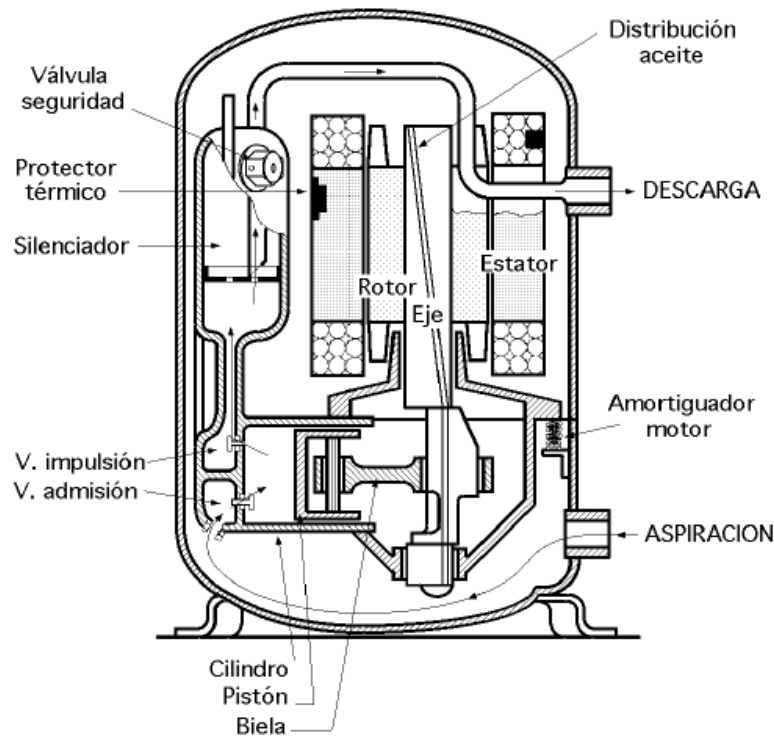
**Figura 3.12 Compresor tipo Hermético.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

La mayor ventaja de este tipo de compresores alternativos en comparación con los de tipo abierto es la eliminación del sello del eje. Los sellos del eje son vulnerables al polvo, a la falla temporal de lubricación, a cualquier cosa abrasiva que pueda acumularse en el sistema y a daños físicos debidos a manejos inadecuados. Aunque los sellos que se producen hoy en día son mucho mejores que los que se producían hace 15 o 20 años atrás, siguen siendo una fuente potencial de problemas.

Otras ventajas del compresor hermético son que su tamaño es menor, más compacto, más libre de vibraciones y tiene su motor enfriado en forma continua y lubricada en forma positiva. No existen bandas que necesiten ajustes y cambios frecuentes.

En el diseño del compresor hermético, el calor se disipa pasando gas frío de succión a través o alrededor del devanado del estator para recoger el calor del motor y por lo tanto el refrigerante lleva éste calor al condensador donde se disipa.



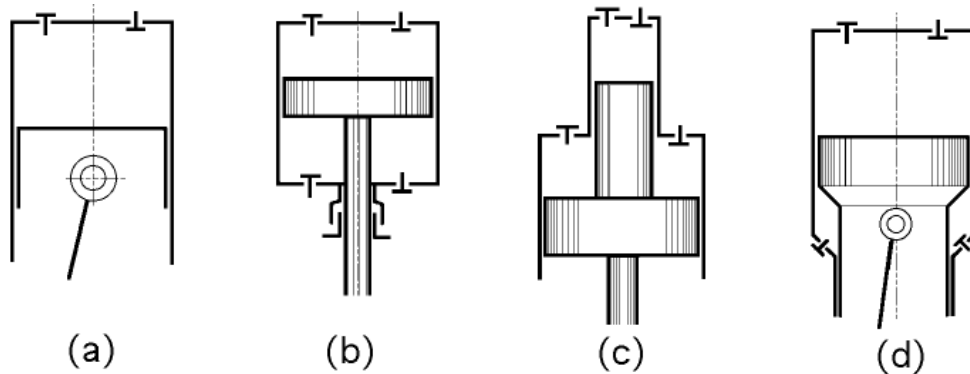
**Figura 3.13 Partes que integran un compresor alternativo hermético.**  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

### 3.3.8 Clasificación de los compresores alternativos por número de efectos

- *De simple efecto.*- Cuando un pistón es de simple efecto, figura 3.14a, trabaja sobre una sola cara del mismo, que está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.
- *De doble efecto.*- El pistón de doble efecto trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro, figura 3.14b. El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el aire y, en consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.
- *De etapas múltiples.*- Un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos. El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble

efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión, figura 3.14c.

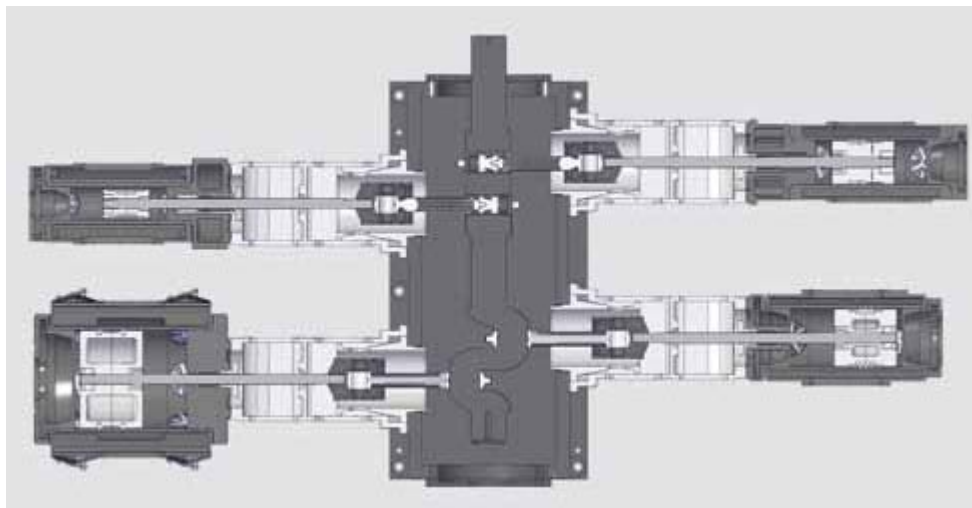
- *De pistón diferencial.*- El pistón diferencial es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, para conseguir la compresión en dos etapas, figura 3.14d. Su utilidad viene limitada y dada la posición de los pistones ya casi no es utilizado.



**Figura 3.14 Configuración de pistones en compresores alternativos.**  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

### 3.3.9 Compresores alternativos según su forma.

Forma Horizontal.-

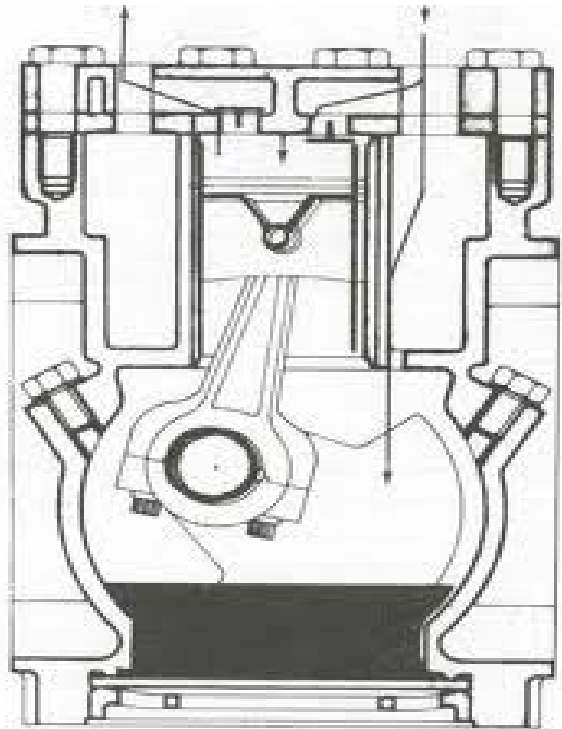


**Figura 3.15 Compresor alternativo en forma horizontal.**  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.



**Figura 3.16 Compresor alternativo horizontal**  
Fuente: Cortesía de Copeland Corporation.

Forma Vertical.-

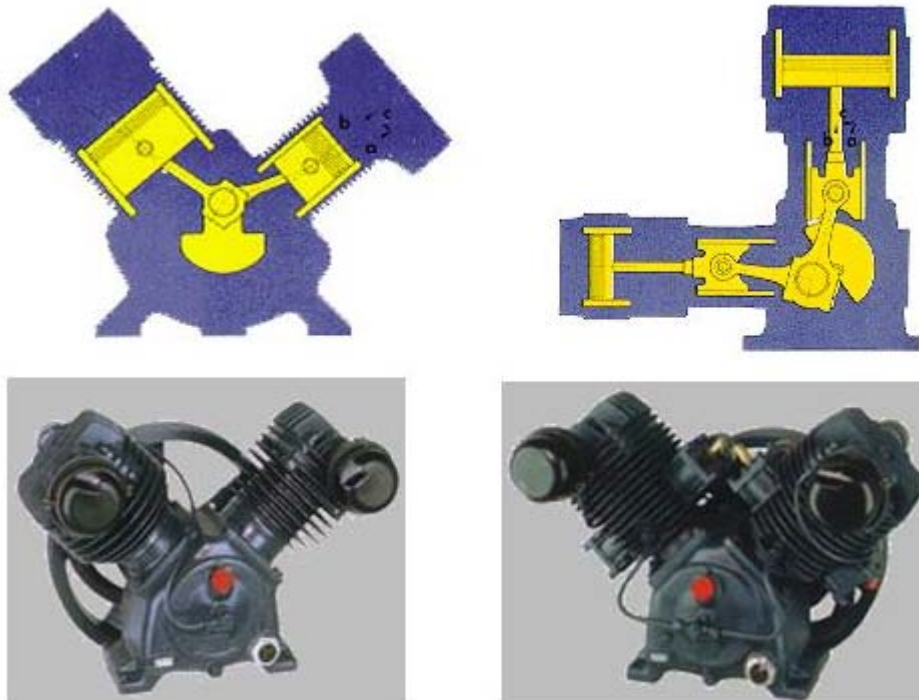


**Figura 3.17 Compresor alternativo en forma vertical.**  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.



**Figura 3.18 Compresor alternativo Vertical.**  
 Fuente: <http://goo.gl/4UGBM>

Forma V, L y W.-



**Figura 3.19 Compresor alternativo en forma V y L.**  
 Fuente: Conceptos de Neumática e Hidráulica en la industria, Manual de neumática de FMA Pokorny Francfort





Figura 3.20 Compresor alternativo en W.  
<http://goo.gl/gyy4z>

### 3.3.10 Características geométricas de los compresores alternativos.

Se derivan de las dimensiones propias del compresor, en otras palabras, del número de cilindros, su diámetro, la carrera de los mismos y la velocidad de rotación, estas son:

- La cilindrada ( $C$ )
- El volumen desplazado ( $q_v$ )
- El caudal masa del fluido ( $q_m$ )

**La cilindrada ( $C$ ).**- Es el volumen desplazado por los pistones en su carrera de aspiración en un giro del eje-manivela.

$d$ : diámetro de los cilindros en mm.

$l$ : carrera de los pistones en mm.

$N$ : numero de cilindros.

El valor de la cilindrada será dada en  $dm^3$  por la siguiente fórmula:

$$C = \left[ \frac{\pi d^2}{4} * l * N \right] 10^{-6} dm^3$$

Ecuación 3.1

**Volumen desplazado ( $qv$ ).**- Este término representa el volumen desplazado por los pistones durante la unidad de tiempo. Pudiendo variar la velocidad de giro, es por consiguiente necesario precisar a qué velocidad de rotación ha sido conseguido este dato. En efecto, varía proporcionalmente de acuerdo con la velocidad de rotación del compresor.

Volviendo a tomar las anotaciones para obtener el valor de la cilindrada y designando por  $n$  la velocidad de rotación del compresor en revoluciones por minuto, el valor del volumen desplazado, se obtendrá por la siguiente fórmula:

$$qv = \left[ \frac{\pi d^2}{4} * 1 * N \right] 10^{-6} * \frac{n}{60} \text{ cm}^3/s$$

Ecuación 3.2

Se pueden simplificar estas formulas obteniendo el volumen horario desplazado en metros cúbicos-segundo en función de la cilindrada.

$$qv = C * \frac{n}{60} * 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

Ecuación 3.3

Si se desea expresar el volumen desplazado por hora (volumen horario desplazado) tenemos lo siguiente:

$$qv = \left[ \frac{\pi d^2}{4} * 1 * N \right] 10^{-6} * n * 60 \text{ m}^3/h$$

$$qv = C * n * 60 * 10^{-6} \text{ m}^3/h$$

Ecuación 3.4

**Caudal específico o másico del flujo ( $qm$ ).**- El caudal específico del fluido es el número de kilogramos de fluido en circulación a través del compresor durante la unidad de tiempo. El caudal específico depende de las condiciones de funcionamiento del compresor; está sujeto al volumen aspirado y al volumen

específico del fluido en las condiciones que éste se encuentra en la aspiración del compresor.

$V_a$ : al Volumen aspirado en  $\text{dm}^3/\text{s}$

$V_o$ : al Volumen específico del fluido a temperatura  $0^\circ$  y a la presión  $P_o$  de aspiración en  $\text{dm}^3/\text{Kg}$ .

El caudal específico del fluido  $q_m$  nos será dado por la relación:

$$q_m = \frac{V_a}{V_o} \text{ Kg/s}$$

Ecuación 3.5

Nota.- Se ha expresado el volumen desplazado en  $\text{dm}^3/\text{s}$  a fin de utilizar las mismas notaciones que aparecen en los diagramas entálpicos. Lo mismo sucede en la expresión de volumen específico en  $\text{dm}^3/\text{Kg}$ . Lógicamente debería expresarse el volumen desplazado en  $\text{m}^3/\text{s}$  y el volumen específico en  $\text{m}^3/\text{Kg}$ ., pero ello conduciría, para estas dos magnitudes, a valores decimales con muchos ceros de la primera cifra significativa.

### 3.4 Factores incluidos en el rendimiento volumétrico real

El ciclo teórico de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto figura 3.21

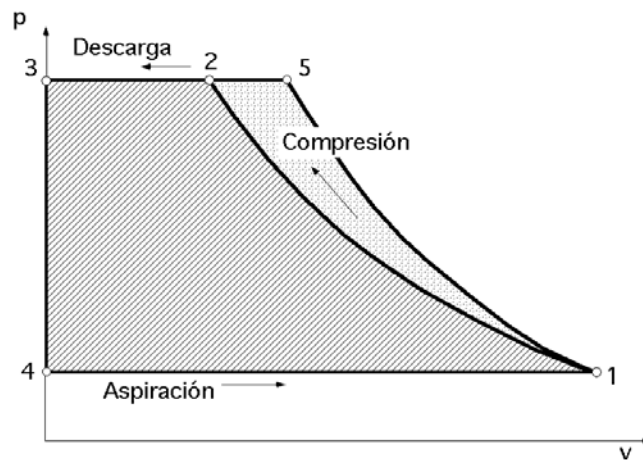
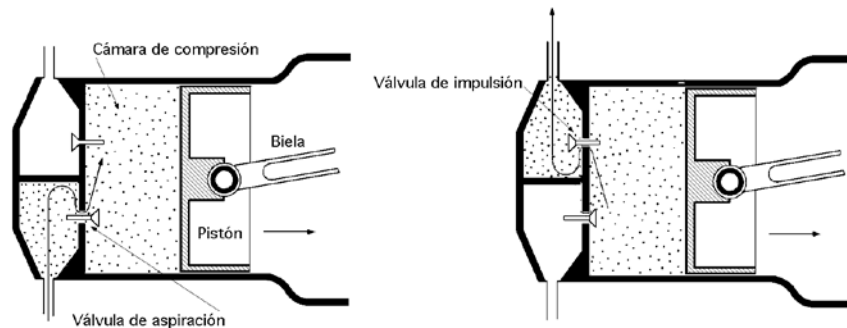


Figura 3.21 Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas con espacio muerto nulo y gas perfecto.

Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

Con esto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión.

El *volumen de desplazamiento* de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa figura 3.22.



**Figura 3.22 Volumen barrido de un compresor alternativo.**  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

El volumen desplazado  $V_D$  por el compresor es el volumen de la cilindrada de la maquina multiplicado por el numero de revoluciones de la misma.

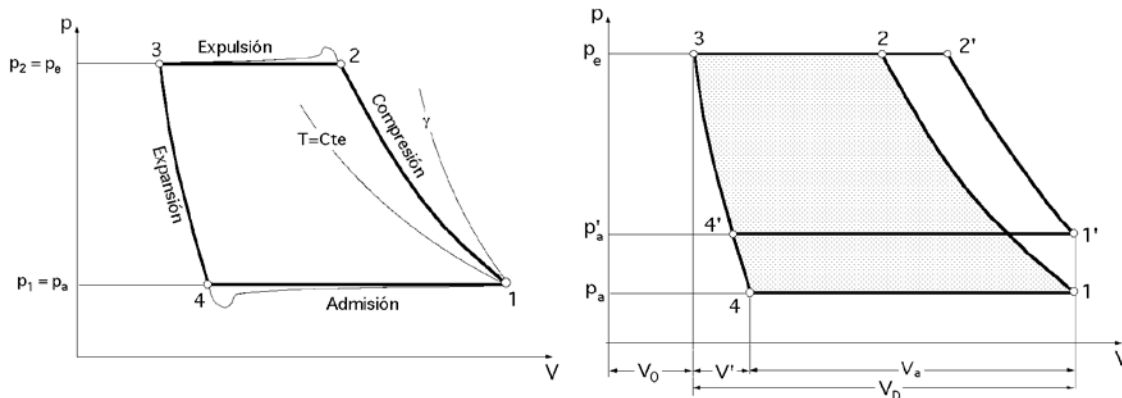
El espacio muerto o volumen nocivo  $V_0$  corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto, estimándose entre un 3% ÷ 10% de la carrera, de acuerdo con el modelo del compresor.

Esto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión  $P_2$  debe expansionarse hasta la presión  $P_1$  antes de permitir la entrada de aire en el cilindro.

Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético. Si el compresor no tuviese espacio

muerto, el volumen residual entre el punto muerto superior PMS y las válvulas de aspiración y escape sería 0; esta salvedad se hace en virtud de que la compresión del aire no se puede llevar, por razones físicas, hasta un volumen nulo, existiendo al extremo de la carrera del compresor un espacio muerto, que se corresponde con el menor volumen ocupado por el gas en el proceso de compresión.

La causa principal de la disminución del volumen de vapor efectivamente desplazado por un compresor es el espacio muerto o perjudicial. En el ciclo interno teórico del compresor, figura 3.23, al término de la compresión la presión es  $P_2=P_e$ , el vapor comprimido pasa entonces a la línea de escape, recta (2-3), pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen  $V_0$  espacio muerto. En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen  $V_0$  de gas se expansiona hasta el punto 4, presión  $P_1=P_a$  y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de vapor dentro del cilindro.



**Figura 3.23 Diagrama de un compresor alternativo ideal**  
 Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

Si la transformación 3-4 es una politrópica de exponente entonces se cumple:

$$P_e V_o^n = P_a (V_o + V)$$

**Ecuación 3.6**

### 3.4.1 Relación de compresión

La relación de compresión corresponde a la razón geométrica resultante entre la presión absoluta de descarga ( $P_d$ ) y la presión absoluta de succión ( $P_s$ ) en el trabajo del compresor realizado por un compresor en un sistema frigorífico.

$$R_c = \frac{P_d}{P_s}$$

Ecuación 3.7

Donde:

$R_c$  = Relación de compresión

$P_d$  = Presión de descarga

$P_s$  = Presión de succión

Se deduce, entonces, que la relación de compresión se aumenta ya sea aumentando la presión de condensación o bien disminuyendo la presión de evaporación o ambas cosas.

Al aumentar la relación de compresión, disminuye la eficiencia volumétrica, por lo tanto, disminuye el rendimiento del compresor.

### 3.4.2 Eficiencia volumétrica del compresor alternativo.

En los gases succionados por un compresor alternativo, el volumen real del refrigerante succionado por la unidad de tiempo proveniente de la tubería de succión es el desplazamiento real del compresor. La relación desplazamiento real del compresor ( $V_a$ ) al desplazamiento del pistón ( $V_p$ ) es conocido como *eficiencia volumétrica total o real* del compresor, esto se deduce como:

$$E_v = \frac{V_a}{V_p} * 100$$

Ecuación 3.8

Donde:

$E_v$  = Eficiencia volumétrica real.

$V_a$  = Volumen admitido al compresor

$V_p$  = Volumen desplazado por el pistón

Los factores que tienden a limitar el volumen de vapor succionado por carrera de trabajo, con lo cual se determina la eficiencia volumétrica del compresor, son los siguientes:

- El claro del compresor, también conocido como espacio muerto.
- Estrangulamiento.
- Elevadas relaciones de compresión.
- Calentamiento en el cilindro.
- Fugas por el pistón y válvulas.

**Ejemplo.-** Un compresor tiene un volumen teórico de 1615 c.f.h. (pies cúbicos por hora, igual a 45.7 metros cúbicos por hora), y debido a su re-expansión sólo bombea 1000 c.f.h. su eficiencia volumétrica es de 62.0%

$$\frac{1000}{1615} * 100 = 62.0\%$$

La eficiencia volumétrica de un compresor es función de las presiones de succión y de la presión de descarga. Cuando se determinan estas presiones, deben convertirse a libras por pulgada cuadrada absolutas o metros por centímetros cuadrados absolutos, añadiendo 14.7 psi que es la presión atmosférica.

**Ejemplo.-** Presión de succión de 5 psi + 14.7 psi = 19.7 psi

Presión de descarga de 185 psi + 14.7 psi = 199.7 psi

$$\frac{200\text{psi}}{20\text{psi}} = 10 \quad \text{Se denomina relación de compresion.}$$

Entonces queda claro que la relación de compresión de un compresor, es su presión absoluta de descarga entre su presión absoluta de succión.

Si la presión de succión se reduce a 11.0 psi se tiene una relación de compresión de:

$$\frac{200\text{psi}}{11\text{psi}} = 18.1$$

Para lograr la misma relación de compresión de 18.1 cambiando la presión de descarga se necesita aumentar la presión de descarga a 361.0 psi.

En este ejemplo se muestra que 1 psi de reducción en la presión de succión, tiene el mismo efecto que una reducción de 16.1psi en la presión de descarga.

### 3.5 Potencia mecánica y rendimientos en compresor alternativo

#### 3.5.1 Potencia teórica del compresor

En un compresor alternativo ideal, el volumen  $V_D$  m<sup>3</sup>/h, de vapor que proviene de la línea de aspiración es succionado hacia el cilindro, comprimido y expulsado al final, precisa una potencia teórica.

$$N_t = V_D \left( \frac{m^3}{\text{hora}} \right) \rho \left( \frac{Kg}{m^3} \right) \Delta i \left( \frac{Kcal}{Kg} \right)$$

Ecuación 3.9

Siendo:

$V_D$  = el desplazamiento del pistón o volumen barrido por el pistón en su carrera completa

$$\Delta i = i_2 - i_1$$

#### 3.5.2 Potencia real del compresor.

La potencia real del compresor  $N_r$  del compresor es:

$$N_r = V_a \left( \frac{m^3}{\text{hora}} \right) \rho \left( \frac{Kg}{m^3} \right) \Delta i \left( \frac{Kcal}{Kg} \right)$$

Ecuación 3.10



Siendo:

$V_a = V - V'$ , el volumen del gas o vapor realmente succionado (comprimido expulsado) proveniente de la línea de aspiración, medido en las condiciones reales en ella.

La potencia real del compresor siempre es menor que la teórica debido a:

- a) En cada carrera de aspiración del pistón, el valor del volumen de gas succionado proveniente de la línea de aspiración  $V_a$  es menor que el desplazado  $V_D$  por dicho pistón, la razón principal de este menor volumen aspirado estriba en el espacio muerto y en que la densidad  $P$  del vapor que llena el cilindro al final de la carrera de aspiración, es menor que la del vapor situado en la línea de succión.
- b) En la carrera de compresión se presentan fugas de vapor (válvulas, segmentos), con lo que la cantidad de fluido efectivamente impulsada por el compresor será todavía menor.

### 3.5.3 Rendimiento mecánico

Se define el rendimiento eléctrico del compresor como la relación:

$$n_{\text{eléctrica}} = \frac{\text{Potencia mecánica absorbida en el eje del compresor}}{\text{Potencia eléctrica absorbida por el motor}}$$

Ecuación 3.11

Este rendimiento contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico.

### 3.5.4 Rendimiento global

Es el cociente entre el trabajo absorbido por el compresor según el ciclo teórico y el trabajo absorbido en el eje del mismo.

$$n_{com} = \frac{\text{Trabajo teórico absorbido por el compresor}}{\text{Trabajo teórico absorbido por el compresor}}$$

Ecuación 3.12

También se puede considerar como el producto de los rendimientos, indicado, mecánico y eléctrico de la forma:

$$n = n_i n_{mec} n_{elec}$$

Ecuación 3.13

La eficiencia de la compresión es una medida de las pérdidas que resultan de la divergencia entre el ciclo real o indicado y el ciclo teórico de compresión. Estas pérdidas son debidas a que tanto el fluido como el compresor, no son ideales sino reales, es decir, con imperfecciones y limitaciones tales como:

- Rozamiento interno a causa de no ser el fluido un gas perfecto y a causa de las turbulencias.
- Retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape.
- Efecto pared del cilindro.
- Compresión politrópica.

Los factores que determinan el valor del rendimiento de la compresión y del rendimiento volumétrico real del compresor, son los mismos.

### 3.6 Diagrama indicado el compresor ideal

El área de 12341 del diagrama indicado del compresor ideal mostrado en la figura 3.24, representa el trabajo teórico del compresor, de forma que  $i_2 - i_1$  proporciona el valor del trabajo teórico del compresor por Kg de fluido accionado por el compresor, es decir, admitido y expulsado del compresor. Para el valor de  $i_2 - i_1$  coincida con el área 12341 del diagrama indicado ideal, es necesario que  $V_1 - V_4$  volumen admitido en el cilindro, represente el volumen correspondiente a 1kg de fluido medido a la presión y temperatura del punto 1 o lo que es lo mismo  $V_2 - V_3$

volumen expulsado del cilindro sea el correspondiente al mismo Kg medido, esta vez en las condiciones del punto 2.

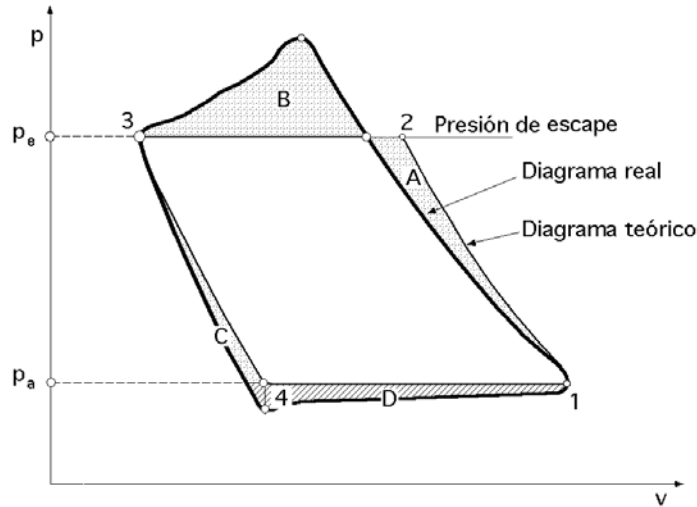


Figura 3.24 Diagrama teórico y real de trabajo de un compresor de una etapa.  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

La relación entre el rendimiento volumétrico ideal del compresor  $\eta_{vi}$  y el gasto másico de fluido que queda en el espacio perjudicial al final de la carrera de expulsión  $m$  supuesto que el compresor aspira 1 Kg de gas =  $(V_1 - V_4) P_a$  se determina de la siguiente forma:

$$n_{vol} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} * 100 = \frac{(V_1 - V_4) \rho_a}{(V_1 - V_3) \rho_a} * 100 = \frac{1}{1 + m - V_3 \rho_a} * 100$$

Ecuación 3.14

$$m = \frac{100 - n_{vi} (1 - V_3 \rho_a)}{n_{vi}}$$

Ecuación 3.15

### 3.6.1 Diagrama indicado del compresor real.

En la figura 3.24, las aéreas A, B, C y D que diferencian del ciclo real del ideal vienen motivadas por:

- A.) La refrigeración, permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica. Por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer.
- B.) El trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro.
- C.) El trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expandirse el gas residual, y que es absorbido en la compresión.
- D.) El trabajo perdido en el ciclo de aspiración.

Las áreas rayadas B, C, D expresan las diferencias de trabajo efectuado en cada etapa del ciclo, entre el diagrama teórico y el diagrama real. El diagrama estudiado corresponde a un compresor de una sola etapa, cuyo ciclo de compresión se realiza rápidamente, sin dar tiempo a que el calor generado en la compresión del aire pueda disiparse a un refrigerante o intercambiador de calor, pudiéndose decir que el aire durante su compresión sigue una evolución adiabática.

Si el área (12341) del diagrama indicado ideal representa el trabajo teórico de compresión, el área comprendida dentro del diagrama indicado real (sombreado), representará el trabajo real necesario para efectuar la compresión real; para obtener el valor del trabajo absorbido en el eje del compresor, a este trabajo hay que sumarle el perdido en vencer los rozamientos mecánicos del compresor.

### **3.6.2 Modo de operación de los compresores alternativos**

Es interesante recordar los principales puntos de actuación en la operación de un compresor alternativo. Para una explicación más detallada y concreta de cada uno de los equipos de la industria nos remitimos a los correspondientes procedimientos de operación:

#### **Puesta en marcha:**

- Los circuitos de refrigeración, de aceite de lubricación del cárter y de los cilindros y estopadas deben estar convenientemente llenos y alineados

para operar. Poner en marcha el sistema de calentamiento de aceite de lubricación. Ventear adecuadamente todos los circuitos mencionados de refrigeración y lubricación.

- Las ventilaciones y drenajes se deberán alinear al colector de la antorcha o al lugar dispuesto convenientemente, para evitar que se produzcan arrastres de líquido.
- Conectar el calentador eléctrico del motor principal en servicio.
- Abrir las válvulas de aspiración e impulsión del compresor y revisar el alineamiento del circuito de trabajo.
- Situar la capacidad del compresor al 0%, para que el motor de arranque con el mínimo par posible. Una vez en marcha la puesta en carga del compresor debe realizarse escalonadamente, dejando un lapso de tiempo entre escalón y escalón hasta que el sonido

**Paro del compresor:**

- Reducir la carga del compresor de forma progresiva y escalonada, de forma inversa a la comentada en la puesta en marcha.
- Parar el compresor
- Drenaje de los puntos bajos del compresor.
- Si se va a mantener el compresor en “stand-by” mantener los calentadores de aceite conectados, la calefacción del motor eléctrico y el agua a temperatura de servicio.

ANOMALÍA	CAUSA	CORRECCIÓN
No arranca el compresor	a) Falta de aceite	Llenar de aceite al nivel.
	b) Poca temporización en el temporizador del cuadro eléctrico, no dando tiempo al cambio y no subiendo la presión de aceite.	Dar más tiempo al temporizador
	c) Falta de agua	Abrir la llave de entrada o dar mayor caudal
Dispara la válvula de seguridad entre fases	a) Válvula de seguridad mal (Destarada)	Repararla o reponerla.
	b) Membranas o tórica de regulación mal (Pasa aire de regulación a la 1ª etapa)	Reponer
Aceite en filtro de aspiración	Demasiado engrase (Al trabajar en vacío expulsa por la aspiración)	Ajustar el engrase y revisar
Consumo excesivo de aceite del cárter	a) Empaquetadura deteriorada o floja	Reapretar o reponer
	b) Nivel de aceite muy bajo	Revisar
No sube la presión de aceite	a) Giro inverso de la bomba	Cambiar la polaridad del motor
	b) Falta de aceite	Llenar de aceite el nivel
	c) Bomba descebada	Cebarla
	d) Manómetro o tubería averiada	Reponer o reparar tubería
Caudal del compresor disminuido	a) Válvulas de admisión o escape mal	Revisar válvulas
	b) Pistón de regulación en posición pisando (válvula abierta)	Limpiar zona pistón descargador
	c) Filtro aspiración sucio	Limpiar el filtro
	d) Desgaste segmentos.	Reponer
Inconvenientes en el suministro de aire	Tubería de admisión obstruida. Filtro sucio.	Limpiar
Sube la presión final	a) Presostato averiado.	Reponer (comprobar micro)
	b) Tubería presostato rota.	Arreglar.
	c) Electroválvula averiada, no abre, queda agarrada	Revisar funcionamiento o reponer.
	d) Tubería regulación rota.	Arreglar tubería
	e) Pistón descargador bloqueado en posición alta. (No abre válvula)	Aligerar pistón descargador
La máquina se para	a) Falta de aceite (Funcionando la seguridad)	Comprobar seguridad y circuito engrase
	a) Falta de agua (Funcionando la seguridad)	Comprobar seguridad y circuito de agua
	c) Alta temperatura en escape (Funcionando termostato)	Refrigerador final sucio o poca agua.
	e) Fallo eléctrico.	Revisar maniobra
Baja la presión entre fases (en carga)	a) Válvula admisión 1ª etapa mal	Revisar válvulas
	b) Pistón de regulación en posición pisando (Válvula abierta)	Limpiar zona pistón descargador
	c) Válvula de escape 1ª etapa mal (Baja un poco la presión)	Revisar válvulas
Baja la presión entre fases (en vacío)	Válvula escape 1ª etapa mal (Fuga.)	Revisar válvulas.
Baja la presión final	a) Consumo excesivo en red	No es ningún fallo del compresor
	b) Presostato mal tarado o averiado.	Tarar bien o reponerlo
Aire caliente salida de refrigeradores	a) Falta de agua, si el agua sale caliente	Aportar más caudal de agua
	b) Sucios los refrigeradores. (Agua sale fría)	Limpiarlos
Calentamiento del compresor	a) Válvulas en malas condiciones	Revisar
	b) Presión de descarga excesiva.	Controlar
	c) Lubricación insuficiente.	Vigilar el aceite

Tabla 3.1 Cuadro técnico de síntomas de funcionamiento anormal, causas y corrección

Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

### 3.18 Lubricación

En el caso de un compresor alternativo, el espacio entre el pistón y la pared del cilindro debe sellarse para que todo el vapor del refrigerante pueda ser impulsado hacia a fuera del cilindro y entrar al tubo de alta presión. Este sello se logra mediante aceite de refrigeración porque se mueve junto con el vapor comprimido del refrigerante. Si la capa de aceite no sella el espacio cuando el pistón se mueve de un lado a otro, algo de vapor pasa al carter del compresor, ocasionando pérdidas de eficiencia.

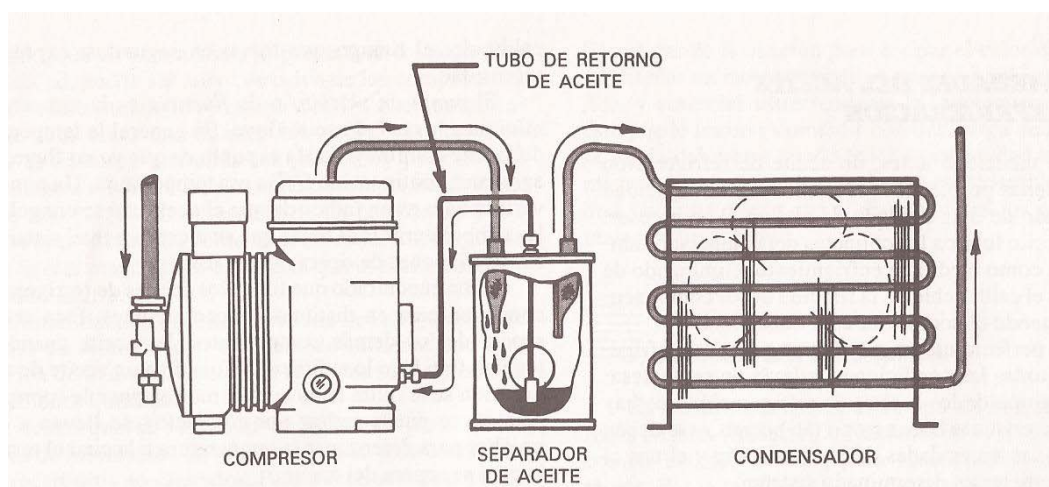
Según el tipo de compresor y su posición de montaje sobre el motor del vehículo, el nivel de aceite contenido en el mismo varía. Generalmente, en los compresores montados en posición vertical, el aceite baña la mitad del pie de biela cuando el pistón correspondiente se encuentra en el PMI. Cuando el cigüeñal del compresor gira, los pistones alcanzan alternativamente el PMI. En esta posición, el aceite existente en la base del compresor y sometido a la presión de aspiración se introduce en el orificio situado en el resalte de la cabeza de la biela.

El aceite sube por la canalización situada en el centro de la parte interna de la cabeza de la biela y se difunde por las cavidades delimitadas por los chaflanes de la extremidad de la unión del casquillo y la cabeza de la biela y además lubrica la muñequilla de la misma.

El aceite pasa después a través de un orificio realizado a lo largo de la biela hasta alcanzar el bulón del pistón. Este bulón está agujereado internamente y cuando el pistón sube hacia el PMS el aceite se escurre hacia los lados y lubrica las paredes del cilindro y el pistón. Una parte del aceite vuelve al cárter, mientras que otra pasa a través del aro del pistón y por efecto de la compresión se nebuliza junto con el refrigerante y alcanza la cabeza del compresor a través de la válvula de descarga.

Al viajar con el refrigerante líquido el aceite llega al evaporador, que es uno de los componentes, en el que el movimiento del aceite origina algún problema. Si el aceite no se mueve del evaporador al tubo de succión, el evaporador puede llenarse de aceite y disminuir la superficie de intercambio de calor.

Se usan principalmente dos métodos para tener una lubricación adecuada en los compresores: 1.- El sistema de salpicadura y 2.- el sistema de alimentación forzada o a presión figura 3.26., esta figura muestra un corte de un separador de aceite instalado en un circuito de refrigeración. Es importante que el aceite regrese al compresor tan pronto sea posible, y por lo tanto el separador se coloca entre el compresor y el condensador.



**Figura 3.25 Corte de un separador de aceite cortesía de DuPont.**  
Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

La mayor parte de los separadores tienen un conjunto de flotador y válvula para dejar salir el aceite y que regrese al compresor, cuando se ha acumulado una cantidad determinada de aceite en la cámara del separador, se eleva el flotador y la válvula abrirá. La presión del vapor del refrigerante en la descarga del compresor es mayor que la del cartel y esta diferencia de presiones impulsa al aceite para que regrese al cárter. Cuando baja el nivel de aceite en el separador,



baja el flotador y hace que la válvula de aguja cierre y permita la acumulación de mas aceite en el separador.

El separador está aislado, por lo general, para mantenerlo caliente: si no es así, el vapor de refrigerante podría condensarse en el separador cuando la unidad no estuviera en operación. Si la unidad es parte de un sistema que tiende a tener largos periodos de paro, podría ser adecuado instalar un calentador eléctrico ya sea sobre o dentro del separador para mantener al refrigerante en estado de vapor.

### **3.7.1 Propiedades del aceite de refrigeración**

Debe tener buenas propiedades lubricantes y la capacidad de sellar el lado de baja del lado de alta en el compresor. Mientras el aceite lubrica los cojinetes del compresor, también funciona como medio de enfriamiento, eliminando de esos cojinetes el calor debido a la fricción de los componentes móviles cuando el compresor está trabajando.

A continuación presentamos algunas cualidades esenciales de un aceite:

1. Debe permanecer fluido a bajas temperaturas.
2. Debe permanecer estable a altas temperaturas.
3. No debe relacionarse químicamente con el refrigerante, los metales, el aislamiento del motor, cuando se usen compresores herméticos ni con el aire u otros contaminantes.
4. No se debe descomponer y carbonizar en las condiciones esperadas del funcionamiento.
5. No debe depositar cera cuando este sujeto a las bajas temperaturas que se vayan a encontrar.
6. Debe estar libre de humedad como sea posible.

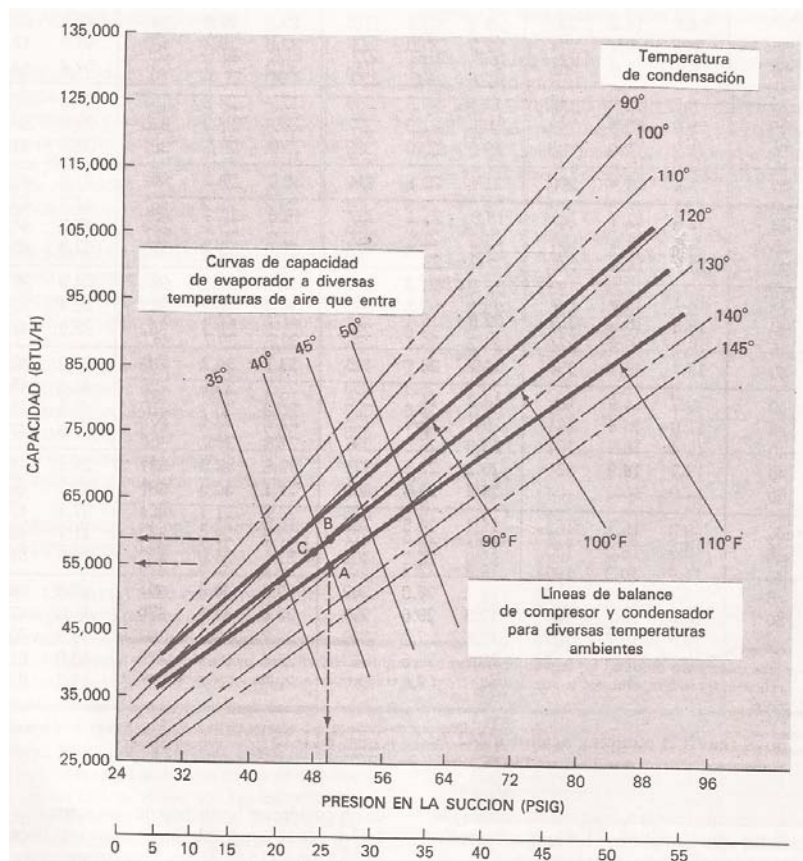
Algunas características de los aceites para refrigeración se presentan en la siguiente lista.

- Viscosidad
- Punto vertido
- Punto de floculación
- Punto de inflamación
- Fuerza eléctrica
- Punto de ignición
- Tendencia a la corrosión
- Resistencia a la corrosión
- Color

### 3.7.2 Balanceo del compresor

Los componentes disponibles en el comercio casi nunca coinciden exactamente con las condiciones de diseño de un sistema dado y, ya que el diseño se basa normalmente en cargas máximas estimadas, con frecuencia el sistema debe trabajar a condiciones distintas de las de diseño. Más de una combinación de componentes puede cumplir con los requisitos de desempeño. La eficacia del sistema depende en general del punto en el que alcanza las condiciones estabilizadas, o se equilibra bajo las condiciones de operación. La capacidad de los tres componentes principales del sistema, compresor, evaporador y condensador, son variables cada una de ellas, pero se interrelacionan. Un método sencillo, exacto y como de pronosticar el rendimiento del sistema a partir de datos de catálogos de fabricantes se puede presentar en forma grafica en una tabla de balanceo de componentes semejantes a la de la figura 3.26, que es para un sistema de condensación enfriado por aire. Las curvas de capacidad del evaporador, según el fabricante, se basan en temperaturas de entrada de aire con temperatura de evaporación variables. Se pueden trazar líneas gruesas semejantes para las condiciones de balance de los puntos de equilibrio condensador-compresor a diversas temperaturas ambiente supongamos que la carga del evaporador es 55,000 btu/horas, con aire que entra a 40 °F, esto necesita una temperatura de evaporación de 26 °F o una diferencia de 14 °F de

temperatura entre el aire que entra y el refrigerante que se evapora (punto A). También supongamos que el compresor y condensador trabajan a 100 °F de temperatura ambiente exterior; a os mismos 26 °F de temperatura de evaporación su capacidad seria aproximadamente de 59,000 Btu/horas (punto B), por lo tanto hay una diferencia de 4,000 Btu/hora. Si la temperatura ambiente en el exterior permanece constante a 100 °F, y la carga del evaporador también permanece constante, el resultado será una disminución en la temperatura de evaporación y con ello un aumento en la capacidad del evaporador y la diferencia de temperatura, mientras que la capacidad del compresor decae en forma simultánea hasta que el sistema alcanza las condiciones estabilizadas a unas 57,000 Btu/hora y 24 °F de temperatura en el evaporador (punto C).



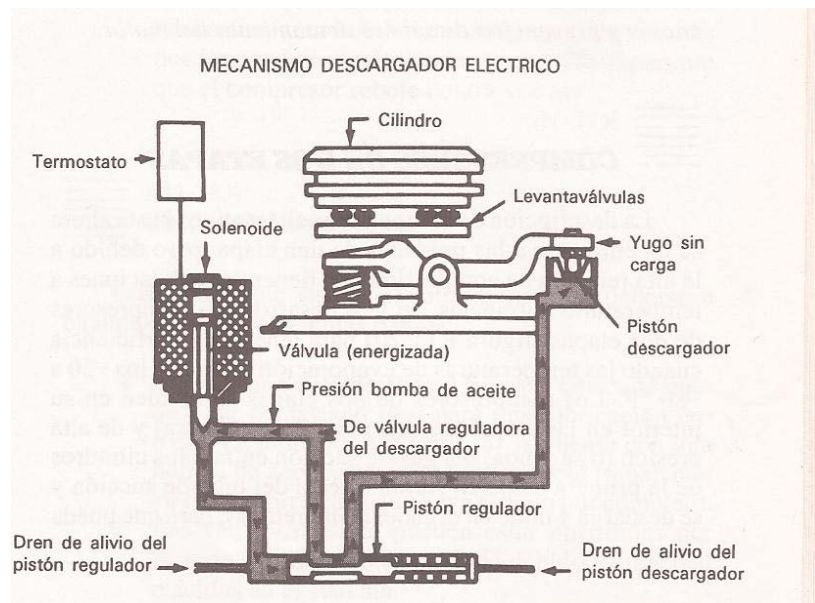
**Figura 3.26 Grafica de balanceo de sistema.**  
 Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

### 3.7.3 Control de capacidad

Para tener un medio de cambiar la capacidad del compresor bajo condiciones fluctuantes de carga los compresores mas grandes están equipados generalmente con descargadores.

Los descargadores de los compresores alternativos son de dos tipos generales. En el primero (figura 3.27), las válvulas de la succión de uno o más cilindros se mantiene abiertas por algún dispositivo mecánico que responde a un control de presión.

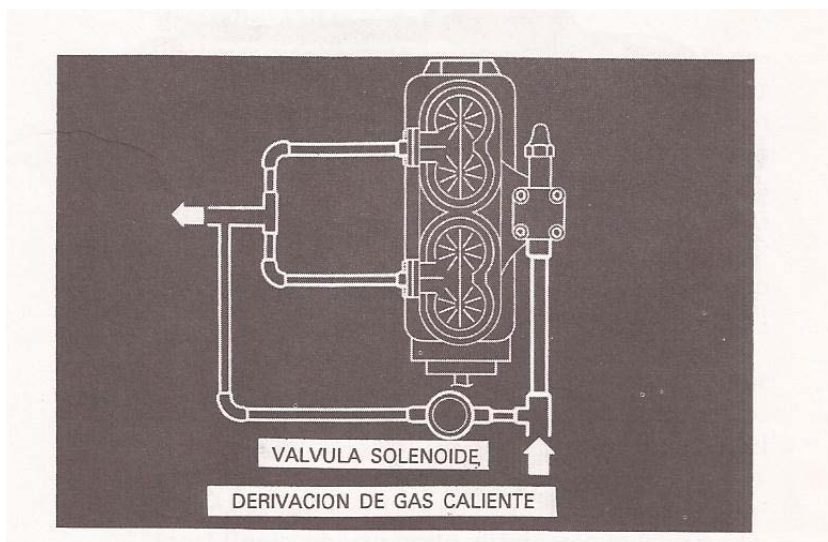
Estando abiertas las válvulas de succión de refrigerante, este regresa a la cámara de succión durante la etapa de compresión, y el cilindro no efectúa acción de compresión.



**Figura 3.27 Mecanismo eléctrico descargador.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

Un segundo método de descargar es derivar internamente una parte del gas de descarga a la cámara de succión.



**Figura 3.28 Derivación de gas caliente.**

Fuente: Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición.

Se debe tener cuidado para evitar demasiado aumento de la temperatura de descarga cuando se hace esto. Una derivación de gas caliente también se puede hacer fuera del compresor.

El solenoide del tubo de derivación se puede controlar por temperatura o presión, dependiendo de la naturaleza de la aplicación. Cuando el controlador pide reducir la capacidad, abre el solenoide y permite que algo de gas caliente pase en forma directa al tubo de succión.

Existen técnicas específicas que recomiendan los fabricantes de compresores, y que emplean distintos componentes pero el resultado final es esencialmente el mismo.

Las etapas de descarga dependen naturalmente del tamaño de la máquina, número de cilindros y necesidades de la aplicación. Una cosa que se debe tomar en cuenta es la menor cantidad de vapor en la succión y menor aceite lubricante que regresa del sistema. En los compresores herméticos esas cantidades deben ser suficientes para una buena lubricación y prevención de sobre calentamiento del motor.

### **3.7.4 Mantenimiento de compresores**

Desde luego que una larga vida es algo deseable en cualquier producto. Lo compresores que se fabrican ahora se espera funcionen durante muchos años con una operación sin fallas y silenciosa. En muchas aplicaciones, se necesita que los compresores trabajen 24 horas al día y 365 días al año. Sin embargo, esa operación no es tan ruda como la de un compresor que enciende y apaga, cuando cambian las temperaturas en forma constante y el aceite no se mantiene a la viscosidad constante.

El compresor no solo debe diseñarse para resistir las condiciones normales de funcionamiento, sino que también, a veces, algunas condiciones anormales periódicas como por ejemplo golpes de líquido o demasiada presión de descarga. Los fabricantes de compresores han hecho un buen papel diseñando y produciendo maquinas que admiten castigo adicional pero ningún fabricante ha embarcado nunca un sistema completo.

## Anexo

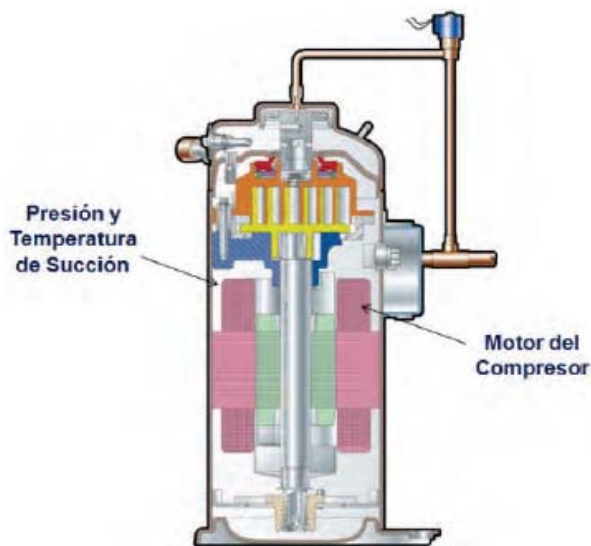
### Ventajas Comparativas en la Aplicación de la Tecnología Copeland Digital Scroll en Sistemas de Aire Acondicionado Residencial y Comercial

Los sistemas de aire acondicionado, ya sean enfriadoras de líquido o sistemas de expansión directa, que aplican tecnología Copeland Digital Scroll, tienen ventajas comparativas significativas al considerar los *costos asociados a largo de la vida útil del equipamiento*. La suma total de estos *costos asociados*, que en inglés se denominan “*Life Cycle Costs*” (LCC), se define como *el costo total en dólares por adueñarse del equipamiento, operarlo y mantenerlo a lo largo de su vida útil*.

En el caso de los sistemas de aire acondicionado, estos costos están ligados a:

#### a) Tecnología y Diseño del Compresor

En un compresor Copeland Digital Scroll, la mayoría de los componentes internos del compresor, entre los que se destaca el motor, trabajan del lado de baja presión o succión. El gas de la succión retorna a una temperatura entre 10 y 15°C, lo cual ayuda a enfriar el motor del compresor (**Fig. A1**). Un motor eléctrico hermético, trabajando en estas condiciones, presenta un mejor desempeño, especialmente cuando debe operar bajo condiciones ambientales extremas, a temperaturas ambiente muy altas.



**Fig. A1** El gas de la succión retorna a una temperatura entre 10 y 15°C  
Fuente: Emerson Climate Technologies,

A diferencia de los anteriores, los motores herméticos de los compresores rotativos y scroll con “inverters”, así como la mayoría de sus componentes internos, se encuentran sometidos a las condiciones del gas del lado de alta presión o descarga, a no menos de 80°C.

A diferencia de los anteriores, los motores herméticos de los compresores rotativos y scroll con “inverters”, así como la mayoría de sus componentes internos, se encuentran sometidos a las condiciones del gas del lado de alta presión o descarga, a no menos de 80°C.

Esta característica hace a estos compresores más sensibles a condiciones ambientales con temperaturas muy altas, como las que se pueden encontrar en extensas regiones pobladas de Latinoamérica. Este diseño ha sido adoptado, entre otras razones, para intentar resolver problemas de lubricación generados durante la operación a baja velocidad de rotación, cuando se hace difícil, si no imposible, impulsar el aceite lubricante hacia las partes móviles del compresor, tan solo mediante fuerza centrífuga. Mientras que la presión de alta contribuye con la lubricación impulsando el aceite, el rendimiento del motor y a la operación a altas temperaturas ambiente se ven afectados seriamente.

Los compresores Copeland Digital Scroll poseen una característica de diseño única y patentada que permite, durante la operación a plena capacidad, mantener ambas espirales juntas con la suficiente fuerza para que no se produzcan fugas de gas entre los compartimientos que forman las espirales al interactuar entre sí, sin necesidad de utilizar sellos (susceptibles al desgaste) en los bordes de las espirales, y sin afectar el rendimiento del compresor, ocasionando pérdidas mecánicas por excesiva fricción. Esta fuerza óptima es la resultante entre la presión de descarga, la de succión y una presión intermedia, actuando sobre determinadas superficies del denominado “sello flotante”, pieza clave de la tecnología Copeland Scroll, para lograr este efecto.



No existen tales características de diseño en los compresores rotativos. Las palas del rodillo rotatorio están en contacto permanente con la pared de la cámara de compresión, imprimiendo una fuerza constante, que no se ajusta con la variación de la presión y la temperatura. Tampoco existen estas características en los compresores scroll que operan con “inverters”. En ambos casos, esto afecta notablemente el rendimiento del compresor debido a la fricción, especialmente al operar a temperaturas ambientales muy altas.

El refrigerante en estado líquido, al ser incompresible, puede dañar seriamente los mecanismos de un compresor. Los compresores Copeland Digital Scroll poseen una característica única y patentada de diseño que permite que las espirales se separen radialmente, ante la presencia de gotas de líquido refrigerante, aceite o ambos, durante el proceso de compresión. Esta separación evita también potenciales daños en las espirales, ocasionados por pequeñas partículas, impurezas, o contaminantes que puedan estar presentes en el sistema. Una vez más ni los compresores rotativos, ni los compresores scroll que operan con “inverters” poseen estas características de diseño.

Los compresores Copeland Digital Scroll poseen varios dispositivos internos que aseguran una operación más confiable, sin necesidad de protecciones externas adicionales:

1. **Protector del Motor:** El motor está protegido contra ambos, temperatura y amperaje. Si la corriente aumenta y/o sube la temperatura del motor, el protector del motor abre el circuito eléctrico internamente y lo para. El motor vuelve a funcionar una vez que se enfría.
2. **Disco térmico:** Es un disco bimetálico que se abre cuando la temperatura de descarga excede los límites de seguridad, haciendo que el compresor deje de comprimir y se detenga por acción del protector térmico (1). El disco se cierra automáticamente cuando la temperatura disminuye y alcanza los límites de operación segura.

3. **Válvula de alivio (IPR):** En caso de que la presión suba dentro del compresor por encima de los límites de seguridad, la válvula IPR se abre, y el compresor deja de comprimir. El protector térmico del motor actúa más tarde (1), deteniendo la marcha.
4. **Protección contra operación en vacío:** Si la presión de succión desciende por debajo de los límites de operación segura del compresor, el sello flotante, que mantiene ambas espirales unidas, se descarga, las espirales se separan y el compresor deja de comprimir. La compresión se reinicia tan pronto la presión de succión se normaliza.

Los compresores rotativos solo cuentan con un simple protector térmico interno para el motor, mientras que los compresores scroll que operan con “inverters”, en su mayoría, no cuentan con ningún tipo de dispositivo de seguridad interna. Las protecciones provienen de dispositivos externos que forman parte del sistema de control de la unidad, lo que agrega complejidad y costo.

### ***b) Arquitectura del sistema***

¿Cómo está conformado tecnológicamente el sistema para modular la capacidad? Comparemos tres sistemas de capacidad similar. Supongamos que uno de estos sistemas posee dos compresores Copeland Scroll, uno de ellos Digital y otro de capacidad fija. El segundo sistema, dos compresores rotativos de velocidad variable, con dispositivos de variación de la velocidad de rotación tipo “inverter” de corriente continua (DC), uno por cada compresor y el tercero posee dos compresores scroll, uno de ellos equipado con un dispositivo “inverter” similar al caso anterior, mientras que el compresor restante es de capacidad fija.

¿Cómo responde cada una de estas arquitecturas de sistema ante una variación de la carga frigorífica que requiere de modulación de la capacidad?

En el primero de los sistemas (dos compresores Copeland Scroll, uno fijo más uno Digital), cuando la capacidad requerida está por debajo del 50%, el compresor

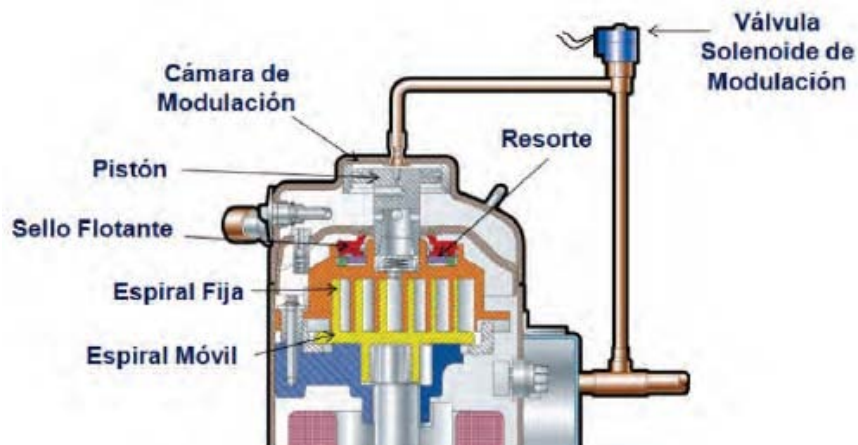
Digital es el encargado de modular la capacidad. Veremos un poco más adelante como lo hace. Cuando la variación de la carga requiere que la capacidad aumente por encima del 50%, el compresor Copeland Scroll de capacidad fija arranca, y el Digital es ahora responsable de modular hasta alcanzar el 100% de la capacidad disponible.

Para la segunda arquitectura de sistema (dos rotativos con “inverters”, uno por compresor), cuando la capacidad es menor del 50%, uno de los dos compresores modula mediante su correspondiente variador de velocidad. Ambos compresores modulan mediante sus respectivos “inverters”, cuando la variación de la carga requiere que la capacidad sea más 50% del total disponible.

Por último, en el sistema con dos compresores scroll, uno con “inverter”, cuando el requerimiento de la capacidad varía por debajo del 50%, el compresor con “inverter” modula. El compresor de capacidad fija arranca cuando la capacidad requerida está por encima del 50% del total disponible. De allí en más, el compresor con “inverter es el encargado de modular, hasta alcanzar el 100%.

Veamos cómo cada una de las tecnologías involucradas en cada arquitectura de sistema efectúa la modulación.

Un compresor Copeland Digital Scroll posee, como toda tecnología scroll, dos espirales idénticas, desfasadas 180°, una de ellas fija y la otra móvil u orbitante, solidaria al rotor del motor. El compresor comprime, siempre y cuando ambas espirales se mantengan en contacto axial y radial. Los compresores Copeland Digital Scroll poseen un dispositivo exclusivo que permite que las espirales se separen axialmente apenas 1mm, lo cual es suficiente para que compresor deje de comprimir. Este dispositivo trabaja con un pequeño pistón, sometido a la presión de descarga, sobre la espiral fija (**Fig.A2**).



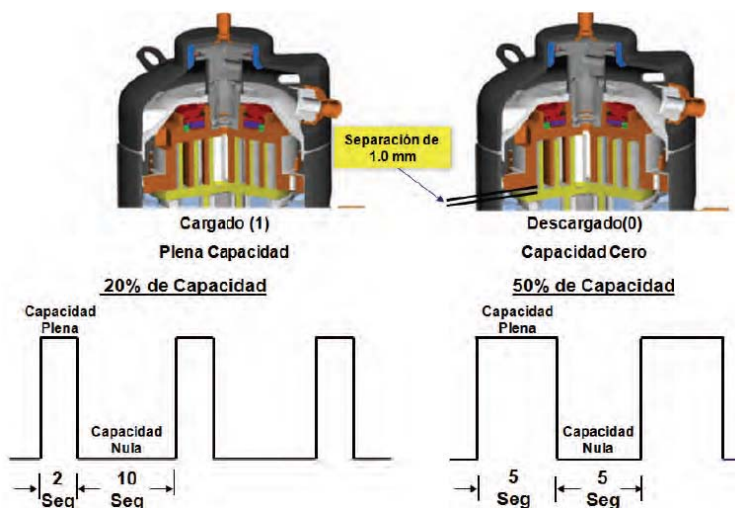
**Fig. A2. Compresor Copeland Digital Scroll**

Fuente: Emerson Climate Technologies,

Una válvula solenoide permite aliviar esta presión, cuando la señal digital, proveniente de un controlador, la abre. Cuando esto ocurre, la espiral fija se separa apenas 1mm de la espiral móvil, gracias a la acción de un resorte, y el compresor deja de comprimir (descargado).

El motor sigue funcionando, pero consumiendo apenas un 10% de la potencia total. Cuando la señal digital cierra la solenoide, el pistón solidario al scroll fijo vuelve recibir presión de alta, vence la resistencia del resorte que lo mantenía levantado, ambas espirales se juntan, y el compresor vuelve a comprimir normalmente (cargado). Un compresor Copeland Digital Scroll puede *suministrar cualquier capacidad, entre un 10 y un 100%*, simplemente cargando y descargando las espirales en sucesivos intervalos regulares.

Por ejemplo, para intervalos regulares y sucesivos de 10 segundos, si las espirales se mantienen descargadas (separadas) durante 2 segundos y juntas (cargadas) 8 segundos, el compresor responde a la demanda con un 80% de su capacidad (**Fig. A3**).



**Fig. A3 Compresor responde a la demanda con un 80% de su capacidad**  
 Fuente: Emerson Cimate Technologies,

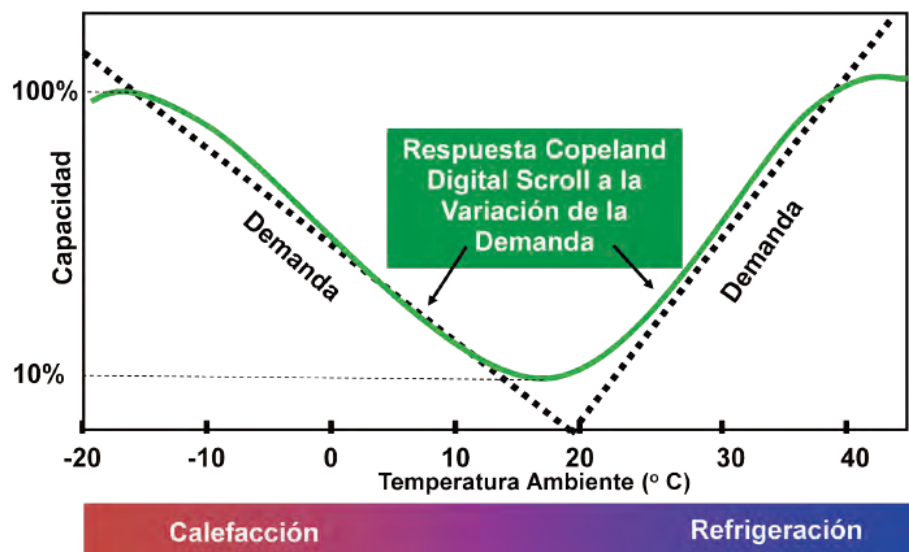
Es necesario un mínimo de 10% en la modulación para asegurar el enfriamiento del motor del compresor mediante el gas de la succión. Las espirales deben estar juntas al menos un segundo en un intervalo de 10 segundos (10%) para que esto sea posible. En un sistema de dos compresores Copeland Scroll, uno fijo y otro Digital, el 10% mínimo de capacidad alcanzado por el Digital individualmente, equivale a un 5% del total de la capacidad disponible del equipamiento.

La tecnología “inverter” modula la capacidad variando la frecuencia y, a su vez, la velocidad de rotación del motor eléctrico, que es directamente proporcional a la frecuencia, de acuerdo a la señal recibida desde el controlador de la unidad, en función de la variación de la demanda, tanto en un compresor rotativo, como en un scroll equipado con “inverter”. Los compresores que modulan su capacidad mediante este tipo de dispositivos, poseen limitaciones en la frecuencia mínima para asegurar la lubricación a baja velocidad de rotación. Por lo general, la frecuencia mínima está en el orden de los 30Hz, lo que pone a la capacidad mínima individual posible por compresor en el orden del 40 al 50%, dependiendo de la frecuencia nominal de la corriente de alimentación (50Hz o 60Hz). En un compresor equipado con “inverter”, la modulación se hace de a saltos de 8 Hz de frecuencia. Si la frecuencia mínima posible es de 30Hz, como hemos visto anteriormente, el siguiente escalón demodulación será 38Hz, luego 46Hz, y así

sucesivamente, por lo que la modulación no es continua ni uniforme. Si la variación de la carga requiere de una capacidad por debajo del mínimo de 30% o del 25%, dependiendo de la frecuencia nominal (50Hz o 60Hz), en un sistema de dos compresores, el equipo deberá contar con un dispositivo de desvío o “Bypass” de gas caliente. Este es un método bastante primitivo de modulación de la capacidad, sin ahorro alguno de energía, ya que ésta ya ha sido consumida al comprimir el gas antes de ser desviado por solenoides a través del “Bypass.

### c) Confort Suministrado

Un sistema que aplica Copeland Digital Scroll, puede mantener la temperatura en un rango de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ , gracias a la variación continua de la capacidad vista anteriormente, que permite acompañar mucho mejor a la variación de la demanda (**Fig. A4**). A su vez, Copeland Digital Scroll permite reducir la humedad ambiente a cargas parciales en sistemas de expansión directa, mejorando así el confort interior. Esto se logra gracias a que el método de modulación Digital permite mantener temperaturas promedio del serpentín evaporador interior más bajas a cargas parciales.



**Fig. A4 Confort Suministrado.**  
Fuente: Emerson Climate Technologies,

Si bien un sistema equipado con compresores rotativos con sus respectivos “inverters” puede mantener la temperatura en un rango de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  bajo determinadas condiciones, el control eficaz de la humedad no será posible como en el caso anterior. Cuando los “inverters” actúan para modular la capacidad, el flujo de masa de refrigerante (Lbs/Hr) disminuye al disminuir la velocidad de rotación del compresor. Esto hace que la temperatura promedio del serpentín sea mayor, lo que restringe la capacidad del serpentín de condensar la humedad del aire que circula a través de él, la cual afecta la sensación de confort interior. Esta explicación es válida también para un sistema con dos scrolls, uno de ellos con inverter. Pero a diferencia del anterior, en este caso la temperatura podrá ser controlada en un rango menos ajustado de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ , bajo ciertas condiciones.

La mecánica de la modulación del sistema con un compresor Copeland Digital Scroll permite una velocidad de respuesta instantánea frente a cambios repentinos de la carga, sin tener que pasar por etapas intermedias ni rampas de variación de frecuencia, como es el caso de los sistemas que cuentan con “inverters”. Esta ventaja permite mantener la variación de la temperatura dentro de un rango muy reducido, aún frente cambios bruscos y repentinos de la carga.

En un sistema con tecnología Copeland Digital Scroll, la mecánica de retorno de aceite es muy sencilla. El aceite solo abandona el compresor mientras este comprime.

El promedio normal de circulación de aceite está en el orden del 1%. Aún cuando el aceite deja el compresor mientras este comprime, la velocidad del gas es lo suficientemente alta como para empujar y hacer volver el aceite al compresor desde el sistema. Por lo general, no se necesitan sistemas ni dispositivos de adicionales para hacer retornar el aceite al compresor, salvo en circuitos extremadamente largos de 100 metros de tubería o más, aplicados es sistemas de volumen de refrigerante variable, comúnmente llamados VRV (**Fig. A5**), donde los

fabricantes suelen aplicar separadores de aceite para mayor seguridad de operación.



**Fig. A5 sistema de Volumen Refrigerante variable (VRV)**

Fuente: Emerson Climate Technologies,

Los sistemas con “inverters” necesitan de un sistema de retorno de aceite bastante complicado, debido a la variabilidad del promedio de circulación de aceite, debido a la variación de la velocidad de rotación. Este promedio ronda entre el 1 y 2%, operando a frecuencia nominal, dependiendo de que esta sea 50 o 60Hz. A frecuencias más altas (90Hz, por ejemplo), el promedio de circulación de aceite puede alcanzar hasta un 8%. Por el contrario, cuando la frecuencia ronda los 30Hz, la circulación de aceite puede ser aún menor del 1%, con el agravante de que a velocidades tan bajas, puede no haber suficiente flujo de masa de refrigerante como para empujar el aceite de vuelta al compresor. Debido a todo esto, los sistemas con “inverter” emplean dos métodos para retornar el aceite al compresor: separador de aceite y ciclo de retorno de aceite. El separador tiene una eficacia limitada, por lo que su aplicación se combina con los ciclos de retorno de aceite. Cada 2 horas, el dispositivo “inverter” debe aumentar la velocidad del compresor durante unos 10 minutos. A lo largo de este período de 10 minutos, el flujo de la masa y la velocidad del gas refrigerante aumentan y empujan el aceite que se encuentra atrapado en diferentes partes del sistema, para devolverlo al compresor. Pero esta operación no es del todo eficiente. Cuando aumenta la



velocidad del motor, su consumo eléctrico también aumenta. Además, la capacidad de enfriamiento también crece innecesariamente. En caso de que la demanda de la habitación no sea suficiente, las válvulas solenoide de desvío (“Bypass”) se abren, para desviar la capacidad adicional no requerida. Tanto esto como la energía adicional consumida por el motor para aumentar su velocidad, implican una pérdida de energía que se hace acumulativa a lo largo de la operación anual del equipamiento en condiciones reales de funcionamiento a carga variable.

#### ***d) Simplicidad y Confiabilidad del Sistema***

El sistema que usa Copeland Digital Scroll, muy simple, tanto mecánica como electrónicamente. Por ejemplo, los sistemas de “Bypass”, descritos para los sistemas con “inverters”, y sus respectivas válvulas solenoide, no son necesarios. Además, el principio de modulación es mecánico, por lo que algoritmo que emplea el controlador electrónico es mucho más simple.

Por el contrario, los sistemas equipados con “inverters” son bastante más complicados, tanto mecánica como electrónicamente (**Fig. A6 y A7**). En el caso de un sistema con dos compresores rotativos con sus correspondientes variadores de velocidad, el mero hecho de contar con un “inverter” por compresor, los hace más complicados.



Complejidad de un Sistema con “Inverters”



Simplicidad de un Sistema con Copeland Digital Scroll

**Fig. A6 Y A7**

Fuente: Emerson Climate Technologies,

Los equipamientos de volumen de refrigerante variable (**Fig. A5**) cuentan con una carga de gas refrigerante muy grande y los compresores rotativos son muy sensibles a potenciales retornos de líquido, por lo que este tipo de sistemas cuentan con varios circuitos controlados por válvulas solenoides y tanques para administrar el líquido refrigerante en función de las variaciones de carga (**Fig. A6**).

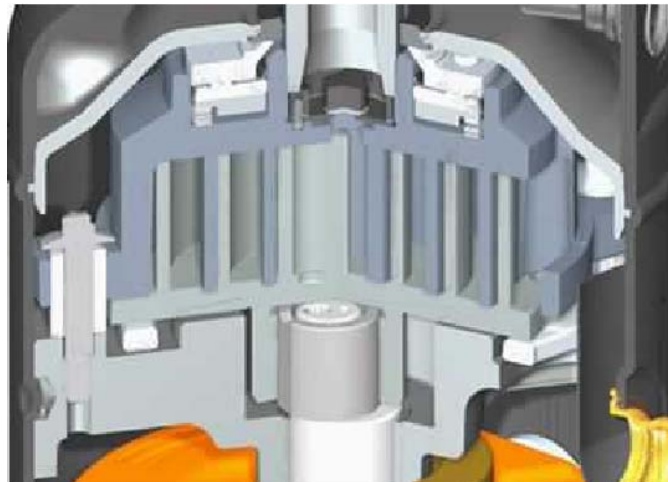
Existen al menos nueve válvulas solenoide en las unidades exteriores de equipos VRV equipados con compresores rotativos e “inverters”, que controlan diversos circuitos de desviación de líquido.

La industria global de aire acondicionado reconoce la confiabilidad de los compresores Copeland Scroll. Este reconocimiento queda reflejado en los más de 70 millones de compresores Copeland Scroll instalados mundialmente. El compresor Copeland Digital Scroll está construido sobre la misma plataforma básica de producto, que ha tenido tanto éxito y aceptación. Cada parte de un compresor Copeland es sometida a una exhaustiva secuencia de pruebas de confiabilidad. Por ejemplo, la válvula solenoide que controla la modulación Digital posee una vida útil comprobada de más de 40 millones de ciclos de apertura y cierre. Esto equivale a más de 15 años de funcionamiento continuo.

En comparación, los sistemas con compresores “inverter” cuentan con mucha electrónica en sus tableros, la cual genera calor. Esto los hace sensibles al operar en ambientes con altas temperaturas, aumentando el riesgo de fallas en el tablero eléctrico y circuitos electrónicos. Incluso, la interferencia electromagnética emitida por los circuitos de los variadores de velocidad puede afectar la confiabilidad de otros equipamientos tales como TV, computadores y diversos equipos, por lo que se requiere la aplicación de costosos filtros electrónicos para reducir tales emisiones a niveles aceptables. Estos filtros añaden aún más complejidad, costo adicional y riesgo de posibles fallas.

La complejidad electrónica de la que venimos hablando es sensible a las variaciones de frecuencia y de voltaje en la alimentación eléctrica. Este tipo de situaciones suelen verse frecuentemente en ciertas zonas de Latinoamérica, ante la falta de infraestructura eléctrica suficiente y confiable.

Como hemos dicho anteriormente, la modulación de un compresor Copeland Digital Scroll es mecánica (**Fig. A7**), por lo que no existe generación de interferencia electromagnética como en el caso anterior. Esto hace a esta tecnología ideal para aplicaciones críticas como centros de cómputo, centrales de telecomunicaciones y hospitales.



**Fig. A7 La modulación de un compresor Copeland Digital Scroll es mecánica**  
Fuente: Emerson Cimate Technologies,

### ***e) El consumo Energético Real Durante la Operación***

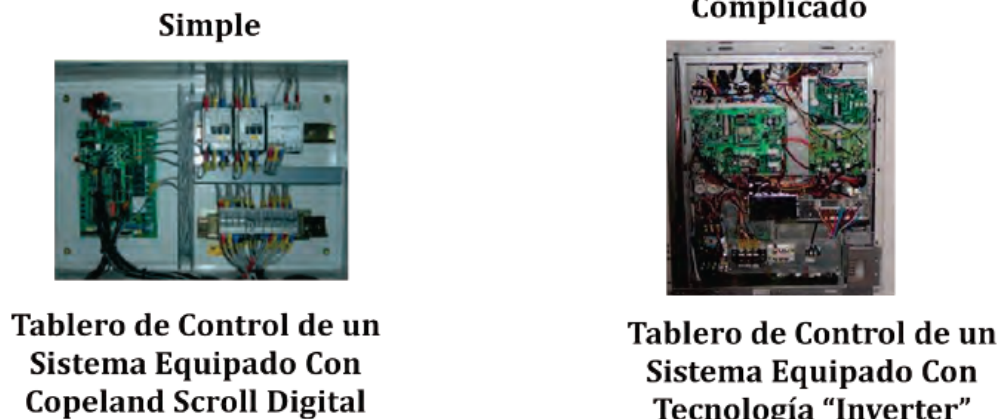
La eficiencia energética de un sistema depende de diversos factores tales como la tecnología aplicada al mecanismo de compresión, la transferencia de calor y los componentes implicados en ésta (refrigerante, ventiladores, serpentines, etc.), además de la arquitectura mecánica, eléctrica y electrónica del sistema.

Hemos visto en párrafos anteriores, diversas comparaciones relacionadas con la tecnología aplicada para la compresión entre compresores rotativos y scrolls con “inverters”, versus Copeland Digital Scroll. Dejando de lado los factores

relacionados con la transferencia de calor, que dependen del diseño del fabricante y son relativamente independientes de la tecnología de compresión aplicada, enfoquémonos a analizar aquellos factores que tienen que ver con la arquitectura mecánica y electrónica de los sistemas.

Por ejemplo, la gran cantidad de válvulas solenoides necesarias para administrar el líquido refrigerante y desviar el flujo durante los ciclos de “Bypass”, generan caídas de presión que afectan el rendimiento de los equipamientos con “inverters”. Otro ejemplo tiene que ver con la necesidad de implementar ciclos de retorno de aceite y con la energía consumida por este tipo de dispositivos.

La arquitectura electrónica es también un factor importante. La complejidad de los sistemas equipados con “inverters” (**Fig. A8**) hace que los tableros generen y disipen gran cantidad de calor, lo cual no es otra cosa más que energía que no es aprovechada con el propósito específico del equipamiento en cuestión.



**Fig. A8 sistemas equipados con “inverters”**  
Fuente: Emerson Climate Technologies,

Algunos de estos factores generan pérdidas de energía que no son tenidas en cuenta cuando se llevan adelante ensayos de laboratorio para medir la eficiencia energética de los equipamientos operando a una condición específica; por lo que las comparaciones hechas en base a valores de COP (coeficiente de rendimiento

a plena carga) o IPLV (equivalente, pero a carga parcial) obtenidos en laboratorios, no son necesariamente representativos del rendimiento real del equipo durante su operación anual, sometido a condiciones muy variables, no previstas ni reproducidas durante el ensayo. Pérdidas como las que se generan al operador el variador para pasar de una velocidad de rotación a otra, o la necesidad de operar ciclos de retorno de aceite durante la operación a carga parcial, no son tenidas en cuenta durante estos ensayos.

Por todo lo antedicho, queda claro que aquellos sistemas que cuenten con Copeland Digital Scroll tendrán un menor LLC que sistemas equivalentes equipados con “inverters”, gracias a la tecnología aplicada para la modulación, que permite simplificar la arquitectura del sistema, optimizando su costo y disminuyendo la influencia negativa que esta arquitectura pueda tener sobre el rendimiento del equipo.

Los sistemas con Copeland Digital Scroll permiten controlar mejor la humedad y la temperatura, lo cual está directamente relacionado con el confort suministrado.

La simplicidad de la arquitectura tanto electrónica como mecánica de los sistemas que cuentan con Copeland Digital Scroll, aseguran una mayor confiabilidad y vida útil.

Por último, la combinación de todas las cualidades mencionadas, hacen que el equipamiento con Copeland Digital Scroll tenga un menor costo operativo comparado con sistemas similares equipados con “inverters”, lo cual quedará reflejado en un menor consumo energético en condiciones reales de operación, a lo largo de la vida útil del equipamiento<sup>1</sup>.

---

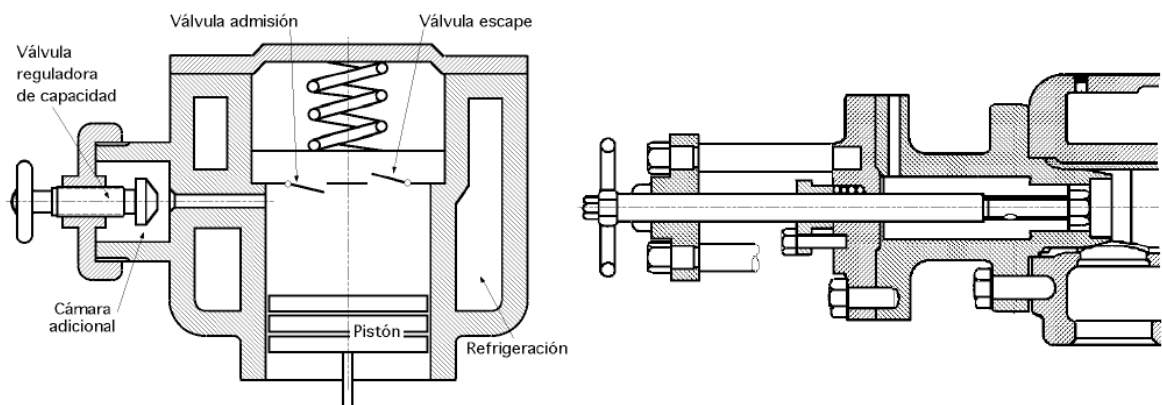
<sup>1</sup> **Emerson** Climate Technologies, Ventajas Comparativas en la Aplicación de la Tecnología Copeland Digital Scroll en Sistemas de Aire Acondicionado Residencial y Comercial

## Conclusiones

La mayoría de los compresores se diseñan para trabajar en unas condiciones operativas fijas y determinadas, de acuerdo con el proceso al que van destinados. No obstante, siempre se pueden presentar emergencias que obliguen a variaciones en las condiciones de operación. La capacidad de un compresor es el gasto másico de fluido que circula por el compresor, que debe ser controlado en forma manual o automática, para contrarrestar los aspectos negativos que puedan aparecer.

Para ello se puede recurrir a las siguientes soluciones:

- *Regulación de la capacidad utilizando un motor de velocidad variable;* al igual que en las bombas, la regulación a base de disminuir el número de emboladas no es fácil, máxime en los compresores de cierto tamaño, que suelen ir siempre acoplados a un motor eléctrico síncrono.
- *Regulación de la capacidad utilizando una válvula en la aspiración que cierre y haga que la presión de admisión sea menor que la existente en la línea de aspiración*
- *Regulación de la capacidad en los compresores de varios cilindros, descargando algunos de ellos*
- *Regulación de la capacidad variando el espacio nocivo en forma artificial, manual o automáticamente, tal como se indica en la figura.*

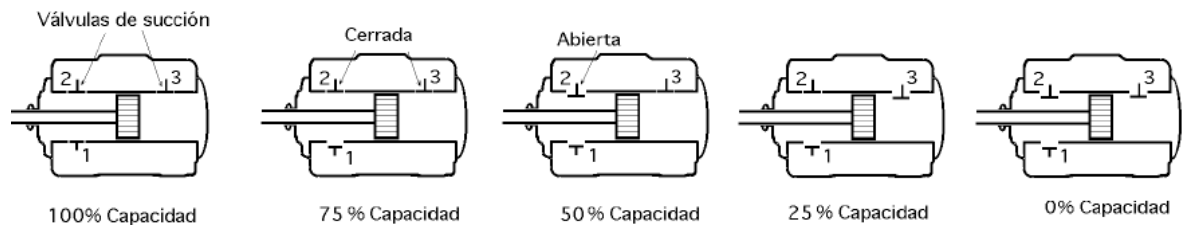


**Regulación de la capacidad por variación del espacio nocivo, y detalle del mismo.**

Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

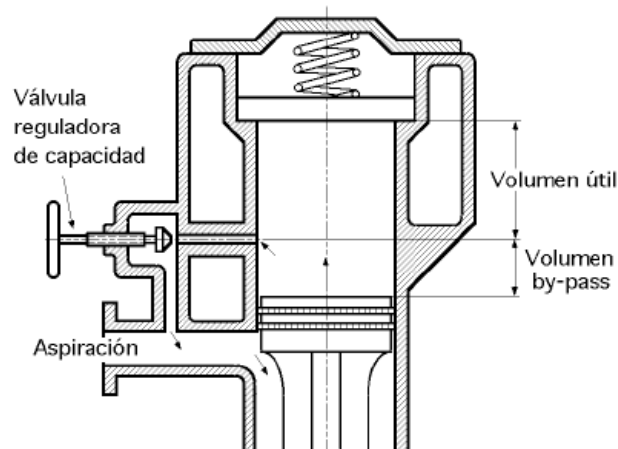
- *Regulación de la capacidad en forma escalonada* mediante el control, manual o automático, de válvulas de by-pass, de forma que en el recorrido del cilindro se puedan disponer hasta 3 válvulas con el fin de conseguir un control escalonado de la capacidad, que van inutilizando partes sucesivas de la cámara de compresión.

A título de ejemplo supongamos el compresor de doble acción de la siguiente figura, Si mantenemos el espacio muerto y todo lo demás normal, el compresor está actuando a plena carga. Si abrimos el espacio muerto, tenemos que el compresor trabajará al 75%; se observa cómo se van obteniendo las diferentes capacidades de compresión al actuar con las posibilidades de que dispone el compresor.



**Compresor de doble efecto; variación de la capacidad**  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

En el ejemplo representado en la siguiente figura se dispone únicamente de una válvula reguladora de la capacidad.



**Regulación de la capacidad mediante un by-pass**  
Fuente: Compresores Pedro Fernández Díez

- *Regulación de la capacidad en compresores pequeños*, mediante un control *on-off*, parando y arrancando el motor por medio de un termostato.
- *Regulación de la capacidad utilizando un by-pass refrigerado*, entre la descarga y la succión, de forma que según se recircule una mayor o menor cantidad, se obtendrá un menor o mayor caudal de gas comprimido. Este sistema de regulación se suele utilizar generalmente en combinación con el anterior.

En todos estos casos las presiones de descarga y aspiración se mantienen invariables en el proceso. Sólo se regulan las cantidades de gases enviadas. Cuando se estrena un compresor hay que seguir cuantas recomendaciones nos sugiera el fabricante para una mejor conservación y funcionamiento del mismo. De su cumplimiento dependerá mucho la vida del compresor y se evitarán desagradables consecuencias.

El manejo de gases en las plantas de proceso va desde presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. Se presenta un análisis de las características del equipo para hacer una selección preliminar del compresor de tipo y tamaño adecuados

En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases. La selección se basa en los fundamentos de la termodinámica, y no se debe considerar que sea tan difícil o complicada que sólo los fabricantes puedan hacer la elección inicial del compresor para condiciones dadas del proceso.

Algunas aplicaciones típicas son:

- Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta.
- Sopladores sencillos en plantas de recuperación de azufre. Sopladores grandes en unidades de craqueo catalítico



Los conocimientos que debe tener una persona que se dedique a la selección de compresores depende de la demanda y donde va a estar instalado algunas veces es suficiente con datos técnicos del compresor y construcción mecánica, cuando se requiere información más completa sobre las características del compresor es necesario hacer un análisis global del compresor por eso es importante entender los conceptos para tener un conocimiento más amplio sobre la selección y uso de compresores.

## Bibliografía

1. **Bloch**, Heinz P. Guía práctica para la tecnología de los compresores, editorial Mc Graw Hill, 1ª edición 1998, impreso en México D.F,
2. **Carlyle**, Guía de Aplicación para compresores de tornillo 05T/06T
3. **Conceptos** de Neumática e Hidráulica en la industria, Manual de neumática de FMA Pokorny Francfort
4. **Emerson** Cimate Technologies, Ventajas Comparativas en la Aplicación de la Tecnología Copeland Digital Scroll en Sistemas de Aire Acondicionado Residencial y Comercial
5. **Fernández** Díez Pedro, Compresores,
6. **Mavainsa**, Compresores
7. **Manual de refrigeración y aire acondicionado segunda edición**
8. **W. Greene** Richard. Compresores selección uso y mantenimiento, editorial Mc Graw Hill, 1ª edición 1996, impreso en México D.F
9. **Yunus Cengel y Michael Boles**, "Termodinámica", cuarta edición.

## Referencias electrónicas

1. [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Esquema\\_VET.jpg?uselang=es](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/01/Esquema_VET.jpg?uselang=es)
2. <http://goo.gl/L4wkn>.
3. <http://goo.gl/uujdK>
4. [http://www.caurium.com/clientes/rite2008/mod\\_002/unid\\_007a\\_000.html](http://www.caurium.com/clientes/rite2008/mod_002/unid_007a_000.html)
5. <http://goo.gl/mCO>
6. <http://goo.gl/IPYS4>
7. [http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_5908.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_5908.pdf)
8. [http://cienbas.galeon.com/01Refrig\\_trad.htm](http://cienbas.galeon.com/01Refrig_trad.htm)
9. [http://es.wikipedia.org/wiki/Libra\\_por\\_pulgada\\_cuadrada](http://es.wikipedia.org/wiki/Libra_por_pulgada_cuadrada)
10. <http://goo.gl/ncnhD>
11. <http://goo.gl/ncnhD>
12. <http://goo.gl/Ylzlw>
13. <http://goo.gl/sC1VM>
14. <http://goo.gl/sC1VM>
15. <http://goo.gl/Vbh5I>
16. <http://goo.gl/jAQqp>
17. <http://goo.gl/TDhIQ>
18. <http://goo.gl/Kkjsx>
19. <http://www.bitzer.com.mx/compresores.html>
20. <http://goo.gl/4UGBM>
21. <http://goo.gl/gyy4z>