

772  
24



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

Estudio para determinar cuál se presenta como mejor alternativa energética, entre compresores recíprocos y compresores de tornillo en sistemas de refrigeración industrial con amoníaco

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

ZOSIMO LOPEZ MORENO

ASESOR:

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN



México, D.F.

1996

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



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.

**Con todo cariño a mis padres.  
Por el apoyo brindado a lo largo de  
este camino y porque en todo momento  
nos han dado libertad de elegir.  
Por esto y por darme la vida, gracias.**

**A mi hermana Sara Guadalupe,  
por que gracias a todo el apoyo  
recibido, he podido cumplir una de  
las metas más grandes de mi vida.  
Te estaré siempre agradecido.**

**A mis hermanos.  
Francisco, Beto, Pedro, Tino, Mago y  
Luis. Por estar siempre a mi lado y tener  
una respuesta de aliento, en momentos  
difíciles de mi vida, gracias.**

**Ai Ingeniero Alberto Blasquez R. (q.e.p.d.)  
Por haber creído en mí cuando lo necesitaba  
y apoyarme durante el tiempo que labore a su lado.  
Eso me dio excelentes bases para poder  
desarrollarme en mi vida profesional.**

**Ai Ingeniero Rodrigo de Bengoechea O.  
Por ceder parte importante de su tiempo  
durante el desarrollo de este trabajo en  
forma incondicional. Por ello gracias.**

**A mis amigos, a mis maestros y a  
todas las personas que de una u otra  
forma intervinieron en el desarrollo de  
este trabajo. Sin su ayuda y aliento a  
seguir adelante no hubiera sido posible.**

**A todos mis más sinceros agradecimientos.**

# CONTENIDO

	Página
Objetivo general.....	I
Objetivos particulares.....	II
Introducción.....	1
<b>I.- Fundamentos generales del ciclo de refrigeración per compresión de vapor.....</b>	<b>3</b>
1.1. Refrigeración.....	3
1.2. La carga de refrigeración.....	3
1.3. El agente refrigerante.....	3
1.4. Refrigerantes líquidos.....	4
1.5. Sistema típico de compresión-vapor.....	6
1.6. Definición de un ciclo.....	7
1.7. Ciclo típico compresión-vapor.....	8
1.8. El proceso de compresión.....	10
1.9. Capacidad del sistema.....	10
1.10. Capacidad del compresor.....	11
1.11. Diagramas del ciclo compresión-vapor.....	12
1.12. Diagramas de ciclos reales de refrigeración....	12
<b>II.- El amoníaco como agente refrigerante, características y propiedades.....</b>	<b>17</b>
2.1. Refrigerantes.....	17
2.2. Aspecto económico de los refrigerantes.....	17
2.3. Propiedades seguras.....	18
2.4. Características y propiedades del amoníaco...	18
2.4.1. Características principales.....	21

<b>III.- Compresores recíprocos.....</b>	<b>29</b>
<b>3.1. Clasificación de los compresores.....</b>	<b>23</b>
<b>3.2. Rendimiento volumétrico.....</b>	<b>25</b>
<b>3.3. Variación del gasto con la temperatura de evaporación.....</b>	<b>28</b>
<b>3.4. Variación de la capacidad de refrigeración con la temperatura de evaporación.....</b>	<b>31</b>
<b>3.5. Variación de la potencia de compresión con la temperatura de evaporación.....</b>	<b>32</b>
<b>3.6. Influencia de la temperatura de condensación en el gasto y en la capacidad.....</b>	<b>34</b>
<b>3.7. Influencia de la temperatura de condensación en la potencia.....</b>	<b>36</b>
<b>3.8. Rendimiento volumétrico real.....</b>	<b>38</b>
<b>3.9. Rendimiento indicado.....</b>	<b>38</b>
<b>3.10. El efecto frigorífico al variar las temperaturas de evaporación y condensación.....</b>	<b>39</b>
<b>3.11. Limitaciones de la relación de compresión y de la presión diferencial.....</b>	<b>40</b>
<b>3.12. Temperaturas de descarga y enfriamiento de las cabezas de los cilindros.....</b>	<b>40</b>
<b>3.13. Lubricación y enfriamiento de aceite.....</b>	<b>41</b>
<b>3.14. Regulación de la capacidad.....</b>	<b>42</b>
<b>3.15. El campo de aplicación de los compresores....</b>	<b>45</b>
<b>IV.- Compresores de tornillo.....</b>	<b>46</b>
<b>4.1. Los tipos de compresores de tornillo.....</b>	<b>46</b>
<b>4.2. Los principios operacionales del compresor de tornillo.....</b>	<b>47</b>
<b>4.3. Características del compresor de tornillo.....</b>	<b>51</b>

4.4. Rendimiento de compresión adiabática del compresor de tornillo.....	64
4.5. Efecto de las temperaturas de evaporación y condensación en la capacidad y en la potencia.....	67
4.6. Control de capacidad y operación a capacidad parcial.....	60
4.7. Compresores con relación de volúmenes variables.....	63
4.8. Inyección de aceite y enfriamiento.....	64
4.9. Admisión de vapor a presiones intermedias.....	64
4.10. Selección de los motores.....	66
4.11. Empleo de los compresores de tornillo.....	66
4.12. Compresores de tornillo simple.....	69

<b>V.- Evaluación del consumo de energía de cada uno de los dos tipos de compresores en estudio mediante tablas y gráficas comparativas.....</b>	<b>71</b>
6.1. El proceso de compresión.....	71
6.2. Eficiencias de compresión.....	76
6.3. Influencia de la relación de compresión en compresores recíprocos y compresores de tornillo.....	79
6.4. La velocidad en el compresor.....	80
6.5. Comparación entre ambos tipos de compresores.....	83
6.5.1. Longitud de carrera en compresores recíprocos.....	83
6.5.2. Compresores de tornillo.....	84
6.6. Operación a carga parcial.....	89

<b>5.7. Criterios termodinámicos y técnicos empleados en el diseño de sistemas de refrigeración industrial.....</b>	<b>80</b>
<b>5.7.1. Criterios termodinámicos.....</b>	<b>81</b>
<b>5.7.2. Criterios técnicos.....</b>	<b>87</b>
<b>VI.- Importancia del ahorro de energía.....</b>	<b>105</b>
<b>6.1. El por qué del ahorro de energía.....</b>	<b>105</b>
<b>6.1.1. Compresores recíprocos.....</b>	<b>107</b>
<b>6.1.2. Compresores de tornillo.....</b>	<b>107</b>
<b>6.2. Aspecto económico del ahorro de energía.....</b>	<b>108</b>
<b>6.3. La energía eléctrica en México.....</b>	<b>108</b>
<b>VII.- Conclusiones y recomendaciones.....</b>	<b>111</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>119</b>



**OBJETIVO GENERAL:** Ayudar a los usuarios de sistemas de refrigeración industrial con amoníaco, a elegir entre compresores recíprocos y compresores de tornillo en sus diferentes aplicaciones, dependiendo de cuál de los dos tipos de compresores nos ofrece mayores ventajas, para de esta manera contribuir a hacer un uso racional de la energía.

## **OBJETIVOS PARTICULARES:**

- **1.- Analizar mediante cálculos termodinámicos cuál de los dos tipos de compresores en estudio es la mejor alternativa para ahorrar energía, en las diferentes aplicaciones de refrigeración industrial con amoníaco.**
- **2.- Mostrar las ventajas del amoníaco como refrigerante y la importancia que representa para la ecología en la actualidad.**
- **3.- Definir criterios termodinámicos y técnicos empleados en la selección del equipo de compresión de sistemas de refrigeración industrial con amoníaco.**
- **4.- Mostrar la importancia que tiene el ahorro de energía en la actualidad.**

## **Introducción**

**El incremento en los costos de producción de energía eléctrica, debido a diversos factores de la economía mundial -tales como el encarecimiento de los combustibles, el aumento en la demanda de este servicio de la población en general y los malos hábitos existentes en el uso de este recurso-, han generado una crisis energética en todo el mundo, lo cual obliga a tomar medidas para dar una solución al problema.**

**Uno de los principales problemas que se enfrentan es el deterioro del medio ambiente del planeta, lo que pone en riesgo la sobrevivencia de todo ser vivo en el mismo. Organismos gubernamentales y no gubernamentales, han impulsado diversos proyectos para el ahorro de energía en diferentes áreas de consumo. Sin embargo, aún falta mucho por hacer en este ramo de la tecnología, por lo que para alcanzar un desarrollo económico a nivel nacional se tendrá que incluir esta área tan importante en los planes de desarrollo, creando una conciencia a nivel de todos los consumidores e impulsando una cultura de ahorro de energía junto con una cultura de conservación del medio ambiente entre la población.**

**En la industria de refrigeración se utiliza una gran diversidad de equipos: así como de fluidos refrigerantes, para llevar a cabo el proceso de refrigeración de las diferentes necesidades de enfriamiento. El equipo de compresión en un sistema de refrigeración adquiere gran importancia, ya que en éste es donde se lleva a cabo el mayor consumo de energía para realizar la función de enfriamiento, no sin considerar el costo del equipo que lo compone; así como el fluido refrigerante que se maneja en las diferentes aplicaciones.**

**La idea de este trabajo surge durante mi trayectoria laboral en el ramo de la Refrigeración Industrial, debido a la necesidad de tener un panorama más amplio al momento de elegir el tipo de equipo de compresión a usar en una instalación, y considerando que en la actualidad se hace mucho énfasis en los costos de operación de un equipo a lo largo de su periodo de vida útil y por consiguiente en el consumo de energía. A partir de esta experiencia, he podido constatar que en los**

Últimos años se ha registrado en la Refrigeración Industrial un gran auge en el uso de amoníaco como agente refrigerante, debido a las propiedades térmicas que presenta y a las ventajas que representa en el aspecto ecológico. Parte importante en el uso del amoníaco, son las medidas necesarias en su manejo para evitar accidentes.

Este trabajo está dirigido tanto a proyectistas como a usuarios de Sistemas de Refrigeración Industrial con Amoníaco, y tiene por objetivo principal, el presentar en forma comparativa los fundamentos técnicos para la selección del tipo de compresor entre los de mayor uso en la actualidad: El Compresor Reciprocante y el Compresor de Tornillo. Estos elementos permitirán hacer una elección que garantice un uso eficiente de la energía eléctrica, contribuyendo así con los programas de ahorro de energía que se están implementando en nuestro país.

La Ingeniería juega un papel de vital importancia en el ramo energético, ya que de un buen diseño de los diferentes equipos en una instalación, dependerá la eficiencia energética que se tenga; sabemos que sólo aquellos que hacen un mejor uso de la energía pueden prosperar en un mundo cada vez más competitivo, y ahorrar energía es una de las claves para abate costos y poder competir a la par de las industrias de todo el mundo, en una economía que tiende inevitablemente a la globalidad.

## **CAPITULO I**

# **FUNDAMENTOS GENERALES DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR**

### **1.1. Refrigeración**

**En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto a los alrededores correspondientes.**

**Para lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado.**

### **1.2. La carga de refrigeración**

**La velocidad a la cual debe ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se llama la Carga de Refrigeración, la Carga de Enfriamiento o la Carga Térmica.**

### **1.3. El agente refrigerante**

**En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber calor se le llama Refrigerante.**

Todos los procesos de enfriamiento pueden clasificarse ya sea como sensibles e latentes de acuerdo al efecto que el calor absorbido tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido cause un aumento de la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido cause un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una fusión o una vaporización), se dice que el proceso es latente. Para cualquiera de ambos procesos si el proceso refrigerante es secuencial, la temperatura del refrigerante debe mantenerse en forma continua por abajo de la del material e el espacio que está siendo refrigerado.

Es posible y práctico llegar a tener refrigeración continua con un proceso de enfriamiento sensible siempre que el refrigerante sea continuamente enfriado y recirculado en el espacio refrigerado.

Puede tenerse enfriamiento latente usando ya sea refrigerantes sólidos o líquidos. Los refrigerantes sólidos más comúnmente empleados son el hielo y el bloco de carbón (frío seco).

#### **1.4. refrigerantes líquidos**

Los modernos sistemas de refrigeración mecánica se basan en la propiedad de los líquidos de absorber grandes cantidades de calor a medida que se produce vaporización en los mismos. Como refrigerantes, los líquidos al vaporizarse tienen muchas ventajas con respecto a los sólidos al fundirse, en el proceso de vaporización es mucho más fácil su control; es decir, que el efecto refrigerante puede iniciarse y detenerse a voluntad, la velocidad de enfriamiento puede regularse dentro de límites pequeños y la temperatura de vaporización del líquido puede regularse controlando la presión a la cual el líquido se vaporiza. Además, se puede acumular con facilidad y condensar el vapor regresándolo a la fase líquida con la cual podrá nuevamente usarse proporcionando un suministro continuo de líquido para vaporización.

Hasta ahora se han discutido diferentes propiedades de fluidos, el agua ha sido muy usada, esto debido a los conocimientos que de la misma se tienen. Sin embargo, debido a que su presión de saturación es elevada entre otras razones, el agua no es muy apropiada para usarla como refrigerante en el ciclo compresión-vapor.

A fin de vaporizar el agua a bajas temperaturas requeridas en ciertas necesidades de la refrigeración, tendría que ser vaporizada a presiones muy bajas, las que sería difícil de producir resultando por consiguiente un costo elevado.

Se tienen muchos otros fluidos con temperatura de saturación más baja que la del agua operando a la presión de ésta. Sin embargo, muchos de estos fluidos tienen otras propiedades que hacen su uso inadecuado como refrigerantes. Realmente solo pocos fluidos tienen propiedades que resultan ser apropiadas como refrigerantes y muchos de estos han sido preparados en especial para este fin.

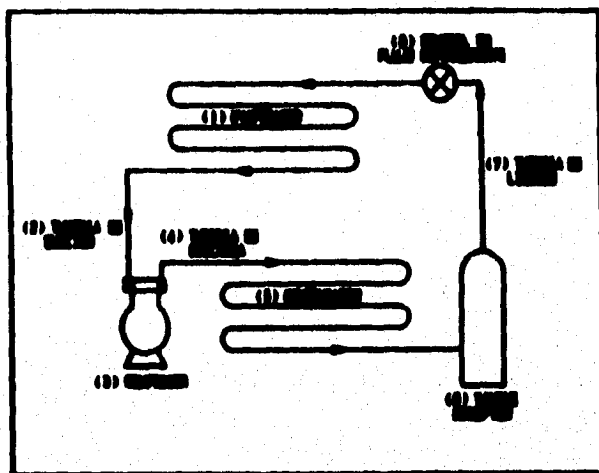
No existe ningún refrigerante que sea el más apropiado para las diferentes aplicaciones y condiciones de operación. Para una determinada aplicación, el refrigerante seleccionado deberá ser aquel cuyas propiedades se ajusten en forma adecuada a las necesidades deseadas de una aplicación particular.

De los fluidos que en la actualidad se usan con mayor frecuencia en sistemas de refrigeración industrial es el amoníaco ( $NH_3$ ), el cual se describirá con mayor detalle en el siguiente capítulo. Así mismo aunque en menor medida, actualmente se utiliza el hidrocarburo fluorado de la serie del metano cuyo nombre químico es diclorodifluorometano ( $CCl_2F_2$ ). Es un grupo de refrigerantes que se utilizan en la industria, conocidos con el nombre de Frón y que comúnmente se le denomina refrigerante 12, refrigerante 22, etc.

## **1.5. Sistema típico de compresión-vapor**

En la figura 1-5 se muestra el arreglo típico de un sistema simple de compresión-vapor. Las partes principales del sistema son (1) un evaporador cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través de la cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante vaporizante; (2) un tubo de succión, en el cual se transporta el vapor a baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor; (3) un compresor de vapor, cuya función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión del vapor hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante normalmente disponible; (4) un "gas caliente" o tubo de descarga el cual entrega el vapor de presión alta y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador; (5) un condensador, cuyo propósito es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante caliente hacia el medio condensante; (6) un tanque receptor, el cual proporciona almacenamiento de líquido condensado de tal manera que el suministro constante de líquido esté disponible a las necesidades del evaporador; (7) una tubería del líquido, la cual conduce el refrigerante líquido desde el depósito hasta el control de flujo del refrigerante y (8) un control del flujo refrigerante, cuya función es regular la cantidad necesaria de refrigerante usada en el evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de manera que la vaporización del líquido en el evaporador se efectúa a la temperatura deseada.





**Figura 1-4. Diagrama de flujo de un sistema compresión-vapor simple mostrando las partes principales.**

### **1.6. Definición de un ciclo**

A medida que el refrigerante circula a través del sistema, éste pasa por un número de cambios en su estado o condición, cada uno de los cuales es llamado proceso. El refrigerante empieza en algún estado o condición inicial, pasa a través de una serie de procesos en una secuencia definida y regresa a su condición inicial. Esta serie de procesos es llamada un ciclo. El ciclo de refrigeración simple vapor-compresión consta de cuatro procesos fundamentales (1) expansión, (2) vaporización, (3) compresión y (4) condensación.

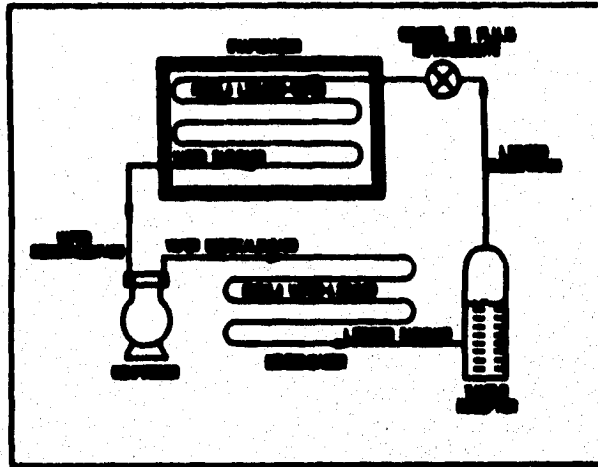
Para entender plenamente el ciclo de refrigeración es necesario considerar por separado cada proceso del ciclo y en relación al ciclo completo. Cualquier

**cambio que se tenga en alguno de los procesos del ciclo, produce cambios en los demás procesos del ciclo.**

### **1.7. Ciclo típico compresión-vapor**

**En la figura 1-7 se muestra un ciclo típico compresión-vapor. Empezando en el cilindro receptor, el líquido refrigerante a alta temperatura y alta presión fluye del cilindro a través de un tubo hacia el control de flujo del refrigerante. A medida que el líquido pasa a través del control de flujo del refrigerante su presión se va reduciendo hasta la presión del evaporador, de tal modo que la temperatura de saturación del refrigerante que llega al evaporador hará disminuir la temperatura del espacio refrigerado.**

**En el evaporador el líquido se vaporiza a presión y temperatura constante a medida que el calor suministrado como calor latente de vaporización pasa desde el espacio refrigerado a través de las paredes del evaporador hasta el fluido vaporizado. Por la acción del compresor, el vapor resultante de la vaporización es succionado del evaporador por el tubo de succión hasta la succión de entrada del compresor. El vapor que sale del evaporador está saturado y tiene la misma presión y temperatura que la del líquido vaporizante. Mientras está fluyendo el vapor desde el evaporador, por el tubo de succión, hasta el compresor, absorbe calor de los alrededores y se vuelve vapor sobrecalentado. Aun cuando se aumenta algo la temperatura del vapor como resultado del sobrecalentamiento, no cambia la presión del vapor, de manera que la presión del vapor que llega al compresor es la misma que se tiene en la vaporización.**



**Figura 1-7. Sistema de refrigeración típico mostrando la condición del refrigerante en diferentes puntos.**

En el compresor, la temperatura y la presión del vapor son incrementados debido a la compresión, y el vapor de alta presión y alta temperatura es descargado en el tubo de gas caliente hasta el condensador, donde cede calor al ambiente. A medida que el vapor cede calor al ambiente, su temperatura es reducida hasta la temperatura de saturación correspondiente a la nueva presión alta del vapor y el vapor condensado pasa al estado líquido una vez que se ha efectuado la eliminación de calor. Al tiempo que el refrigerante llega hasta la parte inferior del condensador, todo el vapor se ha condensado y el líquido pasa al cilindro receptor listo para ser recirculado.

## **1.8. El proceso de compresión**

En los compresores modernos de alta velocidad la compresión se efectúa rápidamente y el vapor está en contacto con el cilindro del compresor durante corto tiempo. Debido a que el tiempo de compresión es corto y a que el diferencial promedio de temperatura entre el vapor refrigerante y la pared del cilindro es relativamente pequeño, se desprecia el flujo de calor que se tiene hacia o desde el refrigerante durante el proceso de compresión. Por lo tanto se supone adiabática la compresión del refrigerante.

Recuérdese que durante un proceso de compresión adiabático, se aumenta la energía interna del gas en una cantidad igual a la cantidad de trabajo efectuado sobre el gas al comprimirlo. En consecuencia, cuando el vapor refrigerante es comprimido adiabáticamente en el compresor, la temperatura y la entalpía del vapor se incrementan en proporción a la cantidad de trabajo efectuado sobre el vapor. A mayor trabajo de compresión, se tendrá un mayor incremento en la temperatura y la entalpía.

Se le llama calor de compresión a la energía equivalente al trabajo efectuado sobre el vapor para comprimirlo y la energía para efectuar dicho trabajo es suministrada por medio del compresor.

## **1.9. Capacidad del sistema**

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración es la velocidad a la cual se puede efectuar la eliminación de calor del espacio refrigerado. Esta tradicionalmente se ha expresado en kcal/hr, en kW o en términos de su equivalente fusión-hielo.

Obsérvese que la capacidad de refrigeración en verdad es una razón de transferencia de energía y como tal, es una expresión de potencia.

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica, es decir la razón a la cual el sistema eliminará calor del espacio refrigerado, depende de dos factores: (1) la masa del refrigerante que fluye en la unidad de tiempo y, (2) el efecto refrigerante por unidad de masa que circula. Expresado como ecuación se tiene,

$$Q_c = (m) (q_r)$$

donde

$Q_c$  = capacidad de refrigeración en kW

$m$  = masa en circulación en kilogramo por segundo

$q_r$  = efecto refrigerante en kJ/kg

### 1.10. Capacidad del compresor

En cualquier sistema mecánico de refrigeración, la capacidad del compresor debe ser tal que el vapor producido en el evaporador sea retirado a la misma velocidad que el mismo es generado por la acción de ebullición del líquido refrigerante. Si el refrigerante se vaporiza con mayor rapidez de la que el compresor sea capaz de extraerlo, se acumulará un exceso de vapor en el evaporador y provocará un aumento de presión en el evaporador, lo que a su vez causará el que se incremente la temperatura de ebullición del líquido. Por otra parte, si la capacidad del compresor es tal que el compresor elimine muy rápidamente el vapor del evaporador, la presión en el evaporador disminuirá y como resultado de ello, disminuirá también la temperatura de ebullición de líquido. En cualquiera de los casos, las condiciones de diseño no mantienen en condiciones satisfactorias al sistema de refrigeración.

En consecuencia, al tener las condiciones de diseño adecuadas, para obtener buenos resultados en la práctica de refrigeración, requiere que la selección de un compresor cuya capacidad (desplazamiento) sea tal que el compresor pueda

**desplazar en cualquier intervalo dado de tiempo el mismo volumen de vapor que sea generada en el evaporador en el mismo intervalo de tiempo.**

### **1.11. Diagramas del ciclo compresión-vapor**

**Para un buen conocimiento del ciclo compresión-vapor se requiere de un estudio intenso no sólo de los procesos que lo constituyen, sino también de las relaciones que existen entre los diferentes procesos y los efectos que un cambio en cualquiera de los procesos del ciclo tendría en los demás procesos del mismo. Esto se ha simplificado lo suficiente por el uso de gráficas y diagramas sobre los cuales se puede mostrar en forma gráfica todo el ciclo completo. La representación gráfica del ciclo de refrigeración permite observar simultáneamente todas las consideraciones deseadas en los diferentes cambios que ocurren en el estado del refrigerante durante el ciclo y el efecto que estos cambios producen en el ciclo, todo sin necesidad de conservar en la mente todos los valores numéricos involucrados en el problema del ciclo.**

**Los diagramas que con frecuencia se usan en el análisis del ciclo de refrigeración son los de presión-entropía ( $ph$ ) y temperatura-entropía ( $Ts$ ). De los dos, el de mayor utilidad es el diagrama presión-entropía.**

### **1.12. Diagramas de ciclos reales de refrigeración**

**Los ciclos reales de refrigeración divergen en algo del ciclo saturado simple. La razón de ello, es que en el ciclo saturado simple se hacen ciertas consideraciones que no pueden cumplirse en los ciclos reales. Por ejemplo, en el ciclo saturado simple, se desprecia la caída de presión que experimentaría el fluido al pasar de las tuberías, evaporador, condensador, etc. Además no se considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión. También se supone que la compresión es isentrópica.**

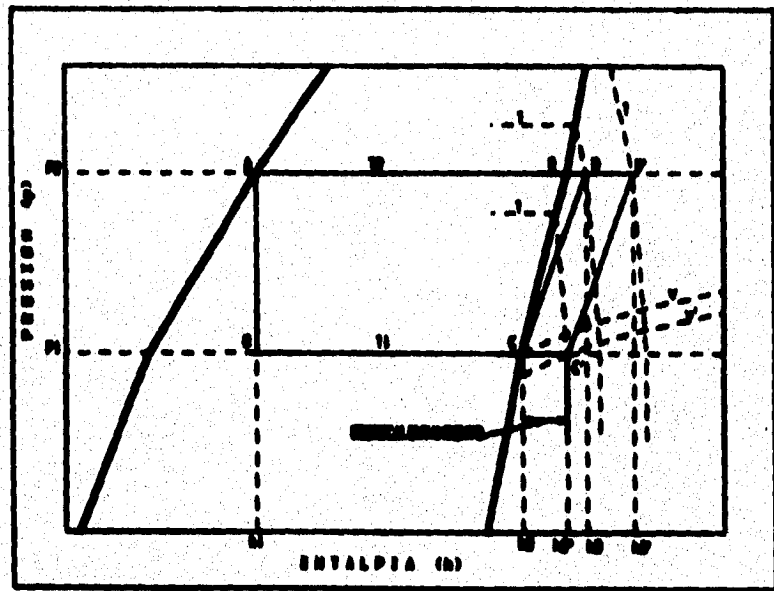
**En el ciclo saturado simple, se supone que el vapor de la succión llega hasta la entrada en el compresor como vapor saturado seco a la temperatura y presión de vaporización. Prácticamente esto ocurre muy pocas veces. Después de que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado frío, por lo general continúa absorbiendo calor volviéndose por lo tanto sobrecalentado cuando éste llega al compresor.**

**Sobre el diagrama  $ph$  de la figura 1-12a se compara un ciclo saturado simple con otro en el cual el vapor de la succión está sobrecalentado. Los puntos A, B, C, D y E marcan el ciclo saturado y los puntos A', B', C', D' y E indican el ciclo sobrecalentado.**

**Sobre el diagrama  $ph$  de la figura 1-12b, un ciclo saturado simple es comparado con otro en el cual el líquido es subenfriado antes que éste llegue a la válvula de control del refrigerante. Con los puntos A, B, C, D y E se designa al ciclo saturado simple, mientras que los puntos A', B', C', D y E describen el ciclo subenfriado.**

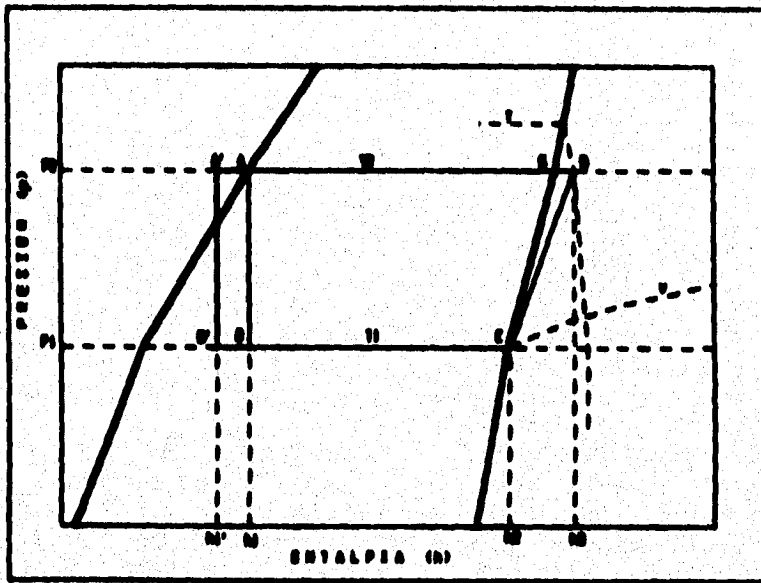
**Se ha demostrado que cuando el líquido es subenfriado antes que éste llegue a la válvula de control de refrigerante, se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa.**

**En la figura 1-12c se muestra el diagrama  $ph$  de un ciclo de refrigeración típico, en el cual se muestran los efectos combinados de caída de presión, subenfriamiento y sobrecalentamiento y se lo compara con el diagrama  $ph$  del ciclo saturado simple.**

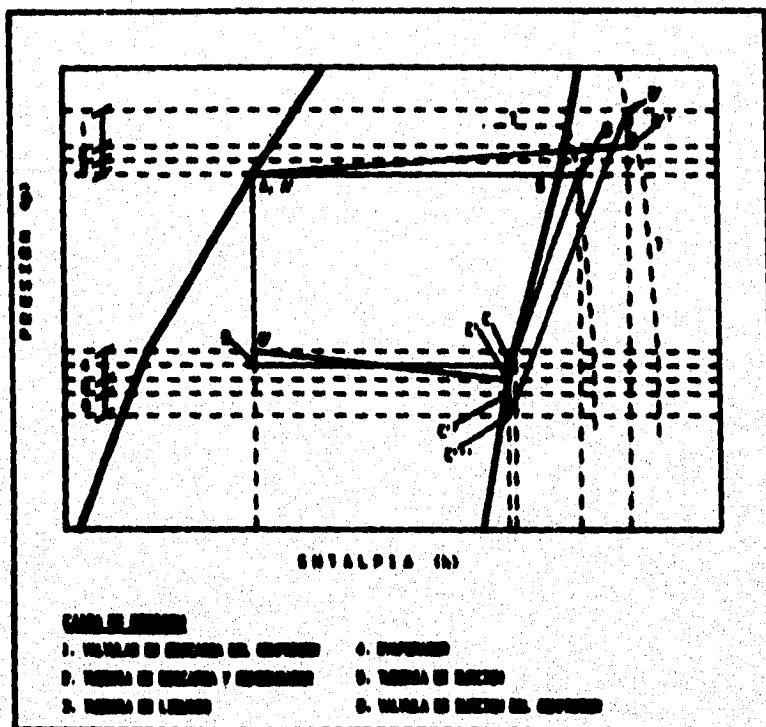


**Figura 1-12a. Diagramma p-h comparando al ciclo saturato simple con al ciclo sottoraffreddato**





**Figura 1-12b.** Diagrama p-h comparando el ciclo subenfriado con el ciclo saturado simple.



**Figura 1-12c.** Diagrama p-h de un ciclo de refrigeración ilustrando el efecto de las pérdidas de presión en varias partes del sistema. Para comparación se dibujo un ciclo saturado simple.

## **CAPITULO II**

# **EL AMONIACO COMO AGENTE REFRIGERANTE, CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES**

### **2.1. Refrigerantes**

**En general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.**

**Previamente no existe un refrigerante "ideal" y por las grandes diferencias en las condiciones y necesidades de las diferentes aplicaciones, no hay un solo refrigerante que sea universalmente adaptado a todas las aplicaciones. Los más importantes de estos son: el amoníaco y algunos de los hidrocarburos. Sin embargo, por la importancia del amoníaco en sistemas de refrigeración industrial, a lo largo de este trabajo solo se hará referencia a este refrigerante.**

### **2.2. Aspecto económico de los refrigerantes**

**Naturalmente, que desde el punto de operación económica, es deseable que el refrigerante posea ciertas características físicas y termodinámicas de cuyo resultado se tengan los requerimientos mínimos de potencia por capacidad de refrigeración, o sea un alto coeficiente de rendimiento. Las propiedades más importantes del refrigerante que influyen en la capacidad y eficiencia son (1) el calor latente de vaporización, (2) el volumen específico del vapor, (3) la relación**

de compresión y (4) el calor específico del refrigerante tanto en estado de líquido como de vapor.

Excepto para sistemas muy pequeños, es deseable tener un valor alto de calor latente para que sea mínima el peso de refrigerante circulado por unidad de capacidad. Cuando se tiene un valor alto del calor latente y un volumen específico bajo en la condición de vapor, se tendrá un gran aumento en la capacidad y eficiencia del compresor. Con esto se logrará no solo disminuir el consumo de potencia, sino además, reducir el desplazamiento necesario en el compresor, lo cual permitiría el uso de equipo compacto.

### **2.3. Propiedades seguras**

Las propiedades seguras de un refrigerante son de especial importancia en la selección del mismo. Es por esta razón que algunos fluidos que de otro modo son altamente deseables como refrigerantes, tienen uso limitado como tales. Los más importantes de estos son: el amoníaco y algunos del grupo de los hidrocarburos.

Para tener uso apropiado como refrigerante, un fluido deberá ser químicamente inerte hasta el grado de no ser inflamable, no explosivo y no tóxico, tanto en su estado puro como cuando están mezclados con el aire en cierta proporción; además el fluido no deberá reaccionar desfavorablemente con el aceite lubricante o con cualquier otro material normalmente usado en la construcción del equipo de refrigeración.

### **2.4. Características y propiedades del amoníaco**

En la actualidad el amoníaco es uno de los refrigerantes que más se usan en sistemas de refrigeración industrial, esto debido a los problemas de contaminación ambiental que el grupo de refrigerantes clorofluorocarbonos o mejor conocidos como freones, han ocasionado en la atmósfera; sobre todo en la

**capa de ozono estratosférico , que como se sabe se ha deteriorado de manera alarmante debido a la presencia de estos compuestos.**

**El problema de la destrucción de la capa de ozono estratosférico fue señalado por primera vez en 1974 por Sherwood Rowland y Mario Molina de la Universidad de California, sin embargo sus teorías no fueron tomadas en cuenta inmediatamente y no es hasta el año de 1981 cuando en respuesta al creciente consenso de la comunidad científica acerca de los clorofluorocarbonos y los halógenos en el agotamiento de la capa de ozono la UNEP ( Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente), inicia negociaciones para desarrollar un plan de protección multilateral de la capa de ozono. Sin embargo, no es sino hasta septiembre de 1987 en la Ciudad de Montreal, cuando estas negociaciones adquieren carácter legal para solucionar este problema culminando con la firma del "Protocolo de Montreal sobre sustancias que agotan la capa de ozono". En el se plantea reducir los niveles de producción y consumo de ciertas sustancias que agotan de manera importante la capa de ozono, entre las cuales son de gran importancia los refrigerantes fluorocarbonos.**

**Como consecuencia inmediata de este problema, la comunidad científica internacional se vio en la necesidad de buscar refrigerantes alternativos; dando como resultado el uso del amoníaco en sistemas de refrigeración, debido a las características termodinámicas que presenta, a las ventajas que nos ofrece respecto a los freones, y tomando en cuenta las medidas de seguridad necesarias en su manejo.**

**Actualmente el amoníaco es el refrigerante más usado en las diferentes plantas de refrigeración industrial así como en plantas de hielo. Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus excelentes propiedades termodinámicas lo hacen ser un refrigerante ideal para sistemas de refrigeración industrial, donde se cuenta con los servicios de personal experimentado y donde su naturaleza tóxica es de poca consecuencia.**

**El amoníaco es el refrigerante que tiene el más alto efecto refrigerante por kilogramo, el cual a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor, tiene una gran capacidad refrigerante con un desplazamiento pequeño del pistón.**

**Aunque el amoníaco anhidro puro no es corrosivo para los metales usados normalmente en sistemas de refrigeración, en la presencia de la humedad, el amoníaco se vuelve corrosivo para los metales no ferrosos, tales como el cobre y el latón, por lo que estos metales no deben emplearse en sistemas con amoníaco.**

**El amoníaco no es miscible en el aceite, por lo tanto no reduce su viscosidad, ni afecta su composición química, y por lo mismo no se diluye en el aceite del cárter del cigüeñal del compresor. Sin embargo deben hacerse los arreglos necesarios para eliminar el aceite del evaporador y deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga de los sistemas de amoníaco.**

**El cuerpo humano detecta apreciablemente el efecto de la mezcla de aire y vapor de amoníaco en un 0.03% en una hora y se considera que es la máxima cantidad de amoníaco que permanentemente no es perjudicial; por esta razón las mezclas de aire y amoníaco en un espacio completamente abierto es difícil que puedan causar daños y menos ser letales.**

**En los sistemas de amoníaco pueden usarse velas de azufre para detectar fugas, con lo cual se produce un humo blanco denso en la presencia del vapor de amoníaco, o también se puede aplicar una solución de jabón peróxido alrededor de las juntas de tubería, en cuyo caso la fuga se manifestaría mediante la aparición de burbujas en la solución.**

**El peso específico del amoníaco ( 0.7182 kg/m<sup>3</sup> a 20°C y 1 atmósfera ) es aproximadamente la mitad del peso específico del aire ( 1.2056 kg/m<sup>3</sup> a 20°C y 1 atmósfera ), lo que quiere decir que una fuga en una tubería tiende a subir.**

El vapor de amoníaco a las temperaturas atmosféricas por ser muy volátil no arde en el ambiente pero cuando es calentado a una temperatura mayor de 871°C, se descompone en sus componentes ( nitrógeno e hidrógeno )

Bajo algunas condiciones este gas forma una mezcla explosiva del 13% de amoníaco y 87% de aire sobre todo cuando vapores de aceite están presentes en la mezcla.

#### 2.4.1. características principales

<b>Fórmula química</b>	<b>NH<sub>3</sub>.</b>
<b>Denominación Internacional</b>	<b>R - 717.</b>
<b>Identificación del cilindro</b>	<b>Negro, con una franja color rojo en el centro.</b>
<b>Peso molecular</b>	<b>17</b>
<b>Punto de ebullición</b>	<b>-33.4 °C.</b>
<b>Punto de solidificación</b>	<b>-77.9 °C.</b>
<b>Temperatura crítica</b>	<b>132.4 °C.</b>
<b>Combustibilidad</b>	<b>En caso que se acerque llama al lugar donde hay filtración.</b>
<b>Peligro de explosión</b>	<b>Explosa siempre que el amoníaco, alcanza en presencia del aire, una cantidad crítica de alrededor de 13% al 18% y hay chispas o llamas presentes.</b>
<b>Aspecto visual</b>	<b>Incoloro.</b>
<b>Olor</b>	<b>Fuertemente irritante.</b>
<b>Toxicidad</b>	<b>Muy tóxico.</b>

El amoníaco es fácil de conseguir y es el más barato de los refrigerantes comúnmente empleados en los sistemas de refrigeración industrial. Estos dos

hechos junto con su estabilidad química, afinidad por el agua y no miscibilidad con el aceite, hacen del amoníaco ser un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante. Debido a su coeficiente de transferencia de calor relativamente alto y al consiguiente mejoramiento de la relación de transferencia de calor, es el amoníaco particularmente adecuado para grandes instalaciones de enfriamiento.

Finalmente el refrigerante denominado amoníaco anhídrido, cuya denominación comercial es conocida como R-717; no es un veneno acumulativo. Tiene un olor muy característico, que aún a bajas concentraciones, es detectado fácilmente. Debido a que el amoníaco es más ligero que el aire, el mejor medio para prevenir acumulaciones peligrosas es una adecuada ventilación.

La experiencia ha demostrado que el amoníaco es extremadamente difícil de arder, y bajo condiciones normales, es un compuesto muy estable. Bajo condiciones extremas, el amoníaco puede formar mezclas explosivas con el aire y el oxígeno, por lo que para el manejo de esta sustancia, se deberán tomar las precauciones necesarias y contar con personal capacitado para tal fin, y de esta manera evitar accidentes.



## **CAPITULO III**

### **COMPRESORES RECIPROCANTES**

#### **3.1. Clasificación de los compresores**

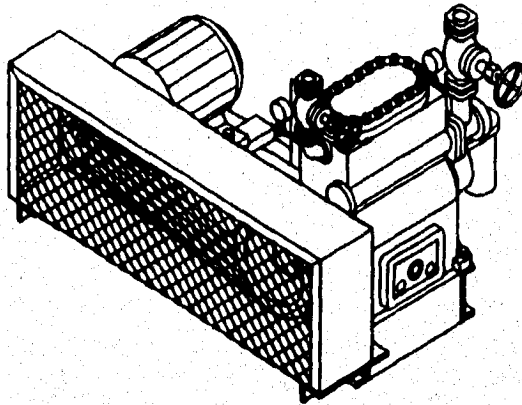
Todos los tipos de compresores importantes se usan para refrigeración: reciprocantes, de tornillo rotativo, centrífugos y de álabes. Los compresores reciprocantes y de tornillo son los de uso más frecuente en sistemas de refrigeración industrial con amoníaco.

Existen varios tipos de construcción, tal como abiertos y herméticamente sellados. Los compresores de tipo abierto se emplean siempre con amoníaco, pero pueden usarse con los hidrocarburos halogenados. En el compresor abierto que se muestra en la figura 3-1, el eje se extiende hacia afuera de la cubierta del compresor y está conectado externamente al motor eléctrico que lo hace girar.

En los compresores herméticos, el motor y el compresor se encuentran dentro de un tanque que los contiene a ambos (figura 3-2). En este tipo de compresor, que se emplea con los hidrocarburos halogenados, el refrigerante fluye sobre los bobinados del motor.

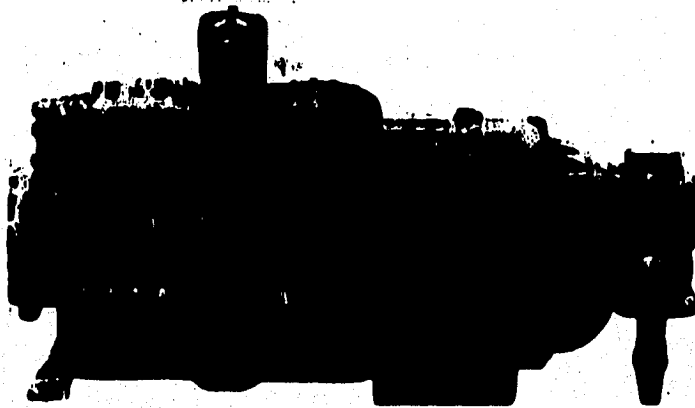
El diseño del compresor hermético evita los problemas de sellado del eje para evitar pérdidas de refrigerante en el sitio en que el eje atraviesa la cubierta del compresor. Sin embargo, puede no ser tan eficiente como el compresor abierto, ya que el motor calienta el refrigerante al circular éste por los bobinados.

**Considerando que este trabajo solo se refiere a sistemas de refrigeración industrial con amoníaco como refrigerante, no se analizará con detalle este tipo de compresores, por lo que a lo largo de este capítulo solo se describirán las características del compresor reciprocante tipo abierto.**



**Figura 3-1. Compresor reciprocante tipo abierto.**

**El rendimiento de los compresores reciprocantes como se verá, está en función de varios parámetros. Es importante comprender cómo las presiones de succión y de descarga afectan la capacidad y la potencia del compresor. Las características y las posibles condiciones operacionales de los compresores reciprocantes, junto con sus implicaciones para el buen funcionamiento de la planta de refrigeración se presentan en este capítulo.**



**Figura 3-2. Compresor hermético**

### **3-2. Rendimiento volumétrico**

**El rendimiento volumétrico es un concepto clave para explicar cómo varían la capacidad y la potencia de refrigeración. Los dos tipos de rendimiento o de eficiencia volumétrica que se definen comúnmente son "el rendimiento volumétrico del espacio muerto" y el "rendimiento volumétrico real". El rendimiento volumétrico real  $\eta_{vr}$  en porcentaje se define así:**

$$\eta_{vr} = \frac{\text{caudal que entra al compresor, m}^3 / \text{s}}{\text{desplazamiento, m}^3 / \text{s}} \quad (3a)$$

El desplazamiento es el volumen barrido por el pistón por unidad de tiempo durante la carrera de admisión. El concepto de espacio muerto se explica empleando el compresor conceptual de la figura 3-3.

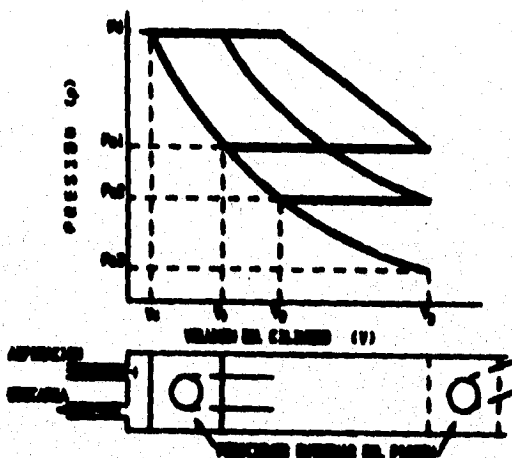


Figura 3-3. Diagrama de presión-volumen para un compresor recíprocente ideal.

Los compresores tienen válvulas de succión y de descarga que se mantienen cerradas por la fuerza de un resorte. Cuando la presión en el cilindro es por debajo de la presión en la tubería de succión, (en compresores reales se trata de una diferencia de presión muy pequeña), la válvula de succión se abre y el refrigerante entra al cilindro. Durante la carrera de descarga, cuando la presión en el cilindro se eleva por encima de la presión de la tubería de descarga (frecuentemente más alta en compresores reales) la válvula de escape se abre y el pistón empuja al refrigerante hacia la tubería de descarga del compresor.

Otro aspecto importante de los compresores recíprocentes es la existencia de un volumen  $V_2$  (figura 3-3), que se denomina espacio muerto. Aún cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior, siempre existe un espacio entre

el pistón y la cabeza del cilindro, que contiene vapor. Durante la carrera de admisión, el vapor presente en el espacio muerto debe primero expandirse hasta que la presión en el cilindro esté por debajo de la presión en la tubería de succión para permitir la entrada del refrigerante al compresor. El espacio muerto se puede expresar como un porcentaje del desplazamiento,

$$\text{porcentaje de espacio muerto} = m = \frac{V_1}{V_3 - V_c} * 100 \quad (3b)$$

Consideremos el caso en que la presión a la entrada del compresor es  $P_s$ . El vapor en el espacio muerto debe expandirse hasta  $P_s$ , lo que ocurre cuando el volumen alcanza el valor de  $V_1$ . El volumen de vapor que ingresa al cilindro está dado por la diferencia  $V_3 - V_1$ , de forma tal que el rendimiento  $\eta_p$  de espacio muerto es:

$$\eta_{vc} = \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_c} * 100 \quad (3c)$$

Para expresar  $\eta_p$  como una función de  $m$ , se suma  $V_c - V_c$  al numerador y al denominador de la expresión anterior  $\eta_p$ , obteniendo así:

$$\eta_{vc} = \frac{V_3 - V_c + V_c - V_1}{V_3 - V_c} * 100 = 100 + \frac{V_c - V_1}{V_3 - V_c} * 100 \quad (3d)$$

$$\eta_{vc} = 100 - \frac{V_c}{V_3 - V_c} * 100 * \left( \frac{V_1}{V_c} - 1 \right) = 100 - m * \left( \frac{V_1}{V_c} - 1 \right)$$

Superfondo una expansión isentrópica entre  $V_1$  y  $V_1$ ,

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{V_{ap}}{V_{des}} \quad (30)$$

donde:

$V_{ap}$  = volumen específico del vapor en la succión

$V_{des}$  = volumen específico del vapor al final de una  
compresión isentrópica hasta la presión de descarga  $p_1$ .

Los valores de los volúmenes específicos pueden extraerse de tablas de propiedades o de diagramas p-h para el refrigerante. Sustituyendo la ecuación (30) en la (26) resulta lo siguiente:

$$\eta_m = 100 - m^3 \left( \frac{V_{ap}}{V_{des}} - 1 \right) \quad (31)$$

### 3.3. Variación del gasto con la temperatura de evaporación

Analizemos en ésta sección el efecto de la temperatura de evaporación en la capacidad de refrigeración y en la potencia del compresor. Para este análisis se adopta la hipótesis simplificada que consiste en que el rendimiento volumétrico se calcula como si dependiera solamente de la expansión del vapor atrapado en el espacio muerto. El gasto o flujo másico  $w$  circulando por el compresor se calcula como el caudal en la succión dividido por el volumen específico del vapor:

$$w \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{Q \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{V_{\text{esp}} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)} \quad (3g)$$

De la definición de rendimiento volumétrico:

$$Q = (\text{rendimiento volumétrico}) (\text{desplazamiento}) / 100 \quad (3h)$$

Cuando se emplea el rendimiento del espacio muerto se obtienen:

$$w = (\text{desplazamiento}) * \left( \frac{h_x}{100 V_{\text{esp}}} \right) \quad (3i)$$

La variación de  $\eta_{vp}$  y del gasto  $w$  con la temperatura de evaporación para una temperatura de condensación igual a 35°C, y para un compresor con un espacio muerto  $m$  igual al 4% del desplazamiento se muestra en la figura 3-4. Si la temperatura de evaporación es igual a la de condensación no se realiza compresión alguna, y por lo tanto no ocurre expansión del vapor del espacio muerto.

En este caso, el rendimiento volumétrico de espacio muerto es de 100%. Al decrecer la temperatura de evaporación, el pistón se desplaza una distancia creciente antes de que ocurra el ingreso de refrigerante al cilindro, tal como se muestra en la figura 3-3. Como consecuencia, las temperaturas de evaporación decrecientes reducen  $\eta_{vp}$ . La presión de evaporación puede reducirse a tal

extremo que  $\eta_{vp}$  se vuelve igual a cero, lo que ocurre en la figura 3-4 a una temperatura de evaporación de  $-80^{\circ}\text{C}$ . En la figura 3-3 este ocurre cuando la presión de succión es igual  $P_{c3}$ , lo que físicamente significa que el pistón debe desplazarse toda la carrera de admisión antes de que la presión del vapor atrapado en el espacio muerto iguale la presión de la tubería de succión.

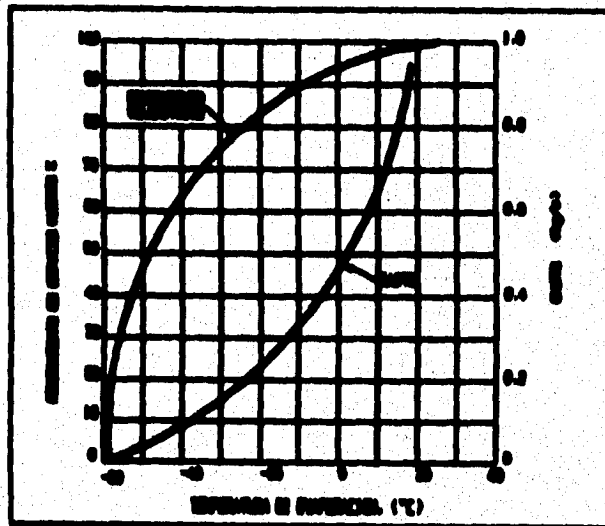


Figura 3-4. Rendimiento volumétrico de espacio muerto y gasto de un compresor ideal de amoníaco con un desplazamiento de  $0.146 \text{ m}^3$ , un espacio muerto del 4% y una temperatura de condensación de  $35^{\circ}\text{C}$ .

Cuando aumenta la temperatura de evaporación, también aumenta el gasto debido al incremento en el rendimiento volumétrico y al incremento de la densidad del vapor de succión.



### 3.4. Variación de la capacidad de refrigeración con la temperatura de evaporación

El producto del gasto por el efecto refrigerante (el cambio de entalpia del refrigerante en el evaporador) nos da la capacidad de refrigeración.

$$\text{Capacidad de refrigeración} = (\text{flujo mássico}) (\text{efecto refrigerante}) \quad (3)$$

La figura 3-5 muestra que la temperatura de evaporación tiene poca influencia en el efecto refrigerante. En contraste, el gasto crece rápidamente con la temperatura de evaporación, tal como se muestra en la figura 3-4, lo que resulta en cambios substanciales de la capacidad. La forma en que la temperatura e la presión de succión influyen en la capacidad es de importancia, ya que los diseñadores u operadores pueden incrementar la capacidad del sistema por medio de cambios en otros componentes, tal como el evaporador o las tuberías.

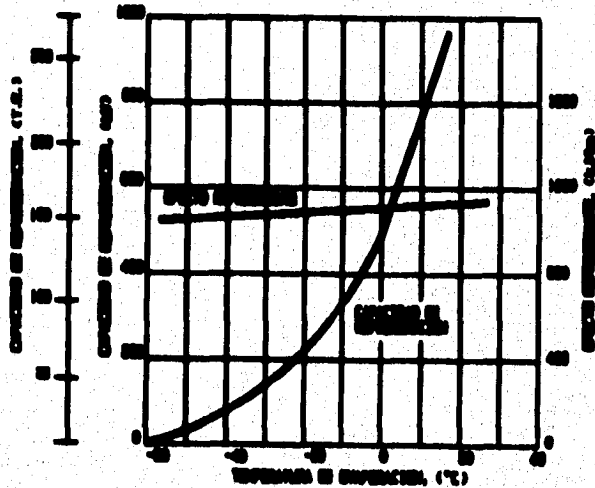


Figura 3-5. Efecto refrigerante y capacidad de refrigeración de un compresor ideal de amoníaco con un desplazamiento de 0.146 m<sup>3</sup>/s, un volumen de espacio muerto de 4%, y una temperatura de condensación de 35°C.

### **3.6. Variación de la potencia de compresión con la temperatura de evaporación**

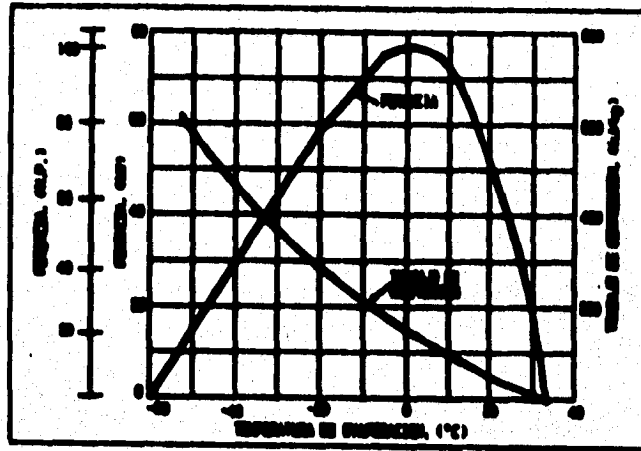
**En casi todos los sistemas de refrigeración el mayor consumidor de energía es el compresor, por lo que la potencia de compresión tiene una gran influencia en los costes operacionales de la instalación. También es necesario conocer la potencia de compresión para seleccionar el motor y la instalación eléctrica del mismo,**

$$\text{potencia} = (\text{gasto}) (\text{trabajo de compresión}) \quad (34)$$

**Se muestra en la figura 3-6 que el trabajo isentrópico de compresión es considerable a bajas temperaturas y decrece en la medida que la temperatura aumenta.**

**El trabajo de compresión es nulo cuando la temperatura de evaporación es igual a la de condensación, porque el compresor no aumenta la presión.**

**La potencia dada por la ecuación 34, es cero en dos condiciones -cuando el gasto es cero o cuando el trabajo de compresión es nulo. El gasto es igual a cero cuando la temperatura es  $-60^{\circ}\text{C}$  y el trabajo es nulo cuando la temperatura es igual a  $36^{\circ}\text{C}$ . La curva de potencia tiene un máximo entre ambos valores nulos.**



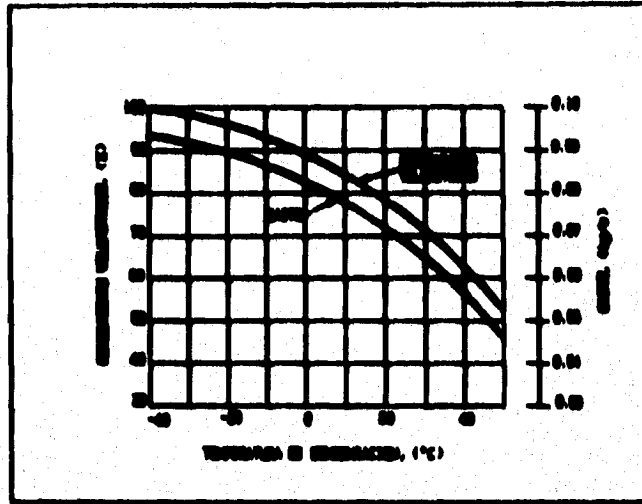
**Figura 3-6. Trabajo de compresión y potencia de un compresor ideal de amoníaco con un desplazamiento de 0.146 m<sup>3</sup>/h, un volumen de espacio muerto de 4%, y una temperatura de condensación de 35°C.**

La forma de la curva de potencia tiene importantes consecuencias prácticas. La gran mayoría de los sistemas de refrigeración opera a la izquierda del máximo, lo que significa que si aumenta la temperatura de evaporación o la presión de succión, la potencia se incrementará. Esto es contrario a la intuición, que sugeriría que una elevación de la presión de succión reduciría el trabajo, y por lo tanto la potencia. Se muestra en la figura 3-6 que ocurre lo contrario. El máximo de la curva de potencia tiene importancia práctica cuando se opera a altas temperaturas, ya sea durante el arranque del sistema luego de una interrupción de la operación, o bien luego de fundir la escarcha en el evaporador con vapores

calientes. En estas condiciones se estaría operando a la derecha del máximo, lo que significa que hay que atravesar un pico de potencia a fin de disminuir la temperatura. Un motor seleccionado para trabajar a bajas temperaturas puede experimentar una sobrecarga al operar cerca del pico. En ocasiones los motores se sobredimensionan para poder atravesar el máximo sin problemas. En otros casos, para evitar motores sobredimensionados, se reduce la presión de succión con una válvula o se elimina la compresión hasta que la temperatura disminuye por debajo de la correspondiente a la potencia máxima.

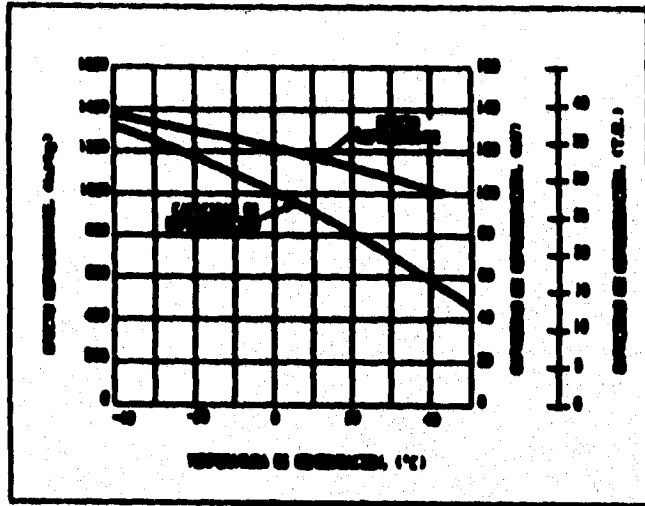
### **3.6. Influencia de la temperatura de condensación en el gasto y en la capacidad**

El efecto de la temperatura de condensación en la capacidad de refrigeración se analiza en forma similar al efecto de la temperatura de evaporación. El rendimiento volumétrico de un compresor ideal se basa en la expansión del vapor atrapado en el espacio muerto. La compresión se supone isentrópica. Se emplea en el análisis el mismo compresor de las secciones previas, es decir un compresor de americana con un desplazamiento de 0.148 m<sup>3</sup>/h, y 4% de espacio muerto. La temperatura de evaporación se mantiene constante a -40°C. Se muestra en la figura 3-7 que cuando la temperatura de condensación aumenta a partir de la de evaporación de -40°C, el rendimiento volumétrico decrece a partir del valor del 100%.



**Figura 3-7. Rendimiento volumétrico y gasto de un compresor idealizado de amoníaco con un desplazamiento de  $0.140\text{m}^3/\text{h}$ , un volumen de espacio muerto del 4%, y una temperatura de evaporación de  $-40^\circ\text{C}$ .**

El gasto o flujo máxico varía en forma proporcional al rendimiento, ya que en la ecuación (3) el desplazamiento y el volumen específico en la succión son constantes. El efecto refrigerante decrece cuando la temperatura de condensación aumenta, ya que la entalpía del líquido a la salida del condensador y a la salida de la válvula de expansión, y por consiguiente a la entrada del evaporador, crece con la temperatura. La figura 3-8 muestra cómo decrece la capacidad del compresor con temperaturas de condensación crecientes.



**Figura 3-8. Efecto refrigerante y capacidad de refrigeración como función de la temperatura de condensación para un compresor ideal de amoníaco con un desplazamiento de  $0.148 \text{ m}^3/\text{s}$ , un volumen de espacio muerto del 4%, y una temperatura de evaporación de  $-40^\circ\text{C}$ .**

### **3.7. Influencia de la temperatura de condensación en la potencia**

La ecuación (34) indica que la potencia está dada por el producto del gasto y del trabajo de compresión. El trabajo de compresión en  $\text{kJ/kg}$ , como se muestra en la figura 3-9, es cero cuando la temperatura de condensación es igual a la de evaporación, y aumenta progresivamente con la temperatura de condensación.

La curva de potencia del compresor muestra dos puntos para los cuales la potencia es igual a cero -cuando el trabajo de compresión es cero y cuando el gasto es cero. La potencia alcanza un valor máximo entre ambos ceros, de forma tal que presenta una forma similar a la de la figura 3-8, la cual se refiere a la temperatura de evaporación.

La existencia de un máximo de potencia cuando varía la temperatura de evaporación tiene gran importancia práctica. No ocurre lo mismo con el máximo que se origina al variar la temperatura de condensación. En general, todos los sistemas operan a temperaturas de condensación por debajo de la temperatura correspondiente al máximo de potencia, por lo que un aumento de temperatura simplemente incrementa la potencia. Los compresores recíprocos raramente operan en la proximidad del máximo de potencia.

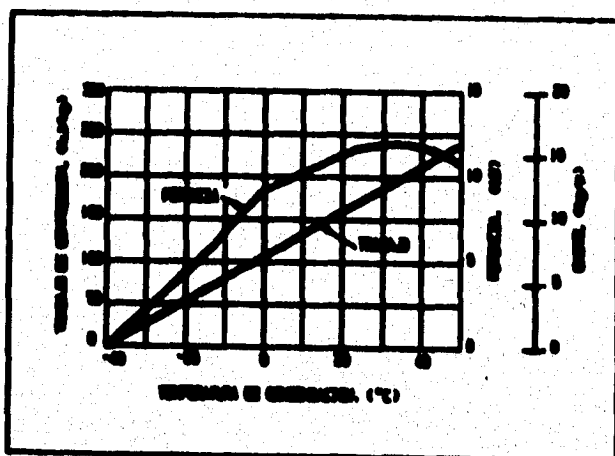


Figura 3-8. Trabajo de compresión y potencia recibida por el compresor como función de la temperatura de condensación para un compresor ideal de amoníaco con un desplazamiento de 0.148 m<sup>3</sup>/h, un volumen de espacio muerto del 4%, y una temperatura de evaporación de -40°C.

### **3.8. Rendimiento volumétrico real**

Aunque el rendimiento volumétrico depende principalmente de la expansión del vapor atrapado en el espacio muerto, existen otros factores que pueden alterar su valor. Por ejemplo, un factor lo constituyen las pérdidas de refrigerante a través de las válvulas y de los anillos del pistón. Aún otro factor es el calentamiento del vapor en la carrera de aspiración lo que resulta en una reducción de la masa que ingresa al compresor en comparación con la que pudiera haber ingresado si el vapor se hubiera mantenido a la temperatura inicial.

### **3.9. Rendimiento indicado**

El rendimiento indicado, o de compresión adiabática  $\eta_i$  se define en forma conceptual de la siguiente manera:

$$\eta_i, \% = \frac{\text{trabajo isentrópico de compresión } \text{kJ/kg}}{100 \cdot \text{trabajo real de compresión } \text{kJ/kg}} \quad (3)$$

Algunos factores que afectan adversamente el rendimiento e impiden alcanzar valores del 100% son la fricción entre las partes mecánicas del compresor y la caída de presión del refrigerante al circular a través de las válvulas y otras restricciones. Otro factor es el calentamiento del vapor durante la compresión, que desplaza el proceso de compresión hacia la región de vapor sobrecalentado, lo que incrementa el volumen específico del vapor y por consiguiente el trabajo de compresión.

En general, el rendimiento crece al aumentar la temperatura de evaporación, aunque a altas temperaturas de evaporación es prácticamente independiente de la misma. Se presentaran con anterioridad varias razones para explicar porqué los rendimientos son inferiores al 100%. La fricción depende de la velocidad del



compresor, de manera que las pérdidas por fricción son esencialmente constantes. Se ha visto que el trabajo de compresión aumenta al ser calentado el refrigerante por las paredes del cilindro. Cuanto más frío se encuentre el vapor al ingresar al compresor, el efecto del calentamiento será más pronunciado, resultando en bajos rendimientos a bajas temperaturas de evaporación.

### 3.10. El efecto frigorífico al variar las temperaturas de evaporación y de condensación

Es posible calcular el efecto frigorífico del ciclo para condiciones de evaporación y de condensación determinadas. Tal como se define:

$$EF = \frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Potencia del compresor}} \quad (3m)$$

ambos términos en las mismas unidades. El valor del efecto frigorífico depende tanto del compresor como de las características termodinámicas del ciclo, las que pueden referirse al ciclo de Carnot.

Parte de la diferencia entre el efecto frigorífico de Carnot y el real se debe a la ineficiencia del compresor. Al aplicar el rendimiento del compresor al ciclo de Carnot, el efecto frigorífico decrece. Otras causas de pérdidas de rendimiento lo constituyen la válvula de expansión en lugar del motor, y la compresión de vapor seco en vez de húmedo.

Un valor aproximado del efecto frigorífico es:

$$EF_{\text{real}} = (EF_{\text{Carnot}}) (\eta_c) (0.85) = (EF_{\text{Carnot}}) (0.65) \quad (3n)$$

y luego

$$\text{Potencia} = \text{Capacidad} / EF_{\text{real}} \quad (3o)$$

### **3.11. Limitaciones de la relación de compresión y de la presión diferencial**

Los valores de la relación de compresión y de la diferencia entre la presión alta y la presión baja proveen una buena indicación de las condiciones operacionales que deben ser evitadas. En general, las relaciones de compresión superiores a 8 o 8 elevan demasiado la temperatura de descarga, y por lo tanto no se usan. Además, la compresión de dos etapas puede resultar más económica cuando la relación de compresión es elevada.

La diferencia de presiones debe limitarse a fin de mantener la carga de los cojinetes y del cigüeñal dentro de valores aceptables desde el punto de vista de resistencia de materiales y lubricación. Las presiones diferenciales máximas oscilan entre 1000 y 2000 lPa, dependiendo del diámetro de los cilindros, de la carrera del pistón y de otros detalles de construcción del compresor. La diferencia de presión debe tenerse en cuenta, especialmente en aquellos casos con altas temperaturas de evaporación y de condensación.

### **3.12. Temperaturas de descarga y enfriamiento de las cabezas de los cilindros**

Los valores de temperatura que el vapor puede alcanzar en la descarga del compresor se muestran en la figura 3-9 para amoníaco. Las temperaturas de escape reales pueden ser aún más elevadas, debido a las ineficiencias de compresión, sobre todo en aquellos casos en que no hay transferencia de calor al medio ambiente. Como la temperatura del cilindro y de la cabeza están por arriba de la temperatura ambiente, el calor puede ser disipado al aire circundante por convección natural. Sin embargo es necesario en el caso del amoníaco proveer enfriamiento suplementario. Es común equipar a los compresores de amoníaco con cabezas enfriadas por agua, a fin de enfriar las válvulas y prolongar su vida

óil, y para evitar la descomposición del aceite a altas temperaturas. Los fabricantes recomiendan que las temperaturas de descarga no superen los 135°C.

### **3.12. Lubricación y enfriamiento de aceite**

Aunque en los compresores pequeños se puede obtener una lubricación adecuada por splashado, casi todos los compresores empleados en refrigeración tienen un sistema de lubricación forzada. En algunos diseños, una bomba de desplazamiento positivo toma aceite del cárter y lo entrega a los cojinetes, a las paredes del cilindro y al sello del eje. Algunos diseños de bombas tienen un sentido único de rotación, lo que determina el sentido de rotación del compresor.

Los sistemas de lubricación comprenden componentes auxiliares, tal como el enfriador de aceite, los calentadores del cárter y los interruptores de seguridad. En los compresores grandes sobre todo, se hace circular el aceite por un intercambiador de calor enfriado por agua, con el objeto de reducir su temperatura.

Los calentadores del cárter entran en servicio automáticamente al interrumpirse la operación del compresor. Si el aceite se enfría cuando el compresor está parado, es posible que el refrigerante se disuelva en el aceite. Cuando el compresor vuelve a entrar en operación, el refrigerante entra en ebullición produciendo espuma. Es entonces posible que el aceite se desplace del compresor hacia otras partes del sistema, arrastrado por el refrigerante en ebullición.

Los interruptores de seguridad empleados normalmente con el sistema de lubricación detienen el compresor si la temperatura de aceite es muy alta o la presión es muy baja. El interruptor de presión o presostato diferencial mide la diferencia de presión, que debe ser mayor a 100 kPa. El interruptor se ajusta para interrumpir la operación después de un período de 60 segundos de baja presión. El retraso de 60 segundos da tiempo para que se eleve la presión de aceite durante el arranque del compresor.

### **3.14. Regulación de la capacidad**

Casi todas las instalaciones de refrigeración tienen cargas variables. Si la planta opera continuamente al 100% de la capacidad cuando la demanda de refrigeración es muy pequeña, la temperatura de evaporación disminuiría hasta que la capacidad de la planta y la demanda se igualen. Las bajas temperaturas podrían dañar al producto. Los controles de plantas pequeñas simplemente hacen arrancar y detener al compresor muchas veces a fin de que la capacidad promedio iguale a la demanda. Aunque en plantas grandes de refrigeración industrial el compresor puede ser detenido a fin de obtener la carga deseada, reducciones de la capacidad promedio de hasta un 75% manteniendo al compresor en marcha son deseables para aumentar la eficiencia. Es posible variar la capacidad controlando la velocidad del compresor. El método de variación de velocidad entrará en uso en la medida que el costo de los reguladores de velocidad (inversores para variación de frecuencia) deerece. Sin embargo, la técnica más difundida para variación de capacidad es la eliminación de la compresión en algunos de los cilindros de los compresores.

En los compresores de varios cilindros, la eliminación de la compresión se logra manteniendo abierta la válvula de succión del cilindro que se quiere descargar. Durante la succión, vapor ingresa al cilindro, y en vez de ser comprimido durante la carrera de compresión/escape, reingresa a la tubería de succión empujado por el pistón. La válvula de succión se mantiene abierta por medio de un soporte activado por una válvula solenoide. La válvula de solenoide permite al albrte que la presión del aceite o del vapor de descarga mantenga el soporte en la posición requerida para que la válvula de succión esté constantemente abierta. Normalmente, el valor de la presión de succión o de la temperatura de salida del líquido refrigerado en el evaporador se usa para controlar la puesta en servicio de los cilindros.

El rendimiento del compresor con cilindros fuera de servicio es importante, porque los sistemas de refrigeración operan con frecuencia a capacidad parcial. Los fabricantes de compresores suministrarán información que relaciona la

capacidad y la potencia al eliminar cilindros, tal como se muestra en la figura 3-10. Esta figura es para un compresor de ocho cilindros, que puede tener fuera de servicio 2, 3 y 6 cilindros.

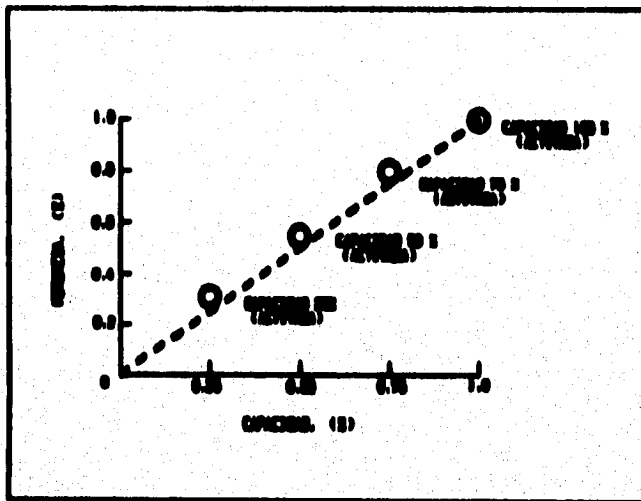
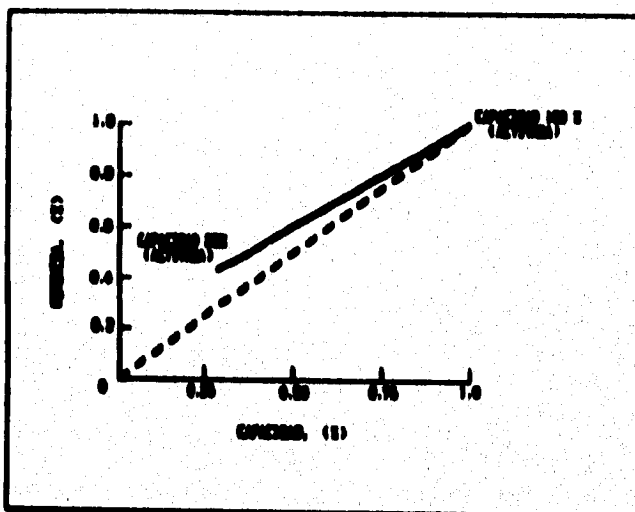


Figura 3-10. Valores típicos de caléculo ilustrando la relación entre potencia y capacidad para un compresor a medida que se desactivan los cilindros.

Por ejemplo para operar al 60% de capacidad, el compresor alternaría su operación entre la condición de 60% y 75% de capacidad (4 y 2 cilindros fuera de servicio). La capacidad porcentual varía en forma lineal con el número de cilindros en operación. La potencia, sin embargo, es generalmente más alta que la dada por la variación lineal con la capacidad. Si bien no existe mucha información acerca de la eficiencia de compresores operando a capacidad parcial en la literatura, un informe indica rendimientos menores a los incorporados en la figura 3-10, tal como se muestra en la figura 3-11.



**Figura 3-11. Relación entre la potencia y la capacidad de un enfriador de agua de 70 kW (20 ton) con desactivación de cilindros.**

Es razonable suponer que la potencia requerida para mover un pistón sin compresión contra las fuerzas de fricción se pueden adquirir valores grandes, lo que reduciría el rendimiento del compresor. Las condiciones externas en que se basan las gráficas de las figuras 3-10 y 3-11 tienen una influencia importante. Si la operación se basará en temperaturas constantes de evaporación y de condensación, la potencia a capacidad parcial sería mucho mayor que la indicada por la línea punteada. Los catálogos se basan sin embargo en caudales y temperaturas fijas del agua entrando al condensador, y en gastos de agua o aire a temperaturas fijas entrando al evaporador. A capacidad parcial, la temperatura

de condensación decrece y la de evaporación aumenta debido a la reducción de la cantidad de calor intercambiada. Esta situación compensa en parte las ineficiencias de los cilindros desactivados.

### **2.16. El campo de aplicación de los compresores**

Aunque los compresores reciprocantes se han usado casi exclusivamente en la refrigeración industrial, en la actualidad el uso de los compresores de tornillo rotatorio se está extendiendo mucho. Los compresores reciprocantes se emplean para capacidades menores a 300 kW (25 T.R.), o sea en las condiciones en que son más eficientes que los compresores de tornillo. Para capacidades mayores, el gran tamaño de los compresores reciprocantes constituye una desventaja. La eficiencia de los compresores reciprocantes es relativamente alta a capacidad parcial. Otra ventaja del compresor reciprocante sobre el de tornillo es que se puede reconducir completamente en la planta de refrigeración, sin tener que trasladar las piezas a un taller especializado, tal como ocurre con los de tornillo.

Generalmente, las plantas de refrigeración de baja capacidad emplean compresores reciprocantes. Estos se usan también en plantas grandes, en las que los compresores de tornillo suministran la carga base de refrigeración, y los reciprocantes ajustan su capacidad a fin de satisfacer las variaciones de carga.

## **CAPITULO IV**

### **COMPRESORES DE TORNILLO**

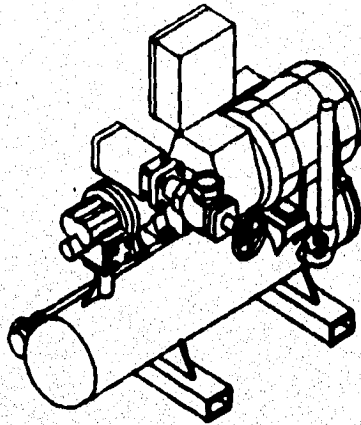
#### **4.1. Los tipos de compresores de tornillo**

Los compresores de tornillo más comunes son los de "tornillo simple" y los de "tornillos gemelos". Los compresores de tornillos gemelos tienen gran difusión y han estado en uso por muchos años. Junto con los compresores de pistón y los centrífugos, constituyen una opción más entre los compresores de refrigeración. El compresor de tornillo simple ha sido introducido al mercado recientemente. En este trabajo denominamos al compresor de tornillos gemelos como el compresor de tornillo, ya que su uso se ha extendido más que el de tornillo simple. Los compresores de tornillo fueron desarrollados durante los años 30 en Europa, y empezaron a difundirse durante la década del 50 y 60.

Describimos en este capítulo el compresor de tornillo y sus características operacionales. Aunque el compresor de tornillo es superior en algunos aspectos al de pistón (es más pequeño y tiene menos partes móviles), también tiene sus desventajas (rendimientos bajos a condiciones de operación diferentes a las de diseño). Se consideran luego los aspectos del control de capacidad, de la operación con baja demanda y de los sistemas auxiliares.

En la figura 4-1 se muestra un compresor de tornillo.

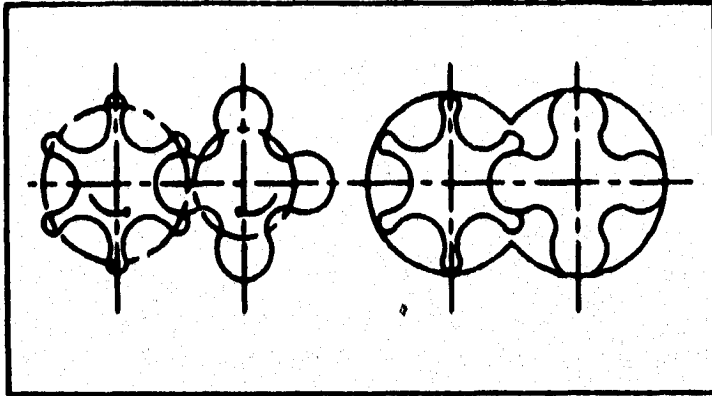




**Figura 4-1 Compresor de tornillo.**

#### **4-2. Los principios operacionales del compresor de tornillo**

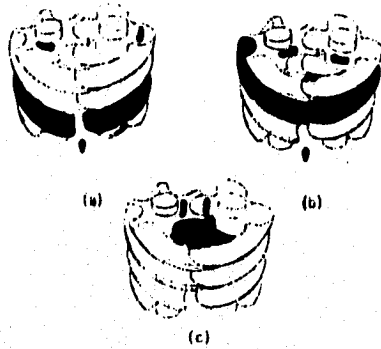
**La figura 4-2 muestra dos secciones de los rotors del compresor de tornillo. El rotor macho tiene cuatro lóbulos, y el hembra solo concavidades. En la mayoría de los compresores, el motor hace girar al rotor macho, que arrastra al hembra en su movimiento.**



**Figura 4-2** Corte lateral de los rotors de dos compresores.

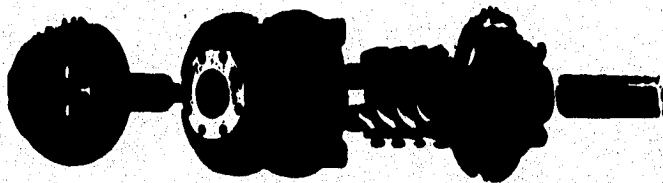
Algunos compresores, sin embargo, se construyen de manera tal que el rotor hembra transfiera el movimiento al macho. Esto resulta en una velocidad del rotor 50% mayor si se emplea la misma velocidad de rotación del motor. En un compresor con eje horizontal, el vapor del refrigerante entra por la parte lateral inferior y abandona el compresor por la parte lateral superior. En la figura 4-2a, el vapor ha ingresado al espacio vacío entre dos lóbulos adyacentes.

Al continuar la rotación, (figura 4-2b), el gas se desplaza hasta perder contacto con la abertura de admisión, y al engranar progresivamente el lóbulo del rotor macho con el valle del rotor hembra el volumen disponible decrece, lo cual comprime el gas. Finalmente, el gas abandona el compresor al llegar a la abertura de escape.



**Figura 4-2. A) El gas ingresa al espacio intercilindrico, B) el gas es desplazado y comienza la compresión al perder contacto con la abertura de admisión, C) se produce la descarga del gas.**

**La figura 4-3 muestra los elementos principales del compresor de tornillo.**



**Figura 4-3. Vista en perspectiva de los piezas principales del compresor de tornillo.**

Los rotores de los compresores antiguos estaban conectados por medio de engranajes y operaban a alta velocidad a fin de reducir las pérdidas que ocurren a través del espacio que forzadamente existe entre ambos rotores. En este tipo de compresores las pérdidas se disminuyen por medio de aceite de lubricación, el cual cierra el espacio presente entre los rotores. La forma de circulación de aceite de un compresor de tornillo típico se muestra en la figura 4-4.

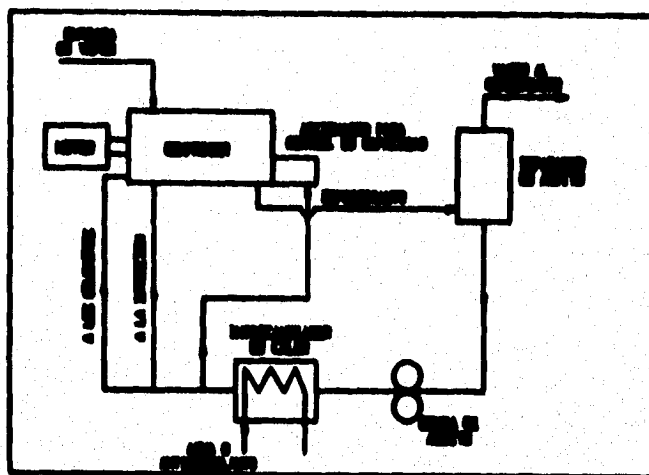


Figura 4-4. Circulación del aceite en un compresor de tornillo.

La mezcla de vapor y de aceite líquido que sale del compresor fluye hacia el separador de aceite, en el que se separan el vapor y el aceite, a fin de evitar que el aceite se dispersa en el resto del sistema. Como el aceite recibe calor del vapor durante la compresión, un intercambiador de calor se emplea para enfriar el aceite previo a su retorno al compresor.

## 4.2. Características del compresor de tornillo

A fin de explicar las características particulares de capacidad, potencia y rendimiento del compresor de tornillo, analizamos a continuación un compresor básico. Este compresor opera a velocidad constante, sin control de capacidad como se mostrará posteriormente. Una característica fundamental del compresor de tornillo es la relación de volúmenes, definida de la siguiente manera:

$$\text{Relación de volúmenes} = \frac{\text{Volumen de la cavidad al cerrarse la admisión}}{\text{Volumen de la cavidad al abrirse la admisión}}$$

(4a)

Las relaciones de volúmenes empleadas comúnmente varían desde 2 a 5.5 dependiendo del diseño del compresor. Las relaciones de presión correspondientes a algunos valores de la relación de volúmenes, para compresiones isentrópicas, se muestran en la tabla 4-1.

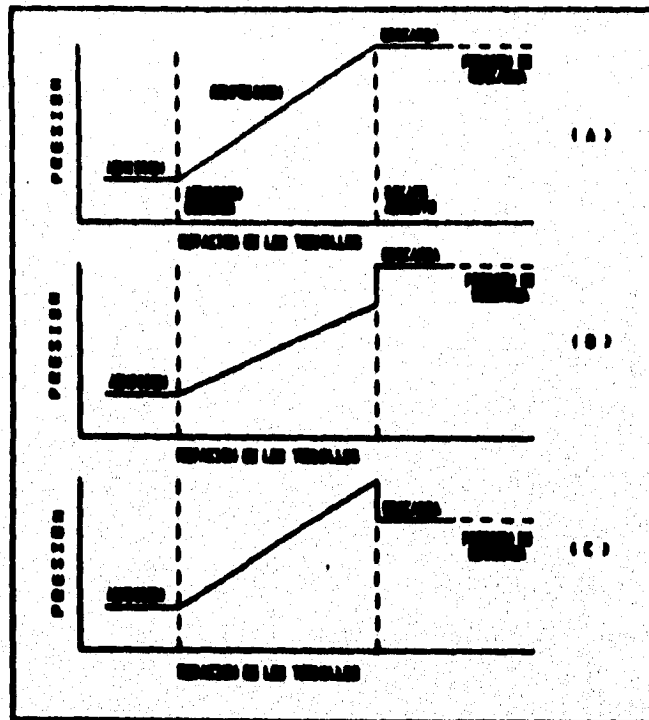
Tabla 4-1. Relación de presiones correspondientes a las relaciones de volúmenes para compresiones isentrópicas.

<u>Relación de volúmenes</u>	<u>Relación de Presiones</u> ( para amoníaco )
2.6	3.5
3.6	5.3
5.0	8.0

Si la relación de presiones contra la cual trabaja el compresor es igual a la desarrollada internamente por el compresor, entonces la cavidad y la abertura de escape se comunican exactamente en el instante en que la presión en la cavidad y en la línea de descarga son iguales. En este caso, el movimiento de los resortes espulsa al gas hacia la descarga. Esta situación se ilustra en la figura 4-5a, que muestra los cambios de presión en la cavidad en función de la rotación del compresor. Normalmente, la presión en el compresor y en la descarga no son iguales. Se explica a continuación que ocurre cuando la presión en el compresor es mayor o menor que la de la descarga.

En el caso de la figura 4-5b la presión en la cavidad es menor que la de la tubería de descarga en el instante en que ambas se comunican a través de la apertura de escape. Se produce entonces flujo de vapor desde la tubería de descarga hacia la cavidad, hasta que ambas presiones se igualan. A continuación la rotación de los tornillos espulsa tanto el vapor comprimido como el de descarga que entró al compresor.

La tercera posibilidad mostrada en la figura 4-5c ocurre cuando la presión de descarga es menor que la presión en la cavidad. En el instante en que se comunican la cavidad y la apertura de escape, ocurre un flujo rápido de gas hacia la tubería de descarga.



**Figura 4-5. Valores de la presión durante la admisión, la compresión y la descarga cuando, a) la presión en la descarga es igual, b) la presión en la descarga es mayor y c) la presión en la descarga es menor que la presión en la cavidad en el instante en que comienza la expulsión del refrigerante comprimido.**

#### 4.4. Rendimiento de compresión adiabática del compresor de tornillo

El rendimiento de la compresión adiabática se define como:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo de compresión isentrópico kJ/kg}}{\text{Trabajo real de compresión kJ/kg}} \cdot 100 \quad (4b)$$

El rendimiento de compresión de los compresores recíprocos depende en gran medida de la temperatura de evaporación. En los compresores de tornillo, el rendimiento depende principalmente de la combinación de la relación operacional de presiones y de la relación integral de volúmenes. Estas características se muestran en la figura 4-8 para un compresor de tornillo.

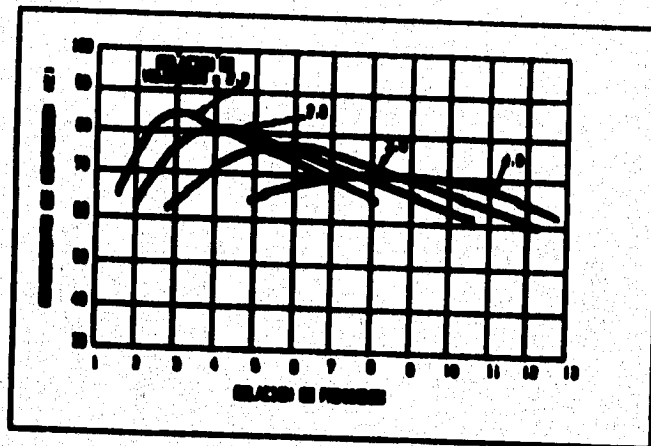


Figura 4-8. Rendimiento de compresión adiabática del compresor de tornillo.



**El rendimiento alcanza un máximo para cierto valor de la relación de presiones. Este valor de la relación de presiones depende a su vez de la relación de volúmenes. La forma en que la operación del compresor define las características de la figura 4-6 se explica a continuación.**

**El primer punto a explicar concierne a la relación de presiones para la cual ocurre el máximo en el rendimiento. La situación ideal ocurre cuando la cavidad al final de la compresión es igual a la presión en la descarga. Para una compresión isentrópica, la tabla 4-1 muestra que los valores de la relación de presiones son mayores que los de la relación de volúmenes. La figura 4-6 muestra que los máximos ocurren a valores ligeramente superiores a los de la tabla 4-1.**

**Dos valores que explican esta desviación son:**

- 1. El enfriamiento que ocurre durante la compresión, que por lo tanto no es adiabática.**
- 2. Ocurren pérdidas de refrigerante de tal forma que la presión ideal no se alcanza.**

**El segundo punto a considerar son las pérdidas de rendimiento debido al exceso o defecto de la presión en la cavidad en el instante en que se completa el proceso de compresión. La explicación requiere considerar dos procesos posibles de expansión: uno es "sin resistencia" (o irreversible), y el otro es "con resistencia" (o reversible). La diferencia entre ambos se ilustra con la ayuda de la figura 4-7, en la que un gas a una cierta presión se encuentra en la partición izquierda de un recipiente. En el caso a), en la partición derecha existe vacío. En un cierto instante, se destruye la pared divisoria y la presión se iguala en todo el recipiente. En el caso b), las condiciones iniciales son iguales, pero las presiones se igualan siguiendo un proceso diferente.**

Un pistón se mueve hacia la derecha, efectuando trabajo contra una fuerza progresivamente decreciente. Al completarse el proceso, la presión es la misma en todo el recipiente, pero el trabajo útil se ha efectuado durante la expansión.

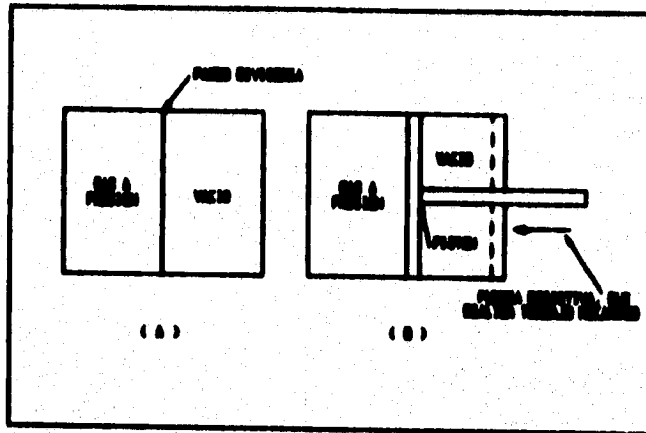


Figura 4-7. a) Expansión sin resistencia, o irreversible y b) expansión con resistencia, o reversible.

La sobrecarga de la figura 4-6a es similar con la expansión irreversible de la figura 4-7a. Todo el trabajo suministrado para efectuar la sobrecarga se pierde en la expansión del vapor hacia la descarga. También ocurre una expansión irreversible en el caso de la hipocompresión de la figura 4-6b, desde la tubería de descarga hacia el compresor. La expansión decrece en la medida que la presión en la cavidad del compresor aumenta. En resumen, la sobrecarga y la hipocompresión resultan en expansiones irreversibles que tienen un impacto negativo en el rendimiento, siendo la sobrecarga el proceso más perjudicial.

Estableciendo una relación entre este modelo y las curvas de rendimiento de la figura 4-8, los máximos ocurren cuando la presión en la cavidad al completarse la compresión es igual a la presión en la descarga, (figura 4-8a). A la izquierda del máximo existe sobre-compresión, y a la derecha hipo-compresión. La caída del rendimiento es más pronunciada a la izquierda que a la derecha del máximo, demostrando que la sobre-compresión tiene una influencia más grave que la hipo-compresión.

#### **4.6. Efecto de las temperaturas de evaporación y de condensación en la capacidad y en la potencia**

Es importante tanto para el diseñador como para el operador del sistema el conocer como las presiones de succión y de descarga hacen variar la capacidad así como la potencia suministrada. La forma en que varía la potencia suministrada debe tenerse en cuenta para efectuar análisis energéticos y para la selección y operación de motores sin semestorios o sobrecargas.

Las características de los compresores de tornillo son en principio similares a las de los compresores recíprocos, pero tienen importantes diferencias. El comportamiento de los compresores recíprocos puede explicarse en base a cambios en la eficiencia volumétrica, el volumen específico y el trabajo de compresión. El factor más importante en la explicación de las diferencias entre los compresores recíprocos y los de tornillo es el rendimiento volumétrico. El rendimiento de los compresores recíprocos decrece al aumentar la relación de presiones debido a la expansión del gas en el espacio muerto y a pérdidas de gas, tal como se muestra en la figura 4-8. El compresor de tornillo no se ve afectado por la expansión del gas en el espacio muerto en la misma medida que el compresor recíproco, de tal forma que el flujo volumétrico comprimido por el compresor de tornillo no varía en forma muy pronunciada con la relación de presiones. Se muestra en las figuras 4-9 y 4-10 la variación de la capacidad y de la potencia suministrada al variar las temperaturas de evaporación y de condensación de un compresor de tornillo.

Aunque las variaciones de la potencia y de la capacidad son cualitativamente similares para los compresores reciprocantes y los de tornillo, cuantitativamente son diferentes, tal como se muestra en la tabla 4-2. La explicación de estas diferencias reside en el hecho de que el rendimiento volumétrico del compresor de tornillo no varía substancialmente con la relación de presiones. El cambio porcentual de la potencia suministrada al compresor de tornillo al cambiar la presión de succión no es tan grande como el cambio que ocurre en el compresor reciprocante, al menos para pequeñas relaciones integradas de volumen. La potencia suministrada crece sin embargo más rápidamente con la temperatura de condensación que con la de evaporación.

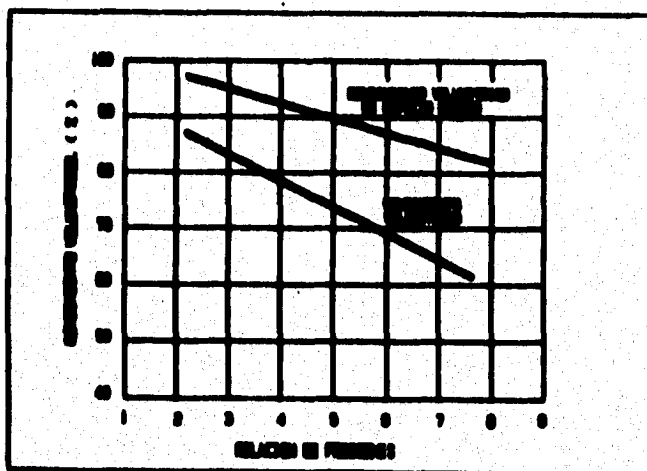
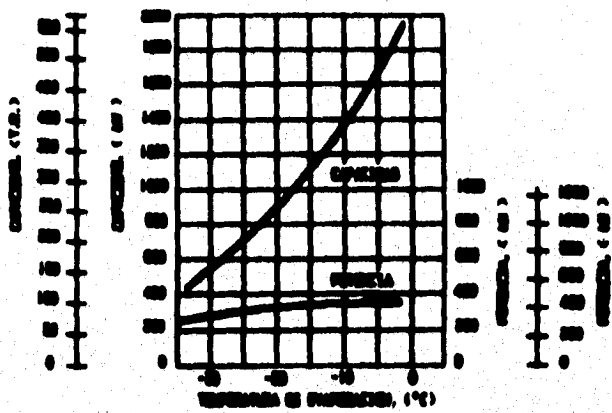
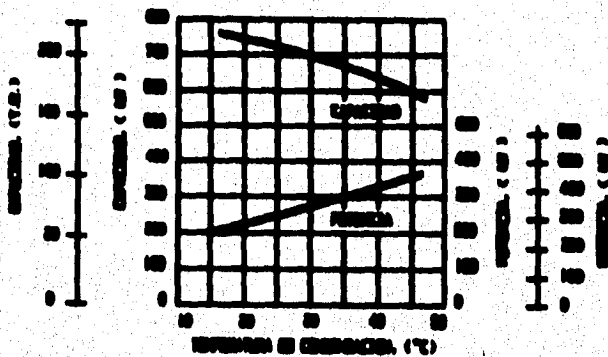


Figura 4-8. Rendimiento volumétrico real y de espacio muerto de un compresor reciprocante de eje cilíndrico.



**Figura 4-9. Efecto de la temperatura de evaporación en la potencia y en la capacidad de un compresor de amoníaco a una temperatura de condensación de 30°C.**



**Figura 4-10. Efecto de la temperatura de condensación en la potencia y en la capacidad de un compresor de amoníaco a una temperatura de evaporación de -10°C.**

**Tabla 4-2. Comparación de los efectos de los cambios de las temperaturas de condensación y de evaporación en los compresores recíprocos y de tornillo.**

CAMBIO	COMPRESOR	EFECTO
AUMENTO DE LA TEMPERATURA DE LA CONDENSACIÓN (30°C A 40°C)	VENILLO RECÍPROCO	INCREMENTO EN LA CAPACIDAD: FACTOR 0.85
	VENILLO RECÍPROCO	INCREMENTO EN LA FUERZA: FACTOR 1.15
AUMENTO DE LA TEMPERATURA DE LA EVAPORACIÓN (30°C A 40°C)	VENILLO RECÍPROCO	INCREMENTO EN LA CAPACIDAD: FACTOR 0.75
	VENILLO RECÍPROCO	INCREMENTO EN LA FUERZA: FACTOR 1.40

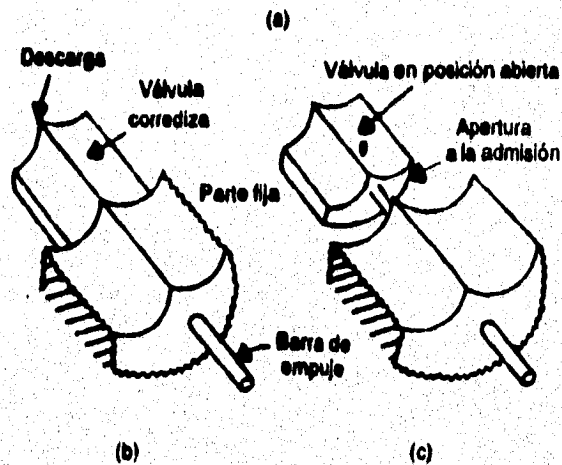
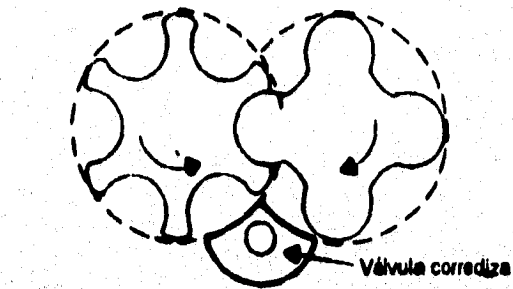
#### 4.6. Control de capacidad y operación a capacidad parcial

Un motor de velocidad variable puede emplearse para regular la capacidad de cualquier compresor. En el caso del compresor de tornillo, que puede operar sin problemas en el rango de velocidad de 1000 a 4500 r.p.m., la capacidad puede ciertamente ser controlada por medio de la velocidad de rotación. Un método de control de menor costo inicial es, sin embargo, el empleo de una válvula corrediza, que se usa prácticamente en todos los compresores. La válvula corrediza que se muestra en la figura 4-11, es una sección de la pared cilíndrica que rodea a los rotores (figura 4-11a), y a plena capacidad se encuentra en la posición tal que forma una continuación de la pared.

La reducción de capacidad se obtiene cuando la barra de empuje desplaza a la válvula, lo que produce una reducción en la longitud del espacio en el que el refrigerante acepta gas a comprimir (figura 4-11c). El volumen en la succión puede reducirse a un valor del 10% del valor máximo total, produciendo una reducción equivalente de la capacidad.

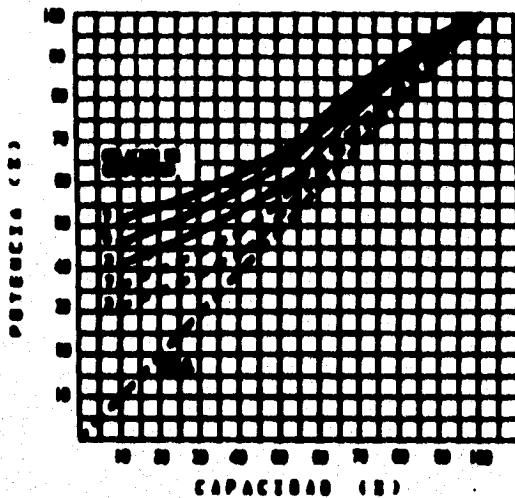
Como no ocurre una expansión irreversible apreciable ni los gases recirculan a la succión, puede decirse que la válvula es eficiente. En teoría, la válvula debería controlar la capacidad al tiempo que mantiene la relación de volúmenes. Estos objetivos se logran solo en cierta medida.

En máquinas con relaciones de volúmenes bajas, cuando se reduce la capacidad, decrece el volumen inicial, pero también decrece el volumen final al desplazarse la válvula. Aún cuando los volúmenes de succión y de descarga decrecen, no lo hacen en la misma medida, lo que produce un cambio en la relación de volúmenes. Cuando la capacidad se reduce más allá del 25%, el volumen de descarga permanece constante, mientras que el de succión continúa decreciendo, lo que incrementa la relación de volúmenes. Esto produce hipocompresión y en consecuencia una pérdida de eficiencia, tal como se muestra en la figura 4-6. Durante la operación a capacidad reducida de instalaciones en las que se controla la temperatura del líquido que deja el evaporador, la relación de presiones contra la cual trabaja el compresor también se reduce. Una razón que explica este comportamiento es que a capacidad reducida, la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el líquido en el evaporador y en el condensador decrece. También ocurre en muchas ocasiones que una reducción de la capacidad acompaña a una reducción de la temperatura ambiente, lo que reduce la presión de condensación. Aún así, la operación a capacidades reducidas resulta en bajos rendimientos, tal como se muestra en la figura 4-12, en la que la potencia suministrada no decrece en forma lineal con la capacidad, especialmente por debajo del 50% de la capacidad máxima.



**Figura 4-11. Una válvula corrediza para controlar la capacidad del compresor de tornillo. A) posición en relación a los rotors, B) posición durante la operación a máxima capacidad, C) posición durante la operación a capacidad reducida.**





**Figura 4-12. Potencia e capacidad parcial del compresor de tornillo.**

**4.7. Compresores con relación de volúmenes variables**

El bajo rendimiento a capacidad reducida ha constituido una desventaja de los compresores de tornillo, y los fabricantes buscan en la actualidad formas de evitar este problema. Un método es la construcción del mecanismo de la válvula de la figura 4-11 de tal forma que tanto la válvula como la parte fija de la pared se pueden desplazar. De esta forma, la relación integrada de volúmenes de compresores con valores bajos de la misma puede ajustarse al tiempo que la capacidad varía.

#### **4.8. Inyección de aceite y enfriamiento**

Los primeros modelos de compresores trabajaban a altas velocidades sin inyección de aceite, pero esa práctica fue reemplazada por la inyección de aceite para sellar el espacio presente entre los rotores y minimizar así las pérdidas de refrigerante. Como la temperatura del refrigerante y la del aceite se elevan durante la compresión, es necesario proveer enfriamiento en el sistema de circulación del aceite a fin de evitar temperaturas excesivas. La temperatura de entrada del aceite varía entre 20 °C y 80 °C para el amoníaco. Pueden emplearse varios métodos para enfriar aceite o la mezcla de aceite y refrigerante. Esos métodos son en general variaciones de los siguientes:

##### **I. Enfriamiento del aceite en un intercambiador de calor acorazado.**

- 1. Con agua o con anticongelante.**
- 2. Con líquido del recipiente de alta presión.**  
(Por medio de bombas o por termociclón)

##### **II. Inyección directa de refrigerante líquido.**

- 1. En el compresor.**
- 2. En la tubería de descarga.**

#### **4.9. Admisión de vapor a presiones intermedias**

Un compresor de tornillo puede ser modificado para funcionar como un compresor de dos etapas. La instalación de una apertura de admisión en un punto intermedio entre la succión y la descarga donde el vapor se encuentra comprimido parcialmente permite que ingrese vapor a una presión intermedia, para ser comprimido junto con el vapor de la succión hasta la presión de descarga. Esta modificación permite la implementación de ciclos tales como el de

la figura 4-13, que permite la separación del vapor de expansión, o la instalación de un evaporador a presión intermedia.

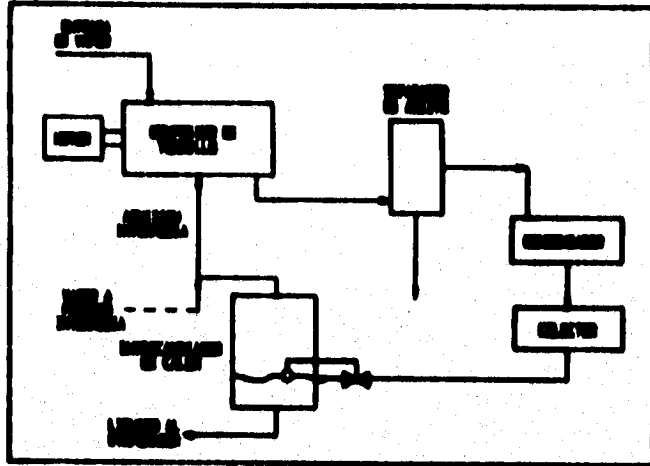


Figura 4-13. Admisión intermedia para separar gases de expansión o para un evaporador adicional.

El compresor con admisión intermedia provee así algunas de las ventajas de los compresores de dos etapas con un solo compresor. Los fabricantes de los compresores pueden ubicar la apertura de admisión para lograr la presión intermedia constante al variar las presiones de admisión y de descarga. En contraste, esto resulta posible con compresores separados de baja y de alta. La presión intermedia varía también al cambiar la posición de la válvula corrediza que controla la capacidad. Parte del incremento del rendimiento que pueda obtenerse con la admisión intermedia puede entonces perderse a bajas capacidades. A capacidades por debajo del 75% de la máxima, la presión intermedia es a un valor prácticamente igual al de la succión, de tal forma que no existen beneficios a capacidades aún menores.

#### **4.10. Selección de los motores**

Los siguientes aspectos de la selección de un motor se tienen generalmente en cuenta al seleccionar un motor. El motor debe tener la potencia necesaria para servir al compresor continuamente a su capacidad de diseño. Posibles sobrecargas pueden absorberse descargando el compresor automáticamente con la válvula correctiza.

La carga durante el arranque del compresor debe tenerse en cuenta al seleccionar el motor. Aún cuando la válvula se encuentre en la posición de mínima capacidad, los momentos de inercia de los rotores son considerables. El torque entregado por el motor debe exceder en un 10% el requerido por el compresor para todas las velocidades. La corriente de arranque puede alcanzar valores de 5 a 7 veces mayores que la corriente de operación normal, dependiendo del tipo de arrancador. Esto significa que las bobinadas del motor se calentarán de 25 a 50 veces más rápido que durante la operación normal, dado que la potencia de calentamiento es proporcional al cuadrado de la corriente. La duración del arranque debe entonces ser breve, lo que requiere un motor con suficiente torque como para acelerar el compresor a la velocidad deseada en un intervalo razonable.

#### **4-11. Empleo de los compresores de tornillo**

Los compresores de tornillo y los reciprocantes compiten en el área de la refrigeración industrial. En las últimas décadas, los compresores de tornillo se han difundido bastante, especialmente en las plantas de gran capacidad. El compresor de tornillo es una máquina de probada confiabilidad. Sin embargo, aún cuando estos compresores pueden operar miles de horas sin reparaciones, inspecciones visuales anuales y verificación anual del juego de los ejes de empuje son altamente recomendables. Una comparación típica del costo inicial de compresores reciprocantes y de tornillo se muestra en la figura 4-14. A bajas

capacidades, el compresor de tornillo es más caro que el recíproante, relación que se invierte a capacidades superiores a 0.25 a 0.35 m<sup>3</sup>/h.

El compresor de tornillo ofrece muchas ventajas en el rango de altas capacidades. La velocidad del compresor afecta la capacidad en forma directa.

Los compresores recíproantes pueden ser operados a diferentes velocidades dentro de un rango restringido. El límite inferior de velocidad está dado por la velocidad mínima de la bomba de aceite, y el límite superior por la velocidad permisible del pistón, generalmente inferior a 4.6 m/s. los compresores de tornillo operan a 3600 r.p.m. cuando se emplea energía eléctrica suministrada a 60 ciclos por segundo. Además de ofrecer menores costos en grandes capacidades, el compresor de tornillo requiere generalmente menos espacio que el recíproante para su instalación.

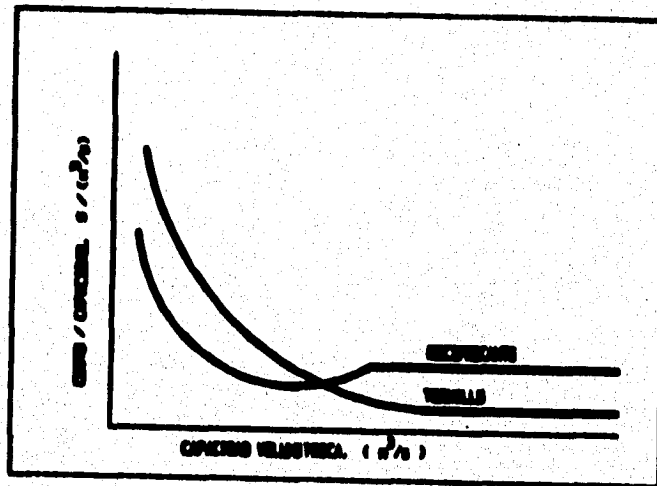


Figura 4-14. Costo por unidad de capacidad de los compresores recíproantes y de los compresores de tornillo.

Los compresores de tornillo operan correctamente con relaciones de compresión de hasta 20. Aún con esta disponibilidad, los beneficios de la compresión de etapas múltiples resultan en la selección de estaciones de compresión de dos o más etapas, con varios compresores. En instalaciones de varias etapas puede ocurrir sin embargo que cuando la capacidad requerida es baja, es apropiado abandonar la compresión de etapas múltiples y operar un solo compresor de tornillo en una configuración de etapa única, desde la presión de evaporación hasta la de condensación.

Un aspecto aún no resuelto con toda claridad es el de la tolerancia de los compresores de tornillo con la presencia de refrigerante líquido en la succión. Los entusiastas de este tipo de compresor afirman que el líquido no afecta la operación de la máquina. Esta afirmación no carece de sentido, ya que uno de los métodos de enfriamiento consiste en inyectar refrigerante líquido en el compresor. Sin embargo, interrupción de la operación y daños a los rotores han ocurrido al pasar refrigerante líquido del evaporador al compresor. El factor determinante parece ser la presencia de un flujo interrumpido de aceite. Si ingresan al compresor cantidades significativas de refrigerante, es posible que al evaporarse el mismo falle la bomba de aceite con lo que el compresor es detenido por controles automáticos. Es entonces posible que los rotores y cojinetes sufran desperfectos.

Las características operacionales de los compresores de tornillo a capacidades reducidas tienen implicaciones importantes en aquellas instalaciones que emplean dos compresores en paralelo. En este caso, se debe reducir primero la capacidad de uno de los compresores, mientras se mantiene constante la del otro, a efectos de obtener los mejores rendimientos posibles.

## 4.12. Compresores de tornillo simple

El tornillo de este compresor consiste en un cilindro en el que se han labrado dientes helicoidales, tal como se muestra en el centro de la figura 4-16. Dos ruedas, llamadas ruedas de estrella, engranan con el tornillo a cada lado, y rotan en direcciones opuestas.

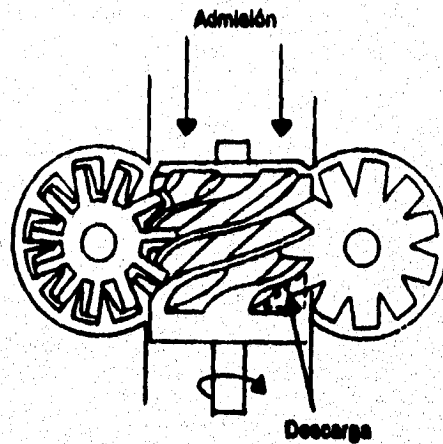


Figura 4-16. Tornillo de un compresor de tornillo simple con las ruedas de estrella a cada lado.

Las ruedas de la estrella rotan en un plano que pasa por el eje del tornillo. El tornillo y las ruedas están contenidos en una cubierta hermética, y el tornillo gira con una tolerancia pequeña en una sección cilíndrica de la cubierta. Esta sección cilíndrica tiene a los lados dos concavidades en las que giran las ruedas de estrella. El tornillo gira por la acción de un motor, y las ruedas se mueven al engranar en el tornillo. El control de capacidad se logra por medio de una lumbrera de retorno controlada por una puerta corrediza que regula el punto donde comienza la compresión.

Tal como el compresor de tornillo, esta máquina tiene pocas partes móviles, un tornillo y dos ruedas. Los fabricantes intentan extender el rango de operación hacia capacidades menores que las posibles con compresores de tornillos gemelos, con buenos rendimientos.



## CAPITULO V

### Evaluación del consumo de energía de cada uno de los dos tipos de compresores en estudio mediante tablas y gráficas comparativas

#### 6.1. El proceso de compresión

El diagrama P-V es una ayuda para entender la forma en que funcionan los compresores. El diagrama P-V representa la presión y el volumen dentro del cilindro en un compresor reciprocante, o el espacio interlobular en un compresor de tornillo. El área encerrada en el diagrama P-V representa el trabajo requerido para la compresión subsecuente a la expresión  $w = \int p Dv$ . Las pérdidas mecánicas y de fricción no están consideradas en el diagrama, solamente las pérdidas de compresión y de flujo. Los puntos listados en el diagrama son:

1. Inicio de la succión
2. Final de la succión, inicio de la compresión
3. Final de la compresión, inicio de la descarga
4. Final de la descarga

Una gran diferencia entre los compresores de tornillo y los reciprocantes es que el reciprocante usa válvulas de succión y de descarga para cada cilindro. La válvula de succión permite el flujo del gas dentro del cilindro durante el proceso de compresión, mientras que la de descarga permite que el gas comprimido escape del cilindro durante el proceso de descarga. Las válvulas son abiertas por medio de la presión del gas que se introduce en la válvula. El nivel de presión del gas debe sobrepasar la fuerza del resorte de la válvula, en el área del plato diferencial de la válvula y a la pérdida de flujo. Este nivel de presión está demostrado en el diagrama de la figura 5-1 como un área arriba de la presión de

descarga, en la válvula de descarga; y el área bajo la presión de succión, en la válvula de succión. Estas áreas representan la pérdida de presión asociada con la operación de las válvulas. Además de la pérdida de presión, las válvulas son parte de un alto costo de mantenimiento.

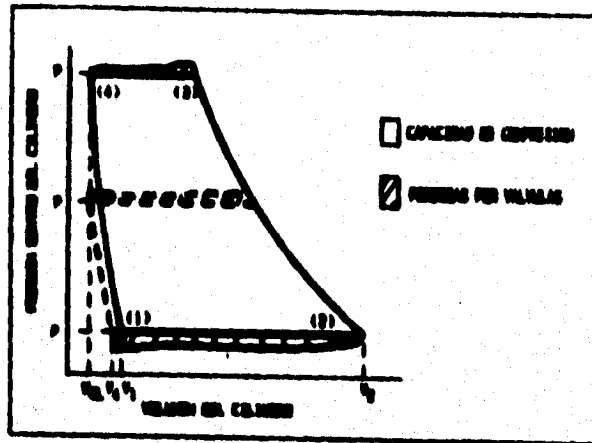


Figura 6-1. Diagrama P-V para un compresor recíprocente.

Los compresores de tornillo no tienen válvulas, no obstante tienen puertos de entrada y de salida. En un compresor de tornillo doble, el espacio interlobular es el volumen entre ambos rotors. Durante la succión, el espacio interlobular está expuesto a la succión y se llena con gas. Cuando esto se ha llenado, el rotor gira pasando el puerto de apertura y el gas es atrapado en el espacio interlobular. Una vez que los rotors continúan su rotación, el volumen del espacio interlobular disminuye y de esta forma es cuando comienza la compresión. Después de cierta cantidad de compresión, el espacio interlobular se abre hacia el puerto de descarga y la rotación disminuye su volumen a cero, descargando el gas comprimido en los rotors. Como se puede ver en el diagrama de la figura 6-2, la pérdida de flujo asociada con el puerto de succión es insignificante. Una pequeña

pérdida de fuerza ocurrirá durante la descarga cuando el puerto de descarga es abierto y el área de flujo es pequeña.

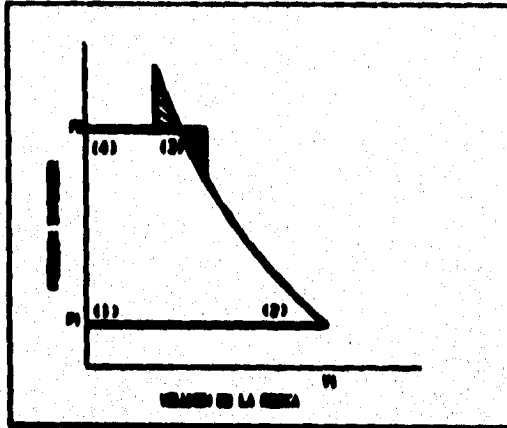


Figura 6-2. Diagrama P-V para un compresor de tornillo.

El tamaño y la posición del puerto de descarga determina el volumen del compresor. La relación de volúmenes y la relación de presiones se define en la siguiente expresión:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (6a)$$

donde:

$P_2$  = Presión de descarga en Pa.

$P_1$  = Presión de succión en Pa.

$V_2$  = Volumen de descarga en  $\text{m}^3/\text{s}$

$V_1$  = Volumen de succión en  $\text{m}^3/\text{s}$

$k$  = Coeficiente isentrópico ( 0.128 para amoníaco).

A fin de que un compresor de tornillo opere a su máxima eficiencia, la relación de volúmenes debe coincidir con la relación de presiones del sistema por medio de la ecuación 5a. Si el volumen de gas permitido en el espacio interlobular del compresor es demasiado alto (puerto pequeño de descarga), ocurre el exceso de compresión; esto es, la presión del espacio interlobular aumenta sobre la presión de descarga antes que abra el puerto de descarga. Si el volumen de gas permitido en el espacio interlobular es demasiado bajo (puerto de descarga largo), entonces ocurre la escasez de compresión; esto es, el espacio interlobular abre el puerto de descarga antes que la presión de descarga sea realizada. Esto da como resultado un retorno de gas dentro de la recamara inmediatamente procurando el espacio interlobular para la presión de descarga. Como se muestra en el diagrama P-V de la figura 5-2, el exceso o escasez de compresión provoca una pérdida de potencia.

Las pérdidas de potencia ocurren al operar fuera del volumen de gas óptimo mostrados en la figura 5-3. Algunas observaciones pueden hacerse de esta curva:

A) Para cada volumen de gas preestablecido, hay un volumen de gas donde no ocurren pérdidas debido al exceso o escasez de presión.

B) El rango completo de relaciones de presión desde 3 hasta 10, puede ser cubierta con relaciones de volumen establecidas, con un máximo de  $1 \pm 0.5\%$  BHP de requerimiento adicional (asumiendo las condiciones de presión constantes).

C) Se debe notar que la curva solamente es válida para amoníaco. La curva variará ligeramente hacia la izquierda para hidrocarburos, los cuales tienen valores menores para el coeficiente isentrópico.

D) La curva muestra el efecto de un compresor con la relación de volumen variable, similar a los introducidos recientemente al mercado. Se puede ver que, a menos que las condiciones de presión cambien substancialmente, las

características de volumen variable podrían ser modificadas para ahorrar más del 1% en los costos de energía en general.

Otra diferencia básica entre el compresor recíprocante y el de tornillo, es el espacio entre la válvula y el cilindro en la máquina recíprocante. Este es necesario en un compresor recíprocante para proporcionar espacio para las válvulas y la salida entre el pistón y el ensamblaje de la válvula. Este espacio conocido como "espacio muerto o volumen libre", tiene efectos mínimos en la eficiencia total del compresor ya que el gas comprimido atrapado en este volumen libre regresa al pistón por medio de re-expansión. No obstante, este espacio reducirá la eficiencia volumétrica (por lo tanto reducirá la capacidad) del compresor. Observando el diagrama P-V de la figura 5-1,  $V_2-V_1$  representa la cantidad de gas que ha sido impulsada por el compresor, y  $V_1$  es el gas re-expandido que está atrapado en el volumen libre entre la válvula y el cilindro. Además se puede apreciar que la pérdida de recambio de gas es mayor en relaciones de presión altas.

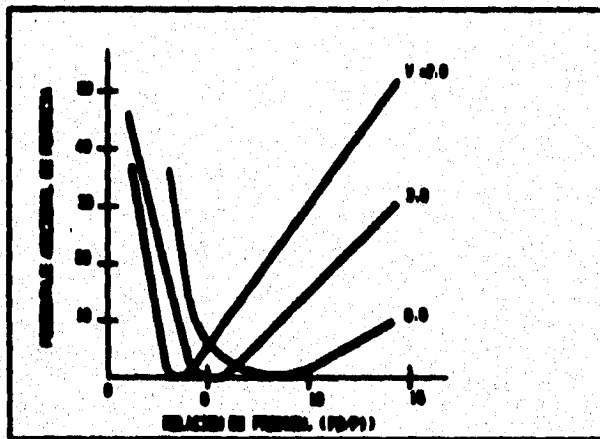


Figura 5-3. Potencia adicional requerida con relación de volumen fijo y relación de presión variable, en un compresor para amoníaco.

El compresor de tornillo no tiene un "volumen libre" pero tiene fugas internas, las cuales reducen la eficiencia volumétrica. Las fugas son el resultado de espacios llamados "claros de carrera" entre los dos rotores y la carcasa del compresor. Generalmente, el compresor de tornillo sufre pérdidas de capacidad menores que el compresor reciprocante, especialmente en relaciones de presión mayores.

Los compresores de tornillo están diseñados libres de aceite. En su mayoría trabajan con sistema de inyección de aceite. Los compresores inyectados por medio de aceite tienen las siguientes ventajas:

A). Sella los claros de carrera para evitar fugas internas

B). Proporciona lubricación a los rotores, previniendo el contacto de metal con metal

C). Enfía el gas comprimido, permitiendo a los compresores ser usados a relaciones de presión más altas que los compresores reciprocantes o los compresores libres de aceite. (La temperatura de descarga es una función de la relación de presión)

D). Amortigua el ruido del compresor

## 6.2. Eficiencias de compresión

Al paso del tiempo, el alto costo de la energía es cada día mayor, por lo que al considerar la compra de un equipo, se da mayor énfasis a los gastos de operación (energía) que a cualquier otro punto. Es por esta razón que el BHP/T.R. se está convirtiendo en la parte más importante para la selección de equipos de refrigeración. Desde el punto de vista de los compresores, el BHP/T.R. puede traducirse como eficiencia. Esta sección analiza la eficiencia en un compresor, y los factores que la afectan.

La eficiencia de un compresor es normalmente descrita en términos de eficiencia volumétrica e isotrópica.

La eficiencia volumétrica es normalmente descrita como la relación del caudal real impulsado por el compresor entre el teórico de salida, de acuerdo con la siguiente relación:

$$\eta_{vol} = \frac{V_{real}}{V_{teor}} = \frac{(G)(v_{es})}{V_{teor}} \quad (8b)$$

donde:

$V_{suc}$  = Volumen real del vapor succionado y comprimido en la unidad de tiempo.

$V_{desp}$  = Volumen desplazado y comprimido por el compresor en la unidad de tiempo.

$G$  = Masa de refrigerante desplazada por el compresor en la unidad de tiempo.

$v_{suc}$  = Volumen específico del gas en la succión.

La eficiencia volumétrica es una indicación de la capacidad de refrigeración del compresor pero no nos indica nada acerca de la potencia consumida.

La eficiencia isotrópica también conocida como eficiencia adiabática, es definida como la relación entre el trabajo real y el trabajo teórico del compresor para producir una capacidad determinada y por lo tanto nos indica la potencia consumida:

$$\eta_{iso} = \frac{W_{teor}}{W_{real}} = \frac{(G)(\Delta h_{teor})}{W_{real}} \quad (8c)$$

donde:

$W_{iso}$  = Trabajo de compresión isentrópico en kW.

$W_{real}$  = Trabajo real de compresión en kW.

$G$  = Masa de refrigerante desplazada por el compresor en kg/s.

$\Delta h_{12}$  = Entalpia ganada por la compresión isentrópica ( $h_2-h_1$ ) en la figura 8-4.

Y se relaciona con el C.O.P. (coefficient of performance) conocido también como coeficiente de rendimiento, de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_2}{W_{real}} = \eta_{is} \cdot \frac{Q_2}{W_{iso}} \quad (8d)$$

donde  $Q_2$  es la capacidad de refrigeración del compresor.

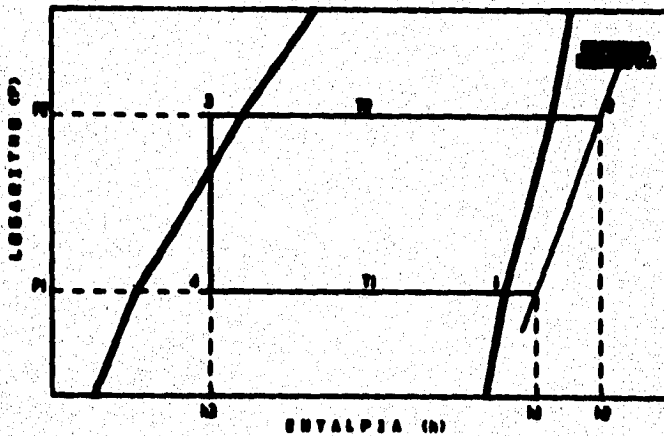


Figura 8-4. Diagrama h-log.p.



ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

La eficiencia isotérmica tiene mayor significado cuando se habla de consumo de energía ya que es una función directa de la capacidad de refrigeración enviada por cada BHP. Cualquier rasón para aumentar los caballos de fuerza de un compresor (por medio de condiciones de presión constante), disminuirá la eficiencia isotérmica.

### 4.3. Influencia de la relación de compresión en compresores recíprocos y compresores de tornillo

En la figura 5-5 se observa la variación de la eficiencia volumétrica y la eficiencia isotérmica con respecto a la relación de compresión a diferentes temperaturas de condensación.

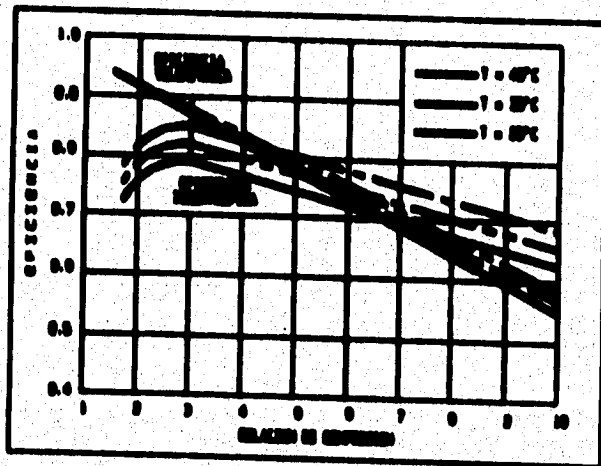


Figura 5-5. Eficiencia volumétrica y eficiencia isotérmica con respecto a la relación de compresión.

Véase que la eficiencia volumétrica varía con la relación de compresión, pero es solo ligeramente influenciada por la presión determinada por la temperatura de condensación.

La eficiencia isentrópica también varía con la relación de compresión, pero la presión tiene mucho mayor influencia que en el caso de la eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica de un compresor de tornillo disminuye a medida que la relación de compresión aumenta. (La relación de compresión es la presión de descarga absoluta entre la presión de succión absoluta).

La eficiencia volumétrica en un compresor recíprocante también disminuye a medida que la relación de compresión aumenta.

La eficiencia isentrópica de un compresor de tornillo culminará en una relación de compresión determinada.

La eficiencia isentrópica de un compresor recíprocante culmina cerca de donde lo hace un compresor de tornillo pero no es tan rápido. La razón para que esto suceda es que el compresor recíprocante no posee una relación de volumen determinado, sino que siempre ha sido igualado a las condiciones de presión.

Existen varios factores adicionales que afectan la eficiencia volumétrica. En un compresor de tornillo, además de las fugas, es muy importante mantener la inyección de aceite lejos de la succión en el compresor. Hay dos razones para esto. Una vez que el aceite caliente es introducido en la succión, este recalientará el vapor que está ingresando, reduciendo la densidad; por lo tanto reduce la capacidad de la máquina. Segundo, la inyección de aceite contiene algún refrigerante, el cual se mezcla cuando éste entra al compresor. Si esto ocurre en la succión del compresor, el refrigerante expandido desplazará algo del gas de succión, el cual disminuirá la capacidad de la máquina. Por esta razón el aceite es inyectado después de que empieza la compresión la cual evita el problema antes mencionado.

**En los compresores recíprocos, se deberá evitar el sobrecalentamiento del gas de succión. Aunque no existe la inyección de aceite, el cilindro trabajará de una forma más caliente que una inundada por aceite.**

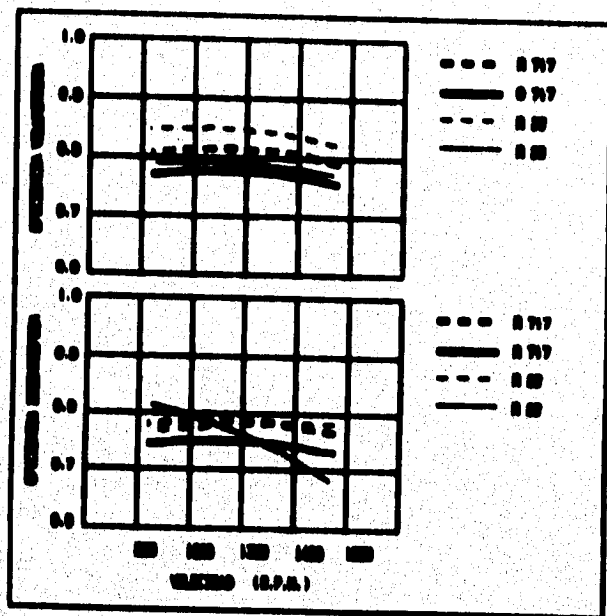
**En los compresores de tornillo, la temperatura aumenta a medida que la relación de compresión aumenta. Alguna parte de este calor no puede ser controlado, sino que deberá ser incorporado al sobrecalentamiento de la succión, por lo que estará reduciendo su capacidad.**

**Al comparar la operación de un compresor de tornillo rotatorio en contra de un compresor recíproco, se debe recordar que sobre todo la eficiencia isotérmica, debe ser el punto de partida, ya que esta eficiencia relaciona directamente al BHP/Ac. Aunque las comparaciones de eficiencia volumétrica son importantes para el diseñador del compresor, estas no deberán ser utilizadas como comparaciones de eficiencia de energía. Se deberán considerar las comparaciones de las características de operación en cada tipo de compresor cuando se evalúa una aplicación en particular.**

#### **5.4. La velocidad en el compresor**

**La eficiencia volumétrica para sistemas con amoníaco o con freón 22 es prácticamente constante dentro del rango de velocidad de 1000 a 1500 R.P.M. La eficiencia isotérmica para sistemas con amoníaco disminuye ligeramente con un aumento de velocidad, en el caso de sistemas con freón 22 la eficiencia isotérmica disminuye relativamente poco con un aumento de velocidad.**

**La eficiencia isotérmica para freón 22 se reduce aproximadamente en un 10%, cuando se aumenta la velocidad de 1000 a 1450 r.p.m. como se muestra en la figura 5-6, su correspondiente en sistemas con amoníaco es el equivalente a un 3.5% de reducción.**



**Figura 6-8. Comparación de la eficiencia con la velocidad de un compresor.**

## 6.6. Comparación entre ambos tipos de compresores

Estos puntos de comparación están basados en un compresor de tornillos gemelos con sistema de inyección de aceite, y un compresor recíprocente, como se describe a continuación.

### 6.6.1. Longitud de carrera en compresores recíprocentes

En la figura 6-7 se muestran las eficiencias volumétrica e isentrópica para un compresor con una carrera de 100 mm y otro compresor con una carrera de 60 mm de longitud.

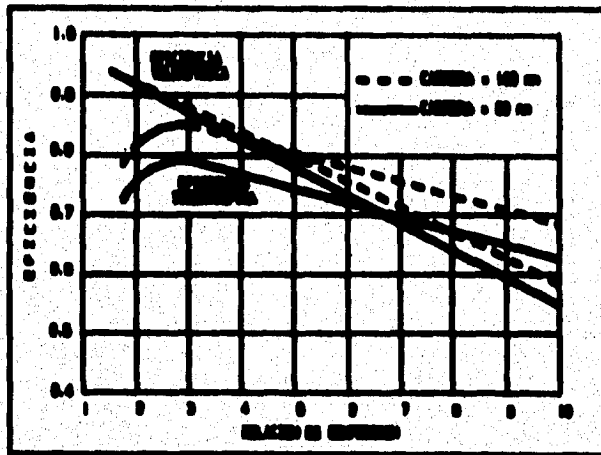


Figura 6-7. Influencia de la carrera del pistón en la eficiencia de compresores recíprocentes.

Un incremento en la carrera del pistón da como resultado una mayor eficiencia volumétrica tanto en el caso de frén 22 como para el caso de amoníaco, considerando que el espacio muerto es relativamente pequeño.

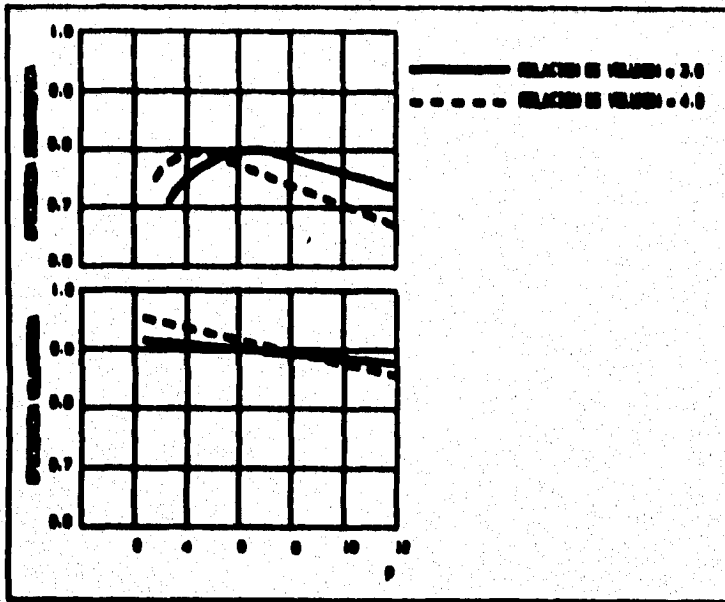
La eficiencia isentrópica para frén 22 a pequeñas relaciones de compresión da como resultado una disminución, pero se incrementa a altas relaciones de presión, para el caso de amoníaco dicha eficiencia se incrementa en forma global cuando la carrera se incrementa.

### **5.6.2. Compresores de tornillo**

Una de las características del compresor de tornillo es la relación de volúmenes bajo la cual ha sido diseñado el compresor, misma que se necesita para la selección del compresor desde un rango estándar de relación de volúmenes, que comúnmente varía de 2 a 5.5.

La eficiencia energética que se obtiene en el compresor depende de que tan bien se selecciona la relación de volúmenes correspondiente a las condiciones de operación.

En la figura 5-6 se muestran las eficiencias de un compresor de tornillo para dos de los rangos estándar de relación de volúmenes.



**Figura 8-3. Eficiencias del compresor de tornillo, con amoníaco como refrigerante.**

En algunos casos un compresor puede operar alternativamente con una alta relación de compresión correspondiente a una temperatura de evaporación baja, y relación de compresión baja correspondiente a una temperatura de evaporación alta. En estos casos es recomendable seleccionar el compresor con una relación de volúmenes correspondiente a una temperatura de evaporación alta, a fin de evitar compresiones internas bajas resultado de temperatura de evaporación

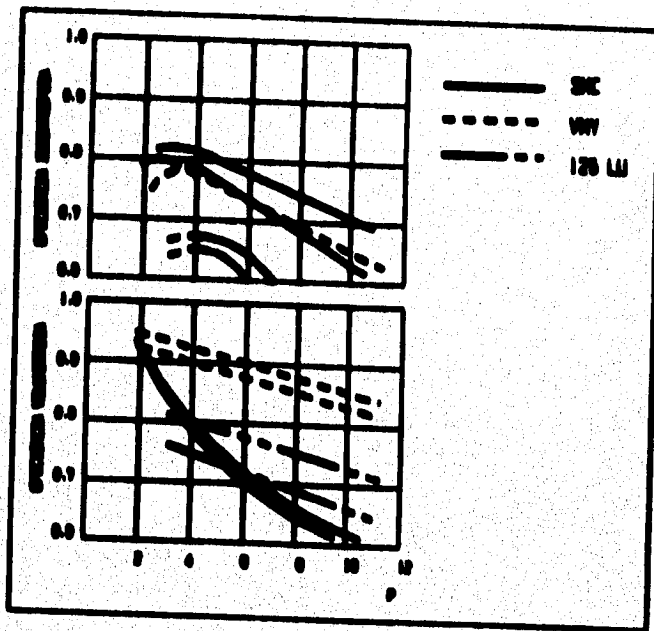
baja. Ambas opciones dan como resultado eficiencias más bajas cuando el compresor está trabajando a condiciones fijas para las cuales no fue seleccionado originalmente.

Las comparaciones entre los dos tipos de compresores son muy importantes al momento de requerir los servicios de estas máquinas dentro del campo de la refrigeración industrial con amoníaco, ya que de esto se derivan factores muy importantes tanto económicos como operativos, que se reflejarán a lo largo del tiempo de vida útil de este tipo de máquinas. Sin embargo en términos generales es difícil hacer esta comparación, debido a que parten de conceptos de diseño diferentes. Los problemas que presentan los dos tipos de compresores en cuestión, son de diferente naturaleza, y por lo tanto la comparación que se presenta se refiere a condiciones de operación iguales, y a características relevantes dentro de los dos tipos de compresores.

En la figura 5-9 se muestra la eficiencia volumétrica e isentrópica para un compresor reciprocante y dos compresores de tornillo de diferentes marcas y tamaño, con los siguientes datos:

<b>Características</b>	<b>BMC</b>	<b>VMY</b>	<b>125 LU</b>
<b>Tipo</b>	<b>Reciprocante BMC</b>	<b>Tornillo VMY 336 H</b>	<b>Tornillo 125 LU</b>
<b>Dímetro</b>	<b>100</b>		
<b>Dímetro del rotor</b>	<b>100 x 100</b>	<b>215 mm</b>	<b>125 mm</b>
<b>L/D</b>		<b>1.6</b>	<b>1.66</b>
<b>Relación de volumen</b>		<b>3.0</b>	<b>3.6</b>
<b>Velocidad RPM</b>	<b>1200</b>	<b>2650</b>	<b>3650</b>
<b>Volumen desplazado (m<sup>3</sup>/hr)</b>	<b>228</b>	<b>1381</b>	<b>363</b>
<b>Refrigerante</b>	<b>R717</b>	<b>R717</b>	<b>R717</b>
<b>Temperatura de condensación (°C)</b>	<b>30/50</b>	<b>30/50</b>	<b>30/50</b>





**Figura 6-6. Eficiências para vários tipos de compressores, usando R717.**

**Respecto a las gráficas de la figura anterior es importante mencionar lo siguiente:**

- La eficiencia volumétrica del compresor recíproante (BAC) varía principalmente con respecto a la variación de la relación de compresión ( $R_c$ ), notando que el cambio en la temperatura de condensación tiene poco efecto.
- La eficiencia volumétrica del compresor de tornillo VMY depende en mucho menor grado de la relación de compresión, que en el caso del compresor recíproante, en cambio en el rango de presión tiene un efecto mayor, y en la dirección opuesta al compresor recíproante.
- La eficiencia volumétrica del compresor VMY es mayor que la del compresor recíproante para todas las relaciones de compresión mayores a 2.5.
- Para el caso del compresor de tornillo 125 LU se observa que tiene mucho menor eficiencia volumétrica que el grande, y este solo es mejor que el compresor recíproante para relaciones de compresión de 5 y 6 como se muestra en la figura.

**Considerando la eficiencia isentrópica las observaciones son las siguientes:**

- La eficiencia isentrópica del compresor recíproante en primer lugar depende de la relación de compresión y muestra un máximo entre 2.5 y 3. La eficiencia isentrópica es menos variable en un rango determinado de presión, y se puede notar que la eficiencia isentrópica se incrementa cuando aumenta la temperatura de condensación.
- La eficiencia isentrópica para compresores de tornillo depende mucho más de la relación de compresión que en el caso de los compresores recíproantes. La razón es que, los compresores de tornillo tienen una relación de compresión donde la eficiencia isentrópica alcanza su

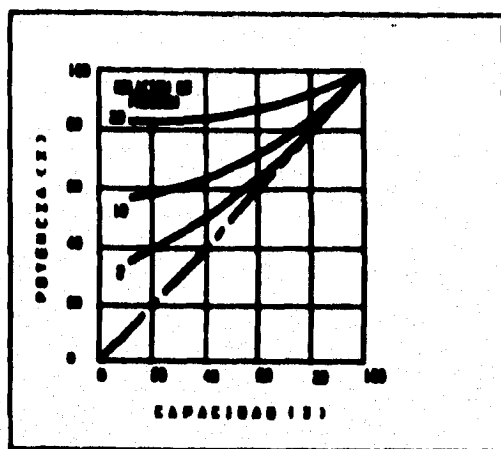
máximo. Si las condiciones de operación fueran modificadas desde la relación de compresión, las pérdidas provocarían una disminución de la eficiencia isentrópica.

- La eficiencia isentrópica del compresor 125 LU es considerablemente menor que la del compresor V85F.
- Un compresor de tornillo de mayor tamaño nos daría una mejor eficiencia isentrópica a una temperatura de condensación baja, siempre que las condiciones de operación correspondan con la relación de volumen, esto en comparación con un compresor recíproco; estos cambios en el compresor de tornillo son convenientes para cuando operan como auxiliares (booster); a altas temperaturas de condensación, sin embargo, la eficiencia isentrópica de un compresor recíproco es mejor que la de un compresor de tornillo.
- El compresor pequeño tiene menor eficiencia isentrópica, y COP a cualquier condición de operación, que el compresor recíproco.

### **5.6. Operación a carga parcial**

Por otro lado los compresores recíprocos y los compresores de tornillo tienen diferentes características en cuanto a operación a carga parcial.

La figura 5-10 muestra el comportamiento de un compresor de tornillo operando a carga parcial. En promedio la curva representa el tiempo de descarga del cilindro de un compresor recíproco donde puede observarse mejor que las líneas de operación que representan al compresor de tornillo, trabajando a la misma relación de compresión.



**Figura 6-10. Relación entre la potencia consumida y la capacidad de para un compresor de tornillo operando a carga parcial.**

Estas líneas muestran que en un compresor de tornillo no es recomendable operar por abajo del 50% - 60% del total de su capacidad, ya que a estas condiciones el compresor nos da una eficiencia energética baja.

### **6.7. Criterios termodinámicos y técnicos empleados en el diseño de sistemas de refrigeración industrial**

Después de revisar las bases técnicas y termodinámicas involucradas en la operación de los compresores reciprocantes y los compresores de tornillo, es importante hacer mención de los principales parámetros a tomar en cuenta en el diseño de sistemas de refrigeración industrial, para de esta manera dar un panorama más amplio de la importancia de una buena selección del equipo de compresión. Sin embargo, debido a que este trabajo no va enfocado al diseño de sistemas de refrigeración industrial como tal, sino que solo se trata de un estudio

para ayudar a seleccionar el tipo de compresor a usar; Únicamente se analizarán los parámetros relacionados al equipo de compresión.

### **6.7.1. Criterios termodinámicos**

Los criterios termodinámicos o parámetros termodinámicos son aquellos que de alguna forma influyen directamente en la determinación de la forma en la que se llevará a cabo un proceso termodinámico, y por lo tanto en las modificaciones del ciclo frigorífico.

- La relación de compresión es un parámetro de gran importancia en el diseño de sistemas de refrigeración industrial, ya que ayuda a definir el número de etapas de compresión bajo las que operará este. La relación de compresión como se definió anteriormente es la relación entre la presión absoluta de succión del equipo de compresión, y la presión absoluta de descarga del mismo. La presión de succión del compresor será la correspondiente a la existente en el evaporador en donde el fluido refrigerante realizará el cambio de fase. La presión de descarga será la presión que debe existir en el equipo de condensación, de manera que bajo dicha presión se logre tener una temperatura mayor a la del medio de enfriamiento y lograr la transferencia de calor que dará como resultado el cambio de estado del fluido refrigerante, y por lo tanto la presión de descarga es igual a la presión de condensación.

Para ilustrar la influencia de la relación de compresión tanto en el diseño de la instalación, como en el diseño de los equipos, se analizará termodinámicamente lo que ocurre al variar la relación de compresión.

La primera implicación, es que al trabajar con relaciones de compresión elevadas se tiene el riesgo de que la temperatura de descarga del compresor iguale o exceda la temperatura crítica.

Es importante notar que el compresor de tornillo cuenta con un muy eficiente sistema de enfriamiento de aceite con lo que puede controlarse perfectamente la

temperatura de descarga del fluido refrigerante para evitar sobrepasar la temperatura crítica, ya que durante la compresión existe un contacto directo entre el fluido, una gran cantidad de aceite y las partes en movimiento que este lubrica, de tal manera que al asegurar una baja temperatura en el lubricante, se controla la temperatura de descarga y se evita este problema en este tipo de compresores.

En la figura 5-11 se muestra el comportamiento de la temperatura de descarga con respecto a la relación de compresión para ambos tipos de compresores.

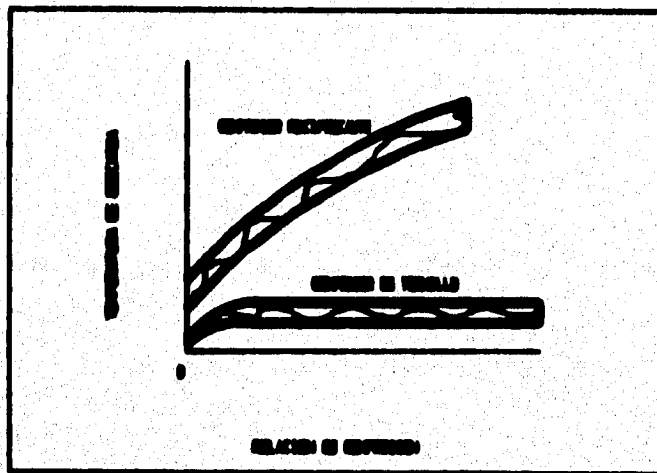


Figura 5-11. Variación de la temperatura de descarga con respecto a la relación de compresión para compresores recíprocos y compresores de tornillo.

Para el compresor recíproante la temperatura de descarga ( $T_d$ ) depende de la relación de compresión, y su comportamiento queda definido como sigue:

$$T_d = T_a (R_c)^{\frac{n-1}{n}}$$

donde:

$R_c$  = Relación de compresión.

$T_a$  = Temperatura de succión más baja ( $=$ ) k

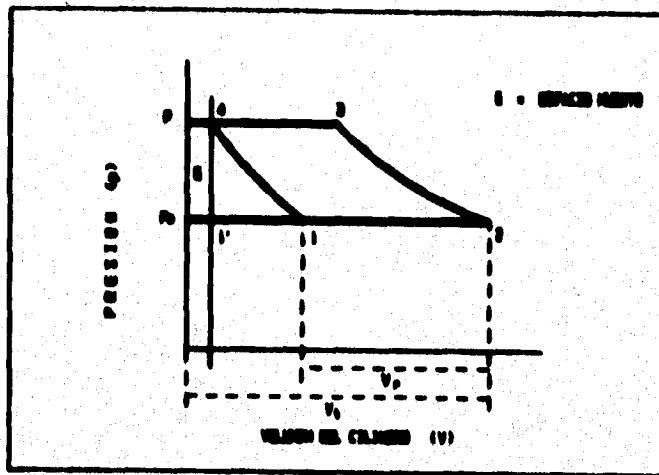
$n$  = Coeficiente politrópico ( $n=1.312$  para amoníaco).

Otra implicación de manejar relaciones de compresión demasiado elevadas es el hecho de que a medida que aumenta dicha relación, ya sea aumentando la presión de condensación, o disminuyendo la presión de evaporación, se tendrá una disminución del volumen real desplazado, y por lo tanto, disminuirá el rendimiento volumétrico ya que este se define como la relación entre el volumen real desplazado por el compresor, y el volumen teórico posible.

La principal razón de la reducción del volumen real desplazado es el espacio muerto del compresor.

En el compresor recíproante, como se mencionó anteriormente el espacio muerto es el espacio libre que se deja entre el plato de las válvulas y la parte superior del pistón cuando este se encuentra en la parte superior de la carrera, para evitar el contacto entre ambos. En el espacio muerto se quedará una pequeña parte del vapor comprimido por el compresor en el ciclo anterior, y al comenzar el nuevo ciclo, el pistón se moverá en dirección contraria al punto superior de la carrera, y antes que succione vapor a baja presión, el vapor que se encontraba a alta presión alojado en el espacio muerto, se reexpandirá hasta alcanzar la presión de evaporación, y a partir de dicho punto iniciará la succión. El volumen teórico y el volumen real a desplazar. Por lo tanto de la figura 5-12 se tiene que,

$$V_r = V_s - V'_1$$

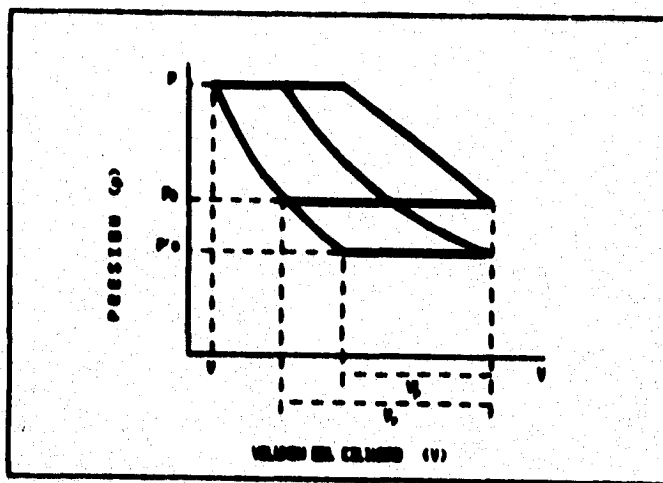


**Figura 8-12. Diagrama P-V para el proceso de compresión en un compresor recíproante.**

Una vez alcanzado el punto donde finaliza la succión, se realiza la compresión desde la presión de evaporación, hasta la presión a la que se lleva a cabo la condensación a partir de donde se realiza la descarga incompleta de vapor a esta presión.

El aumento de la relación de compresión tiene influencia negativa en el rendimiento volumétrico ya que al aumentar la presión de evaporación, disminuirá el rendimiento volumétrico. Dicho efecto se puede observar en la figura 8-12a.





**Figura 5-12a.** Diagrama P-V para el proceso de compresión con compresor recíproco al disminuir la presión de succión.

Si se pretendiera disminuir la presión de succión manteniendo la presión de condensación constante, dentro del compresor se llevaría a cabo la recuperación de vapor saturado desde P hasta  $P_1'$ , y debido a que se encontrará a una presión más baja, el vapor tiende a ocupar un volumen mayor dentro del cilindro, disminuyendo la cantidad succionada, y por lo tanto se reduce el volumen a desplazar y con ello el rendimiento volumétrico.

De igual forma si se conserva la presión de succión y se eleva la presión de descarga o de condensación hasta  $P_2''$  se tiene el mismo efecto, como se puede observar en la figura 5-13.

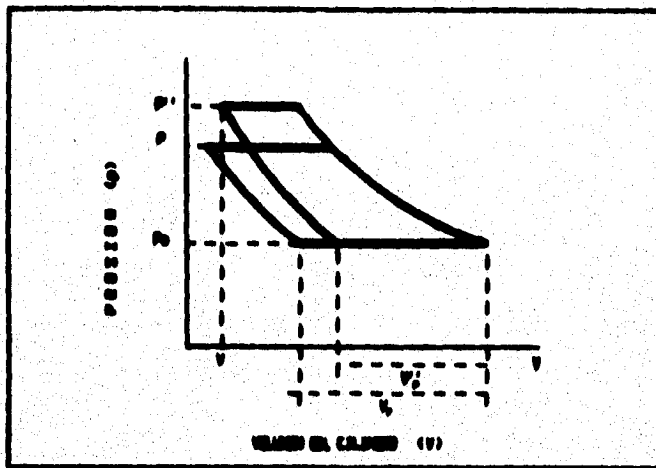


Figura 6-13. Diagrama P-V para el proceso de compresión con compresor recíprocente al aumentar la presión de condensación.

Siendo función de la relación de compresión y de espacio muerto, el rendimiento volumétrico teórico del compresor recíprocente puede calcularse como:

$$\eta_v = 1 - \xi_s [RC^{1/n}]$$

donde:

$\xi_s$  = Espacio muerto

$\eta_v$  = Rendimiento volumétrico

RC = Relación de compresión

n = Coeficiente politrópico.

Para el compresor de tornillo que como se ha dicho no posee válvulas de succión y descarga existe también un espacio muerto, debido a que al final de la descarga existe un cierto volumen de vapor comprimido no evacuado. Este vapor no descargado se expande nuevamente como ocurre con los gases contenidos en el espacio muerto de los compresores de pistón.

La magnitud del espacio muerto depende principalmente de la forma de los lóbulos de los rotores y de la lumbrera de descarga. Actualmente las máquinas de control numérico han permitido proyectar rotores con lóbulos asimétricos que reducen significativamente el espacio muerto y llevan a una sensible mejora en el rendimiento volumétrico. Lo anterior es importante pues permite al compresor de tornillo obtener buenos rendimientos aún al operar a altas relaciones de compresión.

La principal consecuencia de tener un rendimiento volumétrico bajo es que se requerirán un gran número de equipos, o equipos demasiado voluminosos, para desplazar el volumen de vapor generada en el evaporador.

Debido a las anteriores implicaciones (temperatura de descarga y rendimiento volumétrico) no resulta conveniente el manejar relaciones de compresión muy elevadas, siendo limitado su valor de acuerdo al tipo de compresión que se pretenda utilizar en el sistema de refrigeración, lo que lleva a la utilización de instalaciones con compresión múltiple. Los criterios termodinámicos dan la opción de pasar de compresión simple a compresión múltiple, pero los criterios técnicos definen cuál de esta puede utilizarse de acuerdo al intervalo de operación de los equipos.

### **6.7.2. Criterios técnicos**

De acuerdo a la forma en que operan, ambos compresores son volumétricos, solo que de acuerdo al elemento que lleva a cabo la compresión, el de pistón se encuentra dentro de los reciprocantes, y el de tornillo dentro de los rotativos. A continuación se presentan tablas comparativas de las principales características de dichos equipos de compresión.

### **Reciprocante**

- Pistones
- Cilindros
- Carcasa
- Válvulas de Succión
- Válvulas de Descarga
- Bielas
- Cigüeñal

El volumen de los vapores es reducido al disminuir el espacio entre pistón y cilindro debido al movimiento alternativo del primero.

Se deja fuera de servicio uno o varios cilindros, al abrir un conducto que crea un by-pass entre la succión y la descarga. La variación es fraccionada dependiendo del número de cilindros.

### **Tornillo**

- Tornillo hembra
- Tornillo macho
- Cuerpo
- Lumbrera de succión
- Lumbrera de descarga
- Válvula de pistón deslizante

El movimiento relativo de los rotores reduce el espacio entre los lóbulos donde se extrae el vapor, provocando la disminución del volumen y el aumento en la presión del mismo.

Mediante una válvula corrediza, se cambia el punto donde inicia la compresión y descubre un orificio que se encuentra en by-pass con la lumbrera de succión. La variación es modulada del 10 al 100%.

Otra de las características constructivas en los equipos de compresión es el sistema de enfriamiento de aceite que emplean para evitar el sobrecalentamiento de sus componentes y del propio fluido refrigerante. A continuación se presenta una tabla con las características de operación de los sistemas de enfriamiento de aceite más usuales para cada tipo de compresor.

Tipo de Compresor	Sistema de Enfriamiento del Aceite	Características de Operación
Compresor Reciprocante	Per medio de aire	El aceite es enfriado por efecto de realizar el enfriamiento de cabezas y camisas al exponer la superficie externa de estas a una corriente natural o forzada de aire.
	Per medio de agua	El aceite es enfriado por una corriente de agua fría que entra en contacto térmico con el aceite ya sea directamente, en un intercambiador de calor, o indirectamente al enfriar los componentes del compresor (cabezas y camisas).
	Per expansión directa de fluido refrigerante	El aceite una vez separado entra en contacto térmico con fluido refrigerante a baja presión y baja temperatura en un intercambiador de calor. Una vez enfriado el aceite, y si el fluido refrigerante tiene la posibilidad de absorber más calor, este último podría entrar a enfriar cabezas y camisas del compresor.

**Tipos de Compresión**      **Tipos de Refrigeración**      **Métodos de Expansión**

**Compresor de tornillo.**

Per medio de agua.

Per expansión directa de fluido refrigerante.

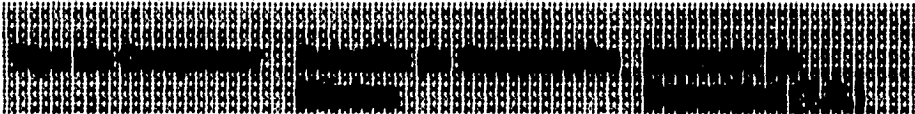
**Economizador**

El aceite despues de haberse separado del fluido refrigerante realiza un intercambio térmico con agua fría en el equipo destinado para este fin.

El aceite y el fluido refrigerante en proceso de compresión se enfrían al entrar en contacto térmico con una mezcla líquida-vapor de fluido refrigerante a una presión y temperatura intermedias que se inyecta a las inmediaciones de la compresión precisamente en el punto en el que el interior del compresor posee dicha temperatura. La temperatura de descarga se rige por el control del resqueamiento que tiene la válvula de expansión termostática de la línea de enfriamiento.

El aceite y el fluido refrigerante se enfrían por la inyección de fluido refrigerante en condiciones de vapor saturado a presión y temperatura intermedias de la compresión. El vapor se obtiene por evaporación generada a raíz del subenfriamiento interno del fluido refrigerante que alimentará a evaporadores en un intercambiador cerrado llamado **interenfriador economizador**.

Por las características operativas y termodinámicas de estos equipos de compresión, su diseño está restringido a intervalos de operación dentro de los cuales mantienen eficiencias razonables, y por lo tanto, resulta inconveniente utilizarlos fuera de dichas condiciones. Los intervalos de operación presentados a continuación, ayudan a determinar el tipo de compresor adecuado a las necesidades de la instalación.



**Reciprocante**

**10 : 1**

**2 - 250**

**Tornillo**

**20 : 1**

**10 - 1500**

A continuación se presentan a manera de resumen las ventajas y desventajas de estos equipos de compresión.

<b>Compresor de Tornillo</b>		<b>Compresor de Pistón</b>	
<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Menor potencia consumida que el compresor de tornillo bajo carga parcial.	Maneja bajas relaciones de compresión.	Capacidad de producir altas relaciones de compresión.	Alta potencia consumida bajo carga parcial.
Cuenta con accesorios sencillos de enfriamiento de aceite y control.	Únicamente opera en régimen seco.	Capacidad de admitir líquido.	Emplear motores con baja disponibilidad en el mercado.
Emplea motores convencionales	Origina altas temperaturas de descarga.	Bajas temperaturas de descarga.	Requiere accesorios para el enfriamiento y control complicados.
	Cuenta con un gran número de partes en movimiento.	Construcción simple y contar con un mínimo de partes en movimiento.	Possibilidad de que el personal de servicio requiera capacitación extra.
	Existe espacio muerto	Espacio muerto casi nulo.	



**La elección del tipo de compresor debe ser el reflejo del análisis de las condiciones bajo las que operará el equipo de compresión incluyendo algunos parámetros como: consideraciones de espacio, costos de adquisición y costos de operación, los cuales finalmente se verán reflejados en consumo de energía.**

**Debe elegirse el compresor de tornillo siempre que la relación de compresión exigida exceda aquella que pueda alcanzarse con los compresores recíprocos, y cuando la potencia frigorífica sea tal que para cubrirla con estos últimos sería necesario un gran número de ellos, considerando que es recomendable por cuestiones de espacio, que dentro del cuarto de máquinas exista un máximo de cinco compresores.**

**En los casos en los que tanto por la capacidad como por la relación de compresión pueda utilizarse cualquiera de los dos tipos de compresor, la elección debe basarse en el parámetro de operación a carga parcial. Por las características propias del sistema de reducción de capacidad del compresor de tornillo, aunque esta ocurre de forma modulada, durante la operación de la instalación bajo capacidad reducida, se tendrá una mayor potencia consumida que la empleada si se utilizaran compresores recíprocos. Por lo tanto, si la instalación trabajará bajo condiciones de capacidad reducida del 50% o menos del total, durante más del 40% de las horas de trabajo al día, es recomendable el empleo de compresores recíprocos.**

**De igual forma el parámetro de capacidad reducida sirve para decidir entre el empleo de una instalación con dos etapas de compresión utilizando compresores recíprocos, o con una etapa de compresión empleando compresores de tornillo (siempre y cuando ambos se encuentren operando convenientemente dentro de su intervalo de diseño). Si la instalación operará bajo una capacidad menor al 50% durante más del 40% del día de trabajo, es aconsejable diseñar una instalación con dos etapas de compresión con el empleo de compresores recíprocos.**

Debido a que una parte importante de los costos de operación de una instalación frigorífica corresponden al gasto de energía eléctrica empleada por los compresores, es recomendable elegir un sistema de compresión que consuma la menor cantidad de energía eléctrica, y para ello debe auxiliarse de la condición de trabajo llamada "Trabajo de Compresión" ( $W$ ), que está relacionada con la energía necesaria para realizar la compresión. De tal forma que el sistema de compresión que requiera un menor trabajo de compresión será el que origine menores gastos de operación.

## **CAPITULO VI**

### **Importancia del ahorro de energía**

#### **6.1. El por que del ahorro de energía**

La formación de una cultura de ahorro de energía ha sido una prioridad que el mundo entero ha impulsado a partir de la gran crisis energética de 1973, y que en países como Estados Unidos han permitido disminuir sus índices de consumo en proporciones verdaderamente significativas, acompañando el impulso de una conciencia social con una serie de medidas legales y sanciones importantes a aquellos integrantes de la sociedad que no han mostrado la solidaridad que la emergencia reclama.

En México, los esfuerzos por crear una conciencia de ahorro de energía son aún incipientes y los trabajos para normalizar muchos de sus instrumentos apenas se están iniciando, considerando que esta situación se torna cada vez más grave.

Actualmente en México se desarrollan proyectos de ahorro de energía en varias empresas, esto en coordinación con instituciones como el FIDE (Fideicomiso de Apoyo al Programa de Ahorro de Energía del Sector Eléctrico), el IIE (Instituto de Investigaciones Eléctricas), la UNAM, etc.

Entre los fenómenos más importantes que se han presentado en el contexto del ahorro de energía eléctrica a nivel mundial está el de la llamada Administración del Lado de la Demanda (DLM por sus siglas en inglés). Fundamentada en la lógica económica de que para las empresas eléctricas puede ser más barato invertir en modificar los consumos de los usuarios que en construir nuevas plantas de generación, la DLM es una actividad ampliamente

**desarrollada en los Estados Unidos de Norteamérica, nación donde fue creada hace ya más de quince años.**

**Por impedimentos de carácter estructural y cultural particulares de México, la DDM no se ha asumido tal y como se ha desarrollado en los EUA. Falta de información sobre lo que ocurre del "otro lado del medidor", poco desarrollo de consultores de energía, limitada presencia de productos eficientes en energía en el mercado y falta de una estructura formal en las empresas eléctricas que se oriente a la DDM, son algunos de los impedimentos serios existentes en la actualidad en México para asumir la DDM. Estas por supuesto, no son razones para no seguir adelante, sino retos que hay que enfrentar para mejorar la eficiencia del uso de la electricidad en México y, por lo tanto de hacer un mejor uso de recursos escasos y así, evitar un mayor deterioro de nuestro ambiente.**

**La refrigeración con amoníaco es, por definición, un proceso donde la energía mecánica es usada para transferir energía en forma de calor a un área o sustancia donde la energía calorífica es requerida para llevar a cabo alguna función. El Institute Internacional de Refrigeración con Amoníaco (IAR, por sus siglas en inglés), durante muchos años ha difundido las ventajas que el amoníaco ofrece como refrigerante en sistemas de refrigeración; tal como la eficiencia en términos de los BHP/Ton y los coeficientes de operación.**

**La situación energética durante los últimos años, ha obligado a tratar de prevenir lo que en el futuro será el área de la energía a nivel mundial, lo que ha llevado a buscar mayores eficiencias energéticas en el diseño de sistemas de refrigeración. Actualmente se realizan investigaciones en el diseño y construcción de equipos y en las técnicas de los procesos, de la refrigeración esto con el fin de minimizar el consumo de energía.**

**En países industrializados el consumo de energía para propósitos de refrigeración va desde un 2% hasta un 20% del consumo total de energía. Una gran parte de esta energía es producida por métodos tradicionales, lo que contribuye a aumentar el llamado efecto invernadero en nuestro planeta. El gran uso de refrigerantes que contienen cloro ha sido el causante de la destrucción**

de la capa estratosférica de ozono y en muchos casos un innecesario consumo de energía. Los nuevos refrigerantes deben ser libres de cloro, por lo que se han hecho indicaciones acerca de usar amoníaco en muchas plantas de refrigeración.

Es importante que al diseñar una planta de refrigeración se analicen todas las posibilidades para de esta manera hacer plantas más eficientes. Uno de los parámetros más importantes es el relacionado con el consumo de energía y los efectos que cause al medio ambiente.

### **6.1.1. Compresores reciprocantes**

Desde los años cincuenta, en que fueron desarrollados los compresores multilíndros de alta velocidad se han hecho mejoras hasta llegar a los que actualmente se tienen. Con estas mejoras se ha obtenido una mayor eficiencia volumétrica y un incremento en la eficiencia adiabática. Los factores más importantes han sido:

- a) la reducción del espacio muerto
- b) el uso de mejores materiales en las válvulas de succión y descarga para una mejor operación
- c) mejoras en las condiciones de succión y descarga para evitar caídas de presión
- d) mejoras en lubricación
- e) la transmisión de potencia por medio de sistemas de bandas de alta eficiencia que se adaptan a la capacidad del compresor y con ello a los requerimientos de frío.

### **6.1.2. Compresores de tornillo**

Durante los años recientes se han tenido importantes avances en este tipo de compresores. Especialmente en compresores que trabajan con tornillos gemelos. Estos avances principalmente se deben a:

- a) nuevos perfiles de tornillos asimétricos
- b) redamientes artificialmente
- c) control de volumen variable
- d) operación sin bomba de aceite
- e) operación óptima por medio de control con microprocesador
- f) nuevos tipos de aceites para la lubricación del compresor.

## **6.2. Aspecto económico del ahorro de energía**

El proceso de administración de los recursos energéticos, consiste en la aplicación de diversas técnicas que permitan alcanzar la máxima eficiencia en el uso de energéticos utilizados en una planta industrial.

Actualmente se hace mucho énfasis en el uso de tecnologías que contribuyan al ahorro de energía. En general, el alto costo de la energía se justifica debido a la crisis energética que cada día afecta más la economía mundial por la escasez de combustibles fósiles y el poco apoyo al uso de tecnologías alternativas para la producción de energía. Un estudio reciente sobre los costos futuros de la energía, indica que por cada año los costos de producción mediante el uso de petróleo crudo como combustible, se incrementarán en un 10 %. El gas natural será el combustible más alto con un incremento de un 20% anual. La electricidad, gracias a las instituciones promotoras de ahorro de energía, tendrá un incremento del 6% anual.

## **6.3. La energía eléctrica en México**

México dispone actualmente de una capacidad instalada de 25 millones de kilowatts, con lo que se obtiene una producción de 105 mil millones de kilowatts hora por año, para atender a 15 millones de usuarios

**Del total de la energía producida, la industria absorbe el 56%, mientras que el consumo doméstico representa el 21%, los servicios públicos y comerciales el 15% y la agricultura el 8%.**

**Nuestra capacidad de generación de energía eléctrica, es comparable a la de algunos países de ingreso medio, lo que constituye un indicador del desarrollo alcanzado.**

**La capacidad de generación de México es producto de sus instituciones y de muchas décadas de esfuerzo de los técnicos y trabajadores del sector.**

**El continuo aumento en la capacidad ha significado grandes inversiones, sostenido aún durante el prolongado período de la reciente crisis, en la que se logró mantener un equilibrio relativo entre la oferta y la demanda, con escasos márgenes para proteger la economía de un colapso energético.**

**Si el país se propusiera suministrarla con los ineficientes patrones de consumo del aparato productivo, la capacidad de generación requeriría tasas de crecimiento del 8% anual, que en 10 años, significaría instalar otro tanto de todo lo realizado en lo que va del siglo.**

**Debemos advertir que no toda la energía de nuestro país se aprovecha cabalmente; hay evidencia de cuantiosos desperdicios, así como de usos inadecuados e ineficientes de instalaciones y aparatos.**

**Como en todos los aspectos de nuestra economía, el incremento de la productividad en el uso de la energía eléctrica es un imperativo inaplazable. Su empleo racional en cada una de las empresas -pequeñas, medianas y grandes contribuirá a aumentar la competitividad de la producción nacional, que es decisiva en el momento actual.**

**Es así que el país en su conjunto deberá esforzarse por abatir la demanda de energía eléctrica, mediante un programa de ahorro y uso eficiente que, sin**

**mayores sacrificios de los usuarios, permita liberar recursos para atender otras necesidades no menos prioritarias.**

**Se trata de transferir hacia una nueva cultura de eficiencia y racionalidad, cimentada en la participación responsable, comprometida y solidaria.**

**El ahorro de energía habrá de adquirir sentido en la medida en que se incorporen un número cada vez mayor de actores sociales, por lo que se exhorta a las empresas y grupos organizados, y a la población en general, a sumarse a este gran esfuerzo.**



## **CAPITULO VII**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

La elección del tipo de compresor debe ser el reflejo del análisis de las condiciones bajo las que operará el equipo de compresión incluyendo algunos parámetros como: consideraciones de espacio, costos de adquisición y costos de operación, los cuales finalmente se verán reflejados en consumo de energía.

Durante el desarrollo de éste trabajo se pudo ver que el compresor de tornillo nos ofrece muchas ventajas con respecto al compresor de pistones o compresor recíprocante, sobre todo en costos de operación; por lo que se recomienda lo siguiente:

Debe elegirse el compresor de tornillo siempre que la relación de compresión exigida exceda aquella que pueda alcanzarse con los compresores recíprocantes y cuando la potencia frigorífica sea tal que para cubrirla con estos últimos sería necesario un gran número de ellos, considerando que es recomendable por cuestiones de espacio, que dentro del cuarto de máquinas exista un máximo de cinco compresores.

En los casos en los que tanto por la capacidad como por la relación de compresión puede utilizarse cualquiera de los dos tipos de compresor, la elección debe basarse en el parámetro de operación a carga parcial. Por las características propias del sistema de reducción de capacidad del compresor de tornillo, aunque esta ocurra de forma modulada, durante la operación de la instalación bajo capacidad reducida, se tendrá una mayor potencia consumida que la empleada si se utilizarán compresores recíprocantes. Por lo tanto, si la instalación trabaja bajo condiciones de

**capacidad reducida del 50% o menos del total, durante más del 40% de las horas de trabajo al día, es recomendable el empleo de compresores recíprocos; en caso contrario el compresor de tornillo nos dará mejores resultados, no solo en consumo de energía, sino en los costos de operación en general.**

**Es importante mencionar que una instalación en la que se requiera de más de un compresor, se pueden utilizar los dos tipos de compresores, es decir, el de tornillo y el recíproco; esto con el fin de operar con una mayor eficiencia cuando el sistema trabaja bajo carga parcial.**

**Finalmente, las comparaciones entre los dos tipos de compresores son muy importantes al momento de requerir los servicios de estas máquinas dentro del campo de la refrigeración industrial, ya que de esto se derivan factores muy importantes tanto económicos como operativos, que se reflejarán a lo largo del tiempo de vida útil de éste tipo de máquinas.**

## **BIBLIOGRAFIA**

**1.-BIRGER, Grinnby, Stal Refrigeration Corp., Mechanical implications of various oil cooling methods on screw compressors., International Institute of Ammonia Refrigeration, Washington D.C., U.S.A. 1982, 10 pp.**

**2.-BLASQUEZ, Alberto, Refrigeración Industrial, Equipo Válvulas y Centroles, México, 292 pp.**

**3.-BRUCE, S. Schaeffer, Frick Company, An economics approach to energy conservation., International Institute of Ammonia Refrigeration, Washington, D.C., U.S.A. 1982, 19 pp.**

**4.-DOSSAT, Roy J., Principios de refrigeración, Ed. Cia. Editorial Continental, D.F., México, 1988, 684 pp.**

**5.-FIDE, Cómo ahorrar energía, México 1985, 14 pp.**

**6.-FIDE, Elementos básicos de un diagnóstico energético orientado a la aplicación de un programa de ahorro de energía. México 1985, 8 pp.**

**7.-FIDE, Oportunidades de ahorro de energía eléctrica en la rama industrial química, México 1985, 18 pp.**

**8.-FRICK, Catálogos de selección de compresores de tornillo, Pennsylvania E.U.A., 1981, 35 pp.**

**9.-GUTIERREZ PEREZ, Reguera Cesar, El Protocolo de Montreal un reto a la ingeniería, una aproximación a la sustitución de los fluorocarbonos como refrigerantes. UNAM, México 1994**

**10.-HOLGER, Tycheen, Environment friendly, energy optimized industrial refrigerating compressors., International Institute of Ammonia Refrigeration, Washington D.C. U.S.A. 1992, 15 pp.**

**11.-KENNETH, Werk, Termodinámica, Editorial Mc-Graw Hill, 4a. Edición, México 1989, 905 pp.**

**12.-MORENO, López F.J., Revisión de criterios empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas, UNAM, México 1994. 150 pp.**

**13.-MYCOM, Refrigeración principios, diseño, aplicaciones, Mayekawa de México, S.A. de C.V. 158 pp.**

**14.-NOYES, J.A., Schnacke-Grasso Inc., Fields of application for ammonia compressors, International Institute of Ammonia Refrigeration., Washington, D.C., U.S.A. 1992, 18 pp.**

**15.-TRONDHEIM, University, A balanced view of reciprocating and screw compressor efficiencies., International Institute of Ammonia Refrigeration., Washington, D.C. U.S.A. 1992, 6 pp.**

**16.-STOECKER, W. F., Pérez Blanco H., Refrigeración Industrial, Editorial Business News Publishing Company, Michigan E.U.A. 1992. 379 pp.**

**17.-VILTER, Catálogo de selección de compresores recíprocos y de tornillo, Vilter Manufacturing Corporation, Milwaukee, Wisconsin E.U.A. 149 pp.**

**18.-VILTER, Tecnología en compresores de refrigeración, Departamento de Investigación y Desarrollo, Vilter Manufacturing Corporation, Milwaukee, Wisconsin, E.U.A. 25 pp.**