

EL CICLO DE COMPRESIÓN EN UNA MÁQUINA RECIPROCANTE

En la anterior entrega hicimos mención a estudiar en el plano $p - v$ (presión – volumen) el ciclo de compresión de una máquina reciprocante con el objetivo de visualizar la influencia de la relación de compresión r_c sobre la capacidad de bombeo del compresor.

Si tomamos como referencia el dibujo adjunto partimos del supuesto que la $p_c = p_d$ y que la $p_e = p_s$. Suponemos que disponemos de una máquina compuesta por un émbolo de diámetro d , que se desplaza en el cilindro con una carrera l y que la máquina gira a z rpm.

Es necesario recordar que en los compresores utilizados en refrigeración las válvulas de succión y de descarga se mantienen en posición mediante resortes y que se abren solo por efecto de la diferencia de presiones dentro de la cámara.

El **punto 1** describe el comienzo de la carrera de compresión de los gases admitidos. Antes de alcanzar el punto muerto superior PMS, los gases alcanzan el valor de la presión de condensación p_c impuesta por el condensador, **punto 2**, produciéndose un instante después una sobrepresión que abre la válvula de descarga, venciendo así la presión del resorte que la mantiene cerrada. En su desplazamiento hacia el PMS el émbolo desaloja los gases comprimidos, hasta que alcanza el PMS, **punto 3** del ciclo.

Como por razones constructivas entre la cabeza del émbolo y la culata del cilindro queda un espacio físico – *el espacio nocivo* – queda en él una masa de refrigerante atrapada que no será desalojada del cilindro.

A partir de ese punto comienza la carrera de aspiración. Para que dentro del cilindro se produzca una caída de presión suficiente para que la válvula de aspiración se abra, es decir una presión un tanto menor que la de evaporación, será necesario expandir dentro del cilindro el gas no desalojado, por lo cual el volumen de gases realmente admitido será el descrito entre los **puntos 4 y 1** del diagrama de la **figura 1**.

Tenemos en consecuencia que el **volumen** de gas **admitido** realmente está representado por la diferencia $V_1 - V_4 = V_{adm}$, en tanto que el **volumen desplazado** está representado por la diferencia $V_1 - V_3 = V_{desp}$, valor este que se refiere al volumen físico del cilindro.

Se define entonces la **eficiencia volumétrica** $e_v = V_{adm} / V_{desp}$ por lo que el volumen admitido de gas refrigerante está dado por la ecuación $V_{adm} = e_v \times V_{desp}$, donde el valor de e_v es **función inversa** de la relación de compresión, es decir que si la relación de compresión aumenta la eficiencia volumétrica disminuye, por lo cual habrá de disminuir el volumen de gas admitido por el compresor.

Ese efecto se visualiza en la **figura 2**, en donde si bien se supone que mantenemos constante las condiciones de descarga y de condensación, hemos representado en el ciclo una disminución importante en las condiciones de succión del compresor, en la medida que $P'_e < P_e$ y consecuentemente $P'_s < P_s$. Tal como se indica en la figura 2, en este caso la relación de compresión $r'_c > r_c$.

Se visualiza claramente que para este caso el volumen admitido está representado por la diferencia $V'_1 - V'_4$ notoriamente menor que la diferencia $V_1 - V_4$.

Esto se explica porque para generar en el cilindro una presión ligeramente menor a la presión de evaporación, de modo que la válvula de admisión se abra, se debe expandir el gas atrapado en el espacio nocivo utilizando una porción mayor de la carrera descendiente (hacia el PMS) del émbolo.

Mediante un razonamiento análogo podemos concluir que si se siguiera descendiendo la presión de succión, se habrá de alcanzar un valor en el que el compresor no podrá admitir refrigerante, limitándose a comprimir y expandir el gas atrapado en el espacio nocivo. Eso significa que el sistema no habrá de funcionar en la medida que no se produce flujo de refrigerante.

Si se introduce algunas ecuaciones podemos expresar el volumen admitido en función de la geometría de la máquina, es decir diámetro del émbolo d , su carrera l , el número de cilindros n y la velocidad de giro z .

Así el volumen admitido $V_{adm} = e_v \cdot \pi \cdot d^2/4 \cdot l \cdot n \cdot z$ donde si se expresa el diámetro en m, la carrera en m, y la velocidad de giro z en rpm (revoluciones por minuto) el volumen admitido estará expresado en $V_{adm} = m^3/min$.

Si en esta ecuación agregamos la condición de salida del refrigerante del evaporador, expresada por el volumen específico en ese punto v_{esp} , medido en m^3/Kg , tendremos el flujo másico a través del compresor en función de las condiciones de marcha del sistema:

$$\dot{m}_{ref} = e_v/v_{esp} \cdot \pi \cdot (d^2/4) \cdot l \cdot n \cdot z,$$

ecuación ésta que nos dará el gasto de refrigerante en m^3/min .

Un razonamiento análogo se puede realizar fijando la presión de evaporación e incrementando la presión de condensación; la relación de compresión se incrementará hasta llegar un punto en el que no habrá desplazamiento de refrigerante.

Estas situaciones se controlan con dispositivos de protección del compresor, presostato de baja y alta presión respectivamente, lo que posibilita que la máquina no descienda la presión de succión por debajo del límite fijado y, en el otro extremo que la presión de descarga no sobrepase valores límite, tomados para proteger órganos del compresor así como la integridad de los aceites y del propio refrigerante.

Este análisis teórico sobre la vinculación entre la relación de presiones de un sistema, la relación de compresión y la eficiencia volumétrica de una máquina, tiene algunos detalles adicionales.

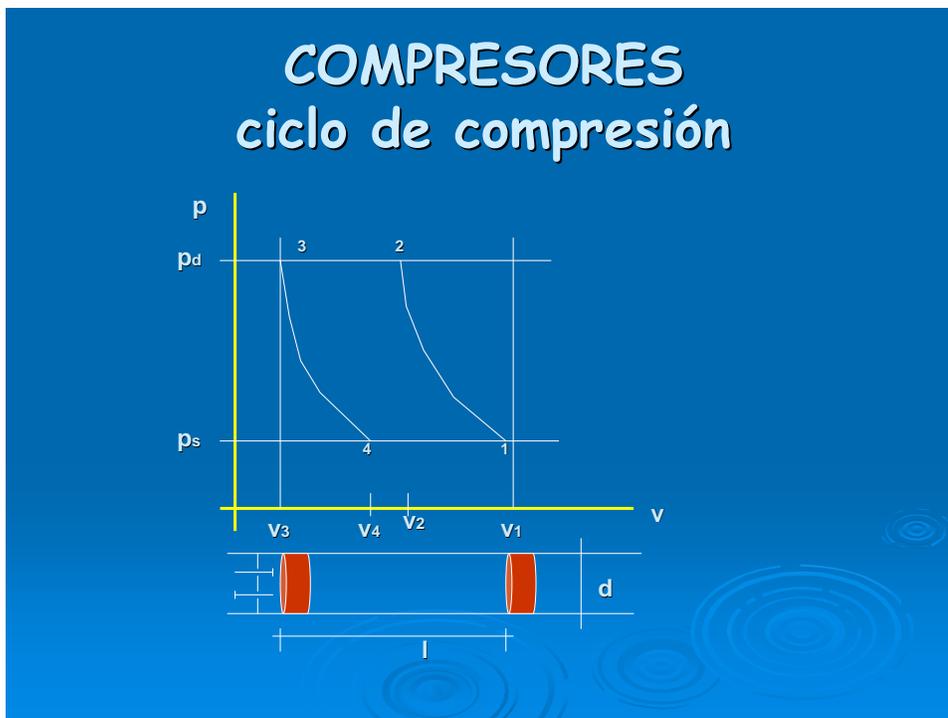
La eficiencia volumétrica de un compresor se ve afectada además por el desgaste en los aros del mismo, las posibles fugas en las válvulas de succión y descarga y el sobrecalentamiento excesivo del refrigerante a la salida del evaporador o el generado en la línea de aspiración por defectos en su diseño o trazado.

Como consideración final de lo expuesto y su aplicación en el campo de trabajo, se entiende que en las instalaciones comerciales se hace necesario instalar manómetros en la aspiración y en la descarga de los compresores, dado que de esta forma se puede tener una clara noción de las condiciones de funcionamiento del sistema, tanto en el régimen de marcha normal como cuando ocurren situaciones diferentes. Si bien estos sistemas funcionan en forma semiautomática o totalmente automatizados, en el momento de realizar el mantenimiento preventivo es necesario conocer todos los parámetros de marcha.

Disponer de indicaciones de ambas presiones posibilita no solo conocer la condición de marcha del compresor sino además saber como funciona la condensación del sistema y las exigencias en los evaporadores.

Para las situaciones en las que se hace necesario realizar un mantenimiento correctivo, resulta imprescindible contar con los valores de presión de succión y de descarga a fin de lograr tener una idea clara de las condiciones de funcionamiento que generan eventuales episodios de falla.

Desde el punto de vista conceptual este desarrollo es válido para otros tipos de compresores.



INCIDENCIA DEL INCREMENTO EN LA RELACION DE COMPRESION SOBRE EL VOLUMEN DE REFRIGERANTE ASPIRADO POR EL COMPRESOR

CICLO DE COMPRESION

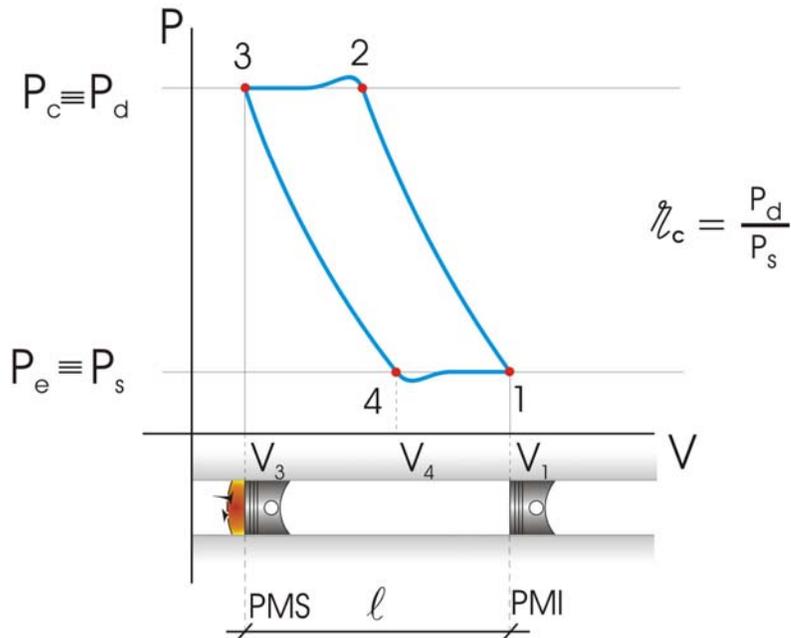


FIGURA 1

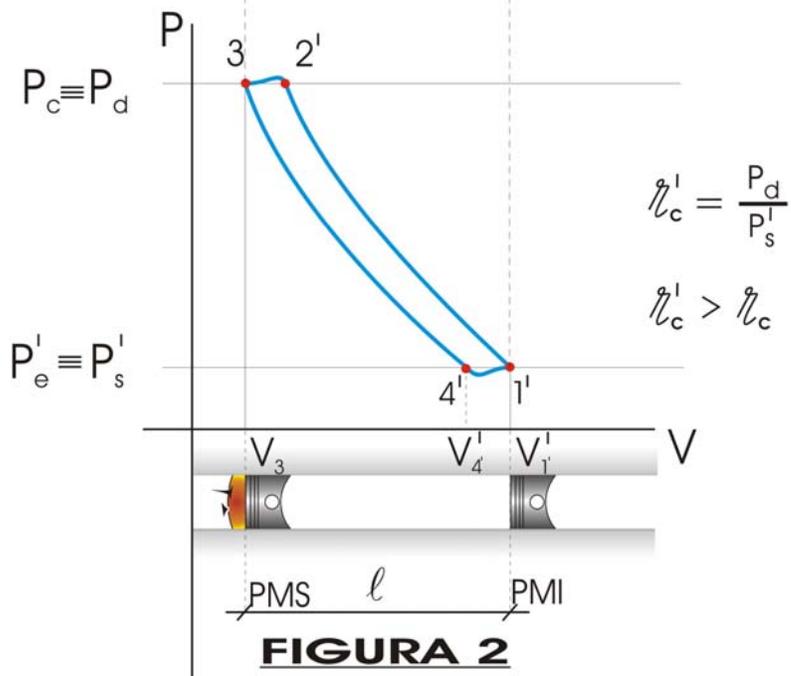


FIGURA 2

Gregorio Dassatti

ETAPA DE TRABAJO DE UN COMPRESOR Y POTENCIA FRIGORIFICA

Para indicar la potencia de un compresor utilizado en sistemas de refrigeración es imprescindible indicar lo siguiente:

1. El refrigerante para el cual se aplica el compresor.
2. Las condiciones de trabajo del sistema, temperatura de evaporación y temperatura de condensación.
3. El sobrecalentamiento en la succión del compresor.
4. El subenfriamiento en la salida del condensador.

Esta información tiene directa relación con el concepto de **ETAPA DE TRABAJO** de un compresor.

Se define la **ETAPA DE TRABAJO** de un compresor indicando la presión de succión y la presión de descarga a la que esa máquina habrá de trabajar.

En la práctica estos valores se indican de una manera indirecta, utilizando el valor de la temperatura de saturación del vapor a la presión de evaporación del sistema (P_e) que se considera es igual a la presión de succión del compresor (P_s) y, la temperatura de saturación del refrigerante que corresponde a la presión de condensación del sistema (P_c) que se considera coincide con la presión de descarga del compresor (P_d).

Ejemplo: supongamos un sistema que trabaja con R 717 (NH_3 , Amoníaco) evaporando a $-10\text{ }^\circ\text{C}$ y condensa a una temperatura de $+35\text{ }^\circ\text{C}$.

La etapa de trabajo del compresor del sistema será $-10\text{ }^\circ\text{C} / +35\text{ }^\circ\text{C}$ y nos estará indicando en forma indirecta que el compresor aspira a una presión de 3 Bar manométrico y descarga a una presión de 12 Bar manométrico, aproximadamente.

LA POTENCIA FRIGORÍFICA de un determinado compresor se expresa en Kcal/h, o en BTU/h o en Kwatt, pero siempre debe estar asociada a la etapa de trabajo en la que se instalará esa máquina.

Las tablas en las que se expresan las potencias de los compresores, indican las mismas referidas a temperaturas de evaporación, temperatura de condensación y además se tiene en cuenta qué sobrecalentamiento se realiza en la aspiración del compresor y el subenfriamiento del líquido en la descarga del condensador.

Gregorio Dassatti
A.S.H.R.A.E. Member
i.i.a.r. Member