# COMPRESORES

pfernandezdiez.es

**Pedro Fernández Díez**

# I.- COMPRESORES ALTERNATIVOS

pfernandezdiez.es

## I.1.- INTRODUCCIÓN

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. En esta última característica precisamente, se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles.

Un compresor admite un fluido (gas o vapor) a una presión $p_1$ dada, descargándolo a una presión $p_2$ superior, Fig I.1. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina de vapor.

*Campo de utilización.-* Los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados en el intervalo, 0÷1000 $m^3/h$, entrando en competencia con los de paletas, tornillo, etc.

## I.2.- FACTORES INCLUIDOS EN EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO REAL

El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el fluido comprimido sea perfecto, Fig I.3. Con ésto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión.

El *volumen de desplazamiento* de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa, Fig I.2; en el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón. El volumen desplazado $V_D$ por un compresor es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de la misma.

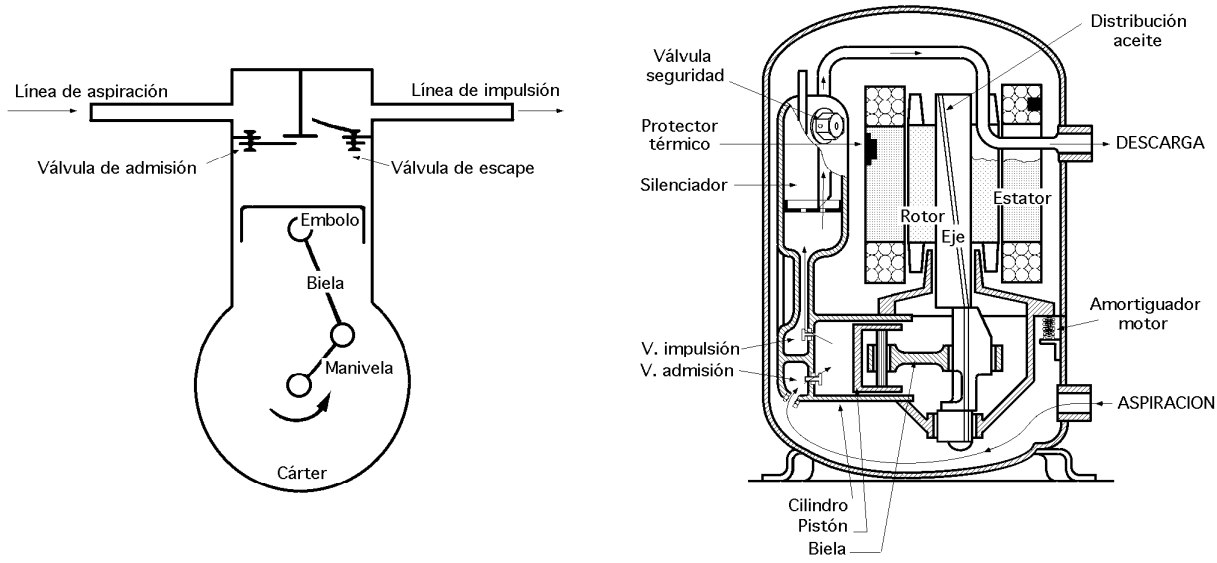


*Fig I.1.- Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo, y partes de un compresor hermético*

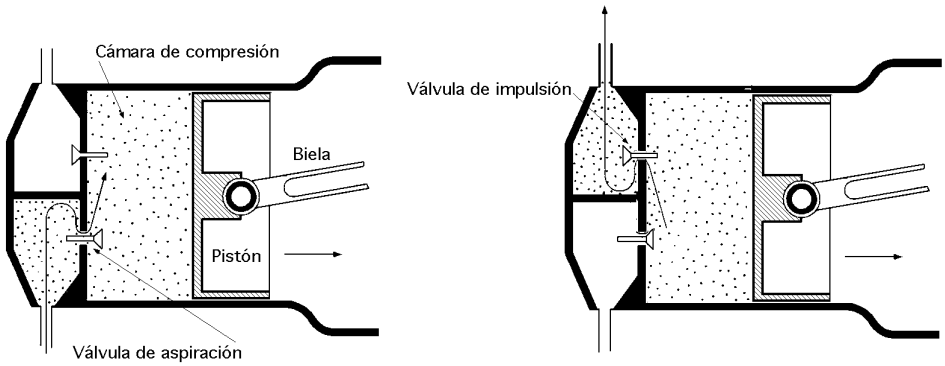


*Fig I.2.- Volumen barrido en un compresor alternativo*

En el caso de ser un compresor de más de una etapa, el volumen desplazado viene indicado por la primera etapa.

El *espacio muerto* $V_0$ corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto, estimándose entre un 3% ÷ 10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor; ésto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión $p_2$ debe expansionarse hasta la presión $p_1$ antes de permitir la entrada de aire en el cilindro. Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético.

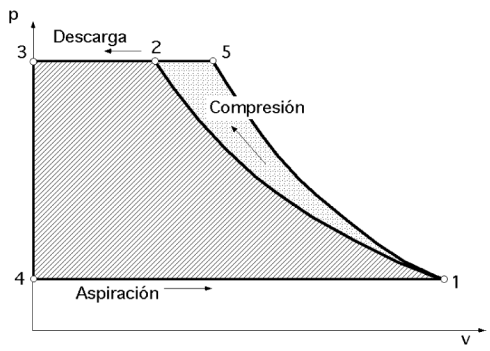


*Fig I.3.- Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto*

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

La causa principal de la disminución del volumen de fluido efectivamente desplazado por un compresor es el espacio muerto o perjudicial. En el ciclo interno teórico del compresor, Fig I.4, al término de la compresión la presión es $p_2$; el fluido comprimido pasa entonces a la línea de escape, recta (2-3), pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen $V_0$, espacio muerto. En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen $V_0$ de fluido se expansiona hasta el punto 4, presión $p_a$, y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de fluido dentro del cilindro.

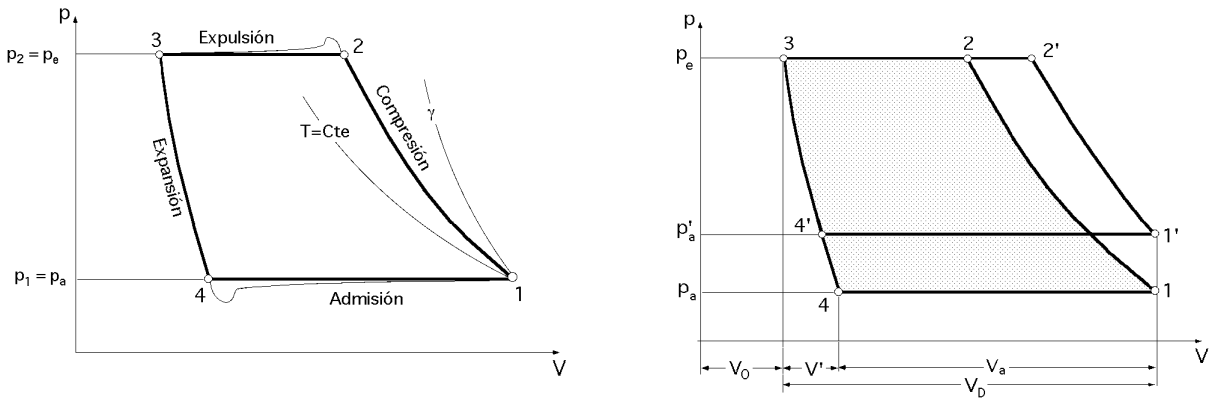


*Fig I.4.- Diagrama de un compresor alternativo ideal*

Si la transformación (3-4) es una politrópica de exponente $n$ se cumple:

$$p_e V_0^n = p_a (V_0 + V') \quad ; \quad \frac{V'}{V_0} = \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{1/n} - 1$$

siendo la relación de compresión: $\varepsilon_c = \dfrac{p_e}{p_c} = \dfrac{\textit{Presión absoluta en el escape}}{\textit{Presión absoluta en la aspiración}}$

***Retraso en la apertura de la válvula de admisión***.- Hasta que la presión dentro del cilindro para vencer la tensión del resorte de la válvula de admisión sea $(p_a - \Delta p_a)$ ésta no se abrirá; por lo tanto, el fluido al entrar en el cilindro sufrirá una expansión $\Delta p_a$ (laminación) a su paso por el orificio de la válvula de admisión. Esto quiere decir que mientras dura la aspiración la presión del fluido dentro del cilindro es menor que la reinante en la línea de aspiración.

La consecuencia de este retraso en la apertura de la válvula de admisión es que el volumen admitido dentro es menor, pues parte de la carrera teórica de admisión del pistón se emplea en expansionar el fluido desde $p_a$ hasta, $(p_a - \Delta p_a)$.

***Retraso en la apertura de la válvula de escape***.- Por idéntico motivo, para que pueda salir el fluido en el escape, deberá estar dentro del cilindro a una presión $(p_e + \Delta p_e)$ ligeramente superior a la $p_e$ reinante en la línea de escape. En el supuesto de que en el punto muerto superior la presión dentro del espacio muerto no tenga tiempo material de igualarse a la $p_e$ de la línea de escape, el recorrido del pistón en el retroceso para la expansión del fluido del espacio muerto, no ya desde $p_e$ hasta $(p_a - \Delta p_a)$, sino desde $(p_e + \Delta p_e)$ hasta $(p_a - \Delta p_a)$, deberá ser mayor, disminuyendo también por este concepto la carrera útil de admisión del pistón, y por lo tanto el volumen realmente admitido en el cilindro.

A señalar que los efectos debidos a los retrasos de apertura en las dos válvulas no están influenciados por el valor de la relación de compresión.

***Calentamiento del cilindro***.- El fluido admitido en el cilindro en la carrera de admisión, se calienta al ponerse en contacto con las paredes interiores del cilindro, que están a temperatura más elevada, y también por el hecho de que el fluido comprimido no es perfecto, rozamiento, disminuyendo su densidad, o lo que es lo mismo, aumentando su volumen específico.

Por esta razón, al final de la carrera de admisión el peso total de fluido admitido en el punto muerto inferior será menor, o lo que es lo mismo, el volumen aspirado, medido en las condiciones reinantes en la línea de aspiración, será menor que el barrido por el pistón en su carrera útil de admisión. Hay que tener en cuenta que este calentamiento del cilindro es función de la relación de compresión y aumenta al elevarse ésta. La pared del cilindro se calienta por doble motivo: por contacto directo con el fluido a alta temperatura y por rozamiento mecánico entre pistón y cilindro.

***Inestanqueidad de válvulas y segmentos.***- Por este concepto, el volumen que realmente llega a impulsar el compresor es todavía menor; la inestanqueidad aumenta igualmente al elevarse la relación de compresión.

## I.3.- POTENCIA MECÁNICA Y RENDIMIENTOS

***Potencia teórica del compresor.-*** En un compresor alternativo ideal, el volumen $V_D$, m³/h, de fluido que proveniente de la línea de aspiración es succionado hacia el cilindro, comprimido a continuación y expulsado al final, precisa de una potencia teórica:

$$N_t = V_D \ \frac{m^3}{hora} \ \rho \ \frac{kg}{m^3} \ \Delta i \ \frac{Kcal}{kg} = V_D \ \rho \ (i_2 - i_1) \ \frac{Kcal}{hora}$$

siendo $V_D$ *el desplazamiento del pistón, o volumen barrido por el pistón en su carrera completa*

***Potencia real del compresor.-*** La potencia real del compresor es:

$$N_r = V_a \ \frac{m^3}{hora} \ \rho \ \frac{kg}{m^3} \ \Delta i \ \frac{Kcal}{kg}$$

siendo $V_a = V - V'$, *el volumen de fluido (gas o vapor) realmente succionado (comprimido y expulsado) proveniente de la línea de aspiración, medido en las condiciones reinantes en ella*

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

*a) En cada carrera de aspiración del pistón, el valor del volumen de fluido succionado proveniente de la línea de aspiración* $V_a$ *(medido en las condiciones allí reinantes), es menor que el desplazado* $V_D$ *por dicho pistón*; la razón principal de este menor volumen aspirado estriba en el espacio muerto y en que la densidad ρ del fluido que llena el cilindro al final de la carrera de aspiración, es menor que la del fluido situado en la línea de succión

*b) En la carrera de compresión se presentan fugas de fluido (válvulas, segmentos), con lo que la cantidad de fluido efectivamente impulsada por el compresor es todavía menor*

*Rendimiento mecánico,* que es una medida de los rozamientos mecánicos del compresor, pistón-cilindro, cabeza, pie de biela, etc:

$$\eta_{mec} = \frac{Trabajo\ absorbido\ según\ el\ ciclo\ indicado\ del\ compresor}{Trabajo\ absorbido\ en\ el\ eje\ del\ compresor}$$

*Rendimiento eléctrico del motor,* que contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico*:*

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

*Rendimiento global.-* Es el cociente entre el trabajo absorbido por el compresor según el ciclo teórico y el trabajo absorbido en el eje del mismo, o el producto de los rendimientos, indicado, mecánico y eléctrico:

$$\eta_{comp} = \frac{Trabajo\ teórico\ absorbido\ por\ el\ compresor}{Trabajo\ real\ absorbido\ por\ el\ compresor} = \mu_i \ \eta_{mec} \ \eta_{eléct}$$

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

*- Rozamiento interno a causa de no ser el fluido un gas perfecto y de las turbulencias*

*- Retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape*

- *Efecto pared del cilindro*
- *Compresión politrópica*

Los factores que determinan el valor del rendimiento de la compresión y del rendimiento volumétrico real del compresor, son los mismos. El diagrama del ciclo ideal de compresión se fija teóricamente y el del ciclo real de compresión se obtiene en el banco de ensayos mediante un sensor introducido en el volumen muerto del compresor, que transmite la presión reinante, que se registra en combinación con el movimiento del pistón, dando lugar al diagrama *(p,v)* interno de la máquina.

*Rendimiento volumétrico ideal.-* Aparece como consecuencia del espacio muerto, y vale:

$$\eta_{v.id} = \frac{V_a}{V}\ 100 = 100\ [1 - \frac{V_0}{V}\ \{(\frac{p_e}{p_a})^{1/n} - 1\}] = \frac{\textit{Volumen admitido a la p y T en la línea de aspiración}}{\textit{Cilindrada}}\ _x\ 100$$

En la expresión del $\eta_{vi}$ se comprueba que el rendimiento volumétrico ideal disminuye al aumentar el espacio muerto $V_0$ y la relación de compresión $\varepsilon_c$ ; es corriente que $\frac{V_0}{V} = 0{,}06$

*Rendimiento volumétrico real:*

$$\eta_{v.r} = \frac{\textit{Peso del vapor accionado por el compresor}}{\textit{Peso del vapor teóricamente impulsado por el compresor}} = \frac{V_A}{V_D}\ _x\ 100$$

con $V_A$ el volumen del fluido en las condiciones de presión y temperatura reinantes en la línea de aspiración.

Si se supone que en los puntos muertos inferior 1 y superior 3 no se llega a alcanzar el equilibrio de la presión exterior e interior, el diagrama real queda según se muestra en la Fig I.7.

## I.4.- DIAGRAMAS

***Diagrama indicado del compresor ideal.-*** El área (12341) del diagrama indicado del compresor ideal, Fig I.5, representa el trabajo teórico del compresor, de forma que $(i_2 - i_1)$ proporciona el valor del trabajo teórico del compresor por *kg* de fluido accionado, es decir admitido y expulsado de él. Para que este valor de $(i_2 - i_1)$ coincida con el área (12341) del diagrama indicado ideal, es necesario que el volumen admitido en el cilindro $(V_1 - V_4)$, represente el volumen correspondiente a 1 kg de fluido medido a la presión y temperatura del punto 1, o lo que es lo mismo, que el volumen expulsado del cilindro $(V_2 - V_3)$, sea el correspondiente al mismo *kg* medido esta vez en las condiciones del punto 2 .

La relación entre el rendimiento volumétrico ideal del compresor $\eta_{v.id}$ , y el gasto másico de fluido que queda en el espacio perjudicial al final de la carrera de expulsión $m$, supuesto que el compre-

sor aspira 1 kg de fluido = $(V_1 - V_4)\ \rho_a$ , se determina en la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \times 100 = \frac{(V_1 - V_4)\ \rho_a}{(V_1 - V_3)\ \rho_a} \times 100 = \frac{1}{1 + m - V_3\ \rho_a} \times 100 \quad \Rightarrow \quad m = \frac{100 - \eta_{vol}\,(1 - V_3\ \rho_a)}{\eta_{vol}}$$

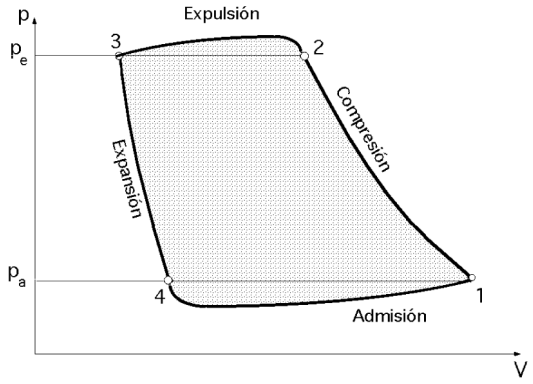


*Fig I.5.- Diagrama real de trabajo de un compresor*

*En la carrera de compresión el pistón efectúa un trabajo, y la máquina comprime (1 + m) kg; en la carrera de expansión, correspondiente a m kg del espacio nocivo, el pistón recibe un trabajo.*

En un diagrama termodinámico, en donde todas las variables vienen referidas a 1 kg de fluido, tanto la compresión (1-2), como la expansión (3-4), están representadas por la misma línea isentrópica ideal (líneas conjugadas), pues la presión y temperatura del fluido en la posición 2 del pistón son idénticas a las de la posición 3, y lo mismo para las posiciones 1 y 4.

***Diagrama indicado del compresor real.-*** Las áreas A, B, C y D que diferencian el ciclo real del ideal vienen motivadas por:

*- La refrigeración, permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica; por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer*

*- El trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro*

*- El trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expansionarse el fluido residual, y que es absorbido en la compresión*

*- El trabajo perdido en el ciclo de aspiración*

Las áreas rayadas B, C, D expresan las diferencias de trabajo efectuado en cada etapa del ciclo, entre el diagrama teórico y el diagrama real.

El diagrama estudiado corresponde a un compresor de una sola etapa, cuyo ciclo de compresión se realiza rápidamente, sin dar tiempo a que el calor generado en la compresión del aire pueda disiparse a un refrigerante o intercambiador de calor, pudiéndose decir que el aire durante su compresión sigue una evolución adiabática.

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

*- Al final de la carrera de admisión, punto 1 muerto inferior, la velocidad del pistón disminuye hasta cero, igualándose las presiones del exterior $p_{ext}$ y del interior del cilindro $p_a$ (aunque por la velocidad del pistón no exista tiempo material a que éste equilibrio se establezca); la válvula de admisión está cerrada, así como la de descarga.*

*- Al final de la carrera de escape, punto 3 muerto superior, la velocidad del pistón disminuye igualmente hasta cero, tendiendo la presión dentro del cilindro a regresar al valor de $p_e$; la válvula de escape esta cerrada, así como la de admisión.*

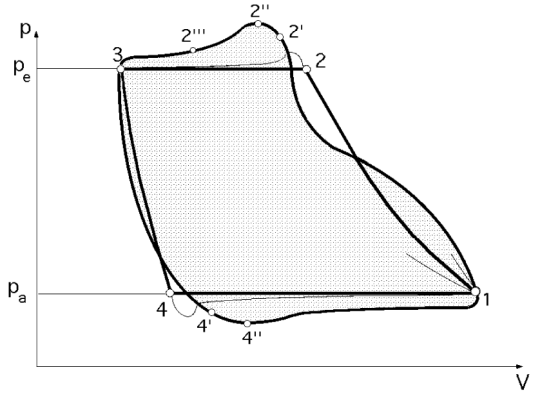


*Fig I.6.- Diagrama indicado del compresor real, con igualación de presiones en los puntos muertos*

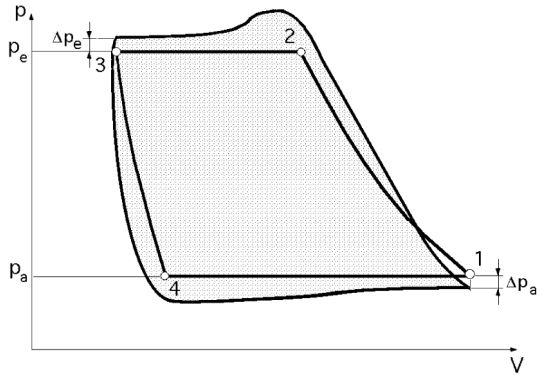


*Fig I.7.- Diagrama indicado del compresor real, caso de no igualación de presiones en los puntos muertos*

- Para que la válvula de admisión abra durante la carrera de retroceso, es necesario que la presión reinante en el interior del cilindro sea inferior a la $p_a$ del fluido de admisión; esto ocurre por ejemplo en el punto 4', en donde, $p_{4'} = p_a - \Delta p_a$, Fig I.8.

En el instante de la apertura, la válvula se abre de golpe, tendiendo luego a cerrarse algo (supuesta eliminada la posibilidad real de que la válvula comience a vibrar, abriéndose-cerrándose-abriéndose, etc...), con lo que la presión dentro del cilindro aún bajará algo más, por ejemplo hasta el punto 4"; por lo tanto $(V_1 - V_{4''})$ será el volumen ocupado al final de la admisión por el fluido aspirado al interior del cilindro, medido a la presión de aspiración $p_a$, pero a una temperatura superior, debido al efecto pared del cilindro, que se podría interpretar como que el cilindro permanece durante la compresión a una temperatura media, mientras que el fluido al comienzo de la compresión estará por debajo de ella y al final estará por encima, por lo que se puede considerar representado por dos calores, uno entrante y otro saliente.

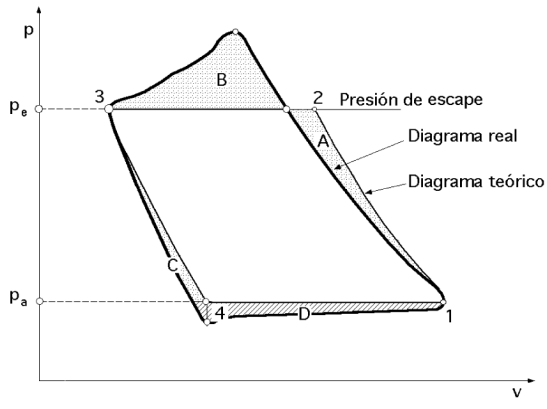


*Fig I.8.- Diagrama de trabajo teórico y real de un compresor de una etapa*

- En la carrera de compresión, para que la válvula de escape se abra, es necesario que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la $p_e$ de la línea de descarga; esto ocurre por ejemplo en el punto 2', en donde $p_2 = p_e - \Delta p$ , Fig I.8.

En el instante de la apertura, ésta se producirá igualmente de golpe, volviendo a cerrarse y originando que la presión en el interior del cilindro suba algo más, hasta 2" por ejemplo; en la carrera de expulsión al estar el fluido a mayor temperatura que la pared, ésta absorberá el calor del fluido.

- En los procesos de compresión y expansión, el sentido de la transmisión del calor entre el fluido y las paredes del cilindro se invierte; en todo este razonamiento se ha supuesto que el compresor real carece de camisa de agua.

Durante la última parte del proceso de expansión y en la inicial del de compresión, hemos visto que la temperatura de la pared era mayor que la del fluido, pasando por lo tanto calor de aquélla a éste; en la parte inicial del proceso de expansión y la final del de compresión, la temperatura del fluido es superior a la de la pared, por lo que el calor pasará de aquél a ésta; ésto se puede interpretar como si el fluido funcionase con un coeficiente politrópico variable.

- Si se pretende representar todo ésto en un diagrama termodinámico, resulta más sencillo y correcto definir los estados inicial y final 1 y 2, justo antes y después del compresor, como puntos de equilibrio termodinámico.

Así en el punto 1, antes de la válvula de admisión, las condiciones del fluido son las existentes y conocidas de la línea de admisión.

En el punto 2 (justo después de la válvula de escape a través de la cual el fluido se habrá laminado, expandiéndose isentálpicamente desde una presión comprendida entre $p_e - \Delta p_e$ y $p_e$, a otra que es la reinante $p_e$ en la línea de descarga; la presión es $p_e$ pero la temperatura, (valor que junto a $p_e$ permite determinar la posición del punto 2 en el diagrama termodinámico correspondiente), será función de todas las aportaciones y cesiones caloríficas, así como de las dos laminaciones que sufre el fluido a lo largo de todo el ciclo interno del compresor real.

Supuesto fijado correctamente el punto 2, midiendo por ejemplo su temperatura $T_2$, de la transformación (1-2) sólo conocemos sus puntos inicial y final en el diagrama termodinámico, no pudiendo ser considerada como una politrópica, como hasta ahora se ha venido haciendo, pues como se ha descrito en el ciclo real indicado, tienen lugar operaciones que termodinamicamente no tienen sentido incluirlas en una politrópica.

Lo que sí es cierto, supuesto fijado correctamente el punto 2, es que $(i_2 - i_1)$ representa el trabajo neto realizado por el compresor real y que este valor coincide con el área que el diagrama indicado

real proporciona, por lo que se tiene otra forma diferente de determinar el punto 2, mediante el diagrama indicado real referido a 1 kg de fluido en la admisión y escape, calculando su superficie $a$, por lo que:

$$i_2 - i_1 = a \quad \Rightarrow \quad i_2 = a + i_1$$

La camisa de agua de refrigeración en un cilindro hace que $T_2$ sea menor, disminuyendo el valor de $(i_2 - i_1)$. No es correcto representar en el diagrama termodinámico puntos tales como el 2", 2"', etc..., que representan la presión de una parte del fluido comprimido, y no la del resto que ya ha salido y estará por lo tanto a la presión de escape $p_e$.

## I.5.- RENDIMIENTO

- El $\eta_{vol}$ depende principalmente de la relación de compresión y algo de la velocidad del compresor, y se ha comprobado que compresores de las mismas características de diseño tienen aproximadamente los mismos rendimientos volumétricos, independientemente del tamaño de compresor que se trate. Para una estimación aproximada existen gráficos como el de la Fig I.9, y para órdenes de magnitud aproximados la Tabla I.1.

*Tabla I.1.- Valores aproximados de rendimientos, en %*

| $p_1/p_2$ | $\eta_{vol}$ | $\eta_i$ | $\eta_{mec}$ | $\eta_{eléc}$ |
|---|---|---|---|---|
| *2* | *88* | *90* | *85 a 93* | *85 a 90* |
| *4* | *83* | *82* | *85 a 93* | *85 a 90* |
| *6* | *78* | *74* | *85 a 93* | *85 a 90* |

*- El $\eta_i$ depende de la relación de compresión; tiene el mismo orden de magnitud que el rendimiento volumétrico*

*- El $\eta_{mec}$ depende de la velocidad de rotación; para una misma velocidad es máximo cuando el compresor esté muy cargado*

*- El $\eta_{eléc}$ depende de la potencia del motor (a mayores potencias, mayores rendimientos)*

*- Dificultad de separar los rendimientos indicado y mecánico*

Por lo que respecta al rendimiento indicado, es necesario definir qué ciclo se considera de partida como teórico; se suele tomar la isentrópica (1 - 2), o para el caso de un cilindro refrigerado por camisa de agua una politrópica (1 - 2') de exponente $n$ conocido, función del enfriamiento producido en el cilindro (aletas-aire; circuito de agua refrigerante, etc).

*En el rendimiento indicado queda recogido el efecto pared, pudiéndose establecer la hipótesis de que todo el calor generado por rozamiento entre el pistón y el cilindro se incorpora al fluido, Sin embargo, si dentro del rendimiento mecánico se han incluido a su vez todas las pérdidas por rozamientos mecánicos, tanto internos al cilindro como externos a él, la pérdida debida al rozamiento del pistón se contabilizaría dos veces*

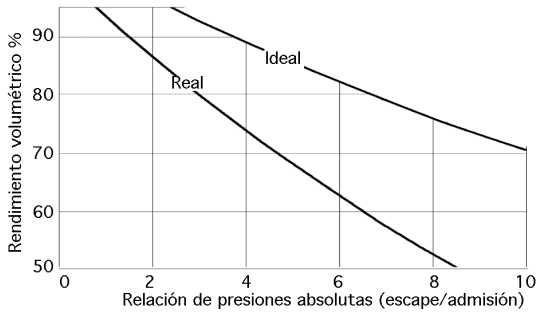


*Fig I.9.- Rendimientos volumétricos real e ideal de un compresor*

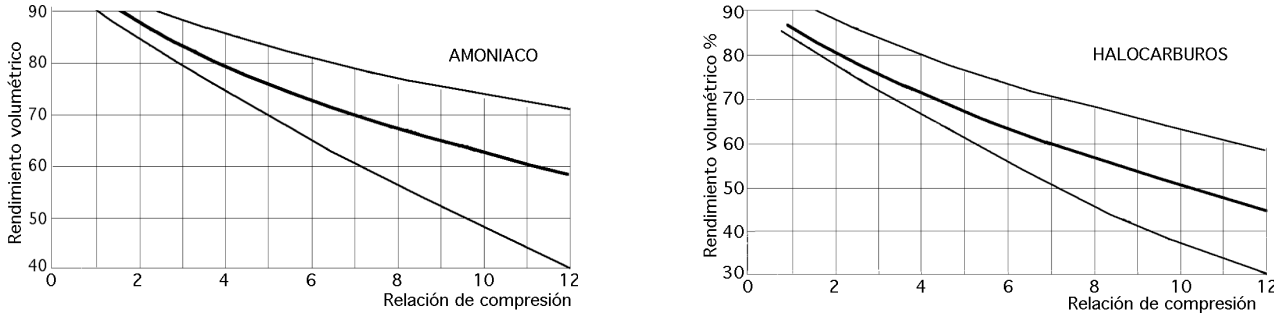


*Fig I.10.- Rendimientos volumétricos reales de algunos compresores, valores medios y campo de aplicación.*

El problema se puede plantear suponiendo que el rendimiento mecánico contabiliza solamente los rozamientos mecánicos externos al cilindro, minimizando y desvirtuando el significado del rendimiento mecánico, tanto más cuanto que el mayor frotamiento se presenta entre el pistón y el cilindro; según ésta hipótesis, el calor disipado por el rozamiento pistón-cilindro quedaría englobado dentro del rendimiento indicado, con la hipótesis de que el 100% del calor así generado se incorpora al fluido.

También se puede suponer que en el rendimiento mecánico quedan englobados todos los rozamientos mecánicos, tanto internos como externos. El efecto pared contabilizado en el rendimiento indicado incluiría en este caso solamente el calor cedido por la pared proveniente del fluido a la presión y temperatura de alta.

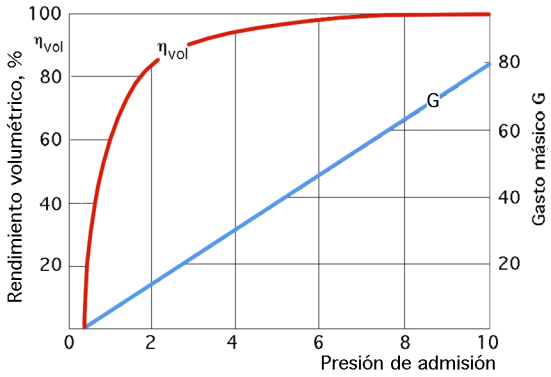


*Fig I.11*

La conclusión que se obtiene de este razonamiento es la dificultad de separar los rendimientos indicado e interno, por lo que es más práctico englobar ambos rendimientos en el rendimiento del compresor total. En la Fig I.11 se representa la influencia de la presión de admisión sobre el rendimiento volumétrico ideal $\eta_{v.id}$ y sobre el gasto másico G comprimido por un compresor alternativo ideal dado, supuesta la presión de escape $p_e$, siendo:

$$G = V_D \frac{\eta_{v.id}}{V_1}$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{V_{espacio\ muerto}}{V_{carrera}} \{ ( \frac{p_e}{p_a} )^{1/n} - 1 \}$$

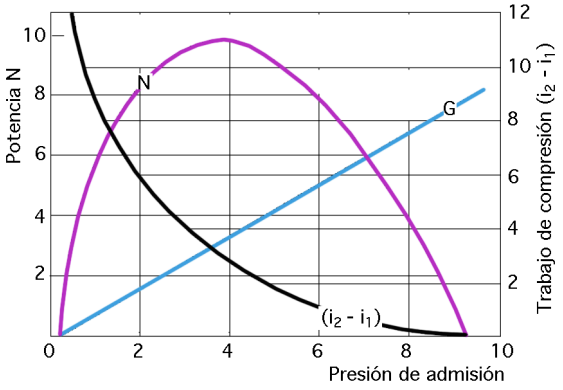


*Fig I.12*

En la Fig I.12 se representa la influencia de la presión de admisión $p_a$ sobre:

*- El trabajo específico de la compresión* $(i_2 - i_1)$

*- La potencia mecánica* $N$ *absorbida por un compresor alternativo ideal dado*

suponiendo constante y conocida la presión de escape $p_e$

En la Fig I.13 se representa, (para un ciclo frigorífico), la influencia de la presión de admisión $p_a$ sobre:

*- El efecto frigorífico* $\Delta i$

*- La potencia frigorífica* $G\ \Delta i$ *producida por un compresor alternativo ideal dado*

suponiendo constante y conocida la presión de escape $p_e$

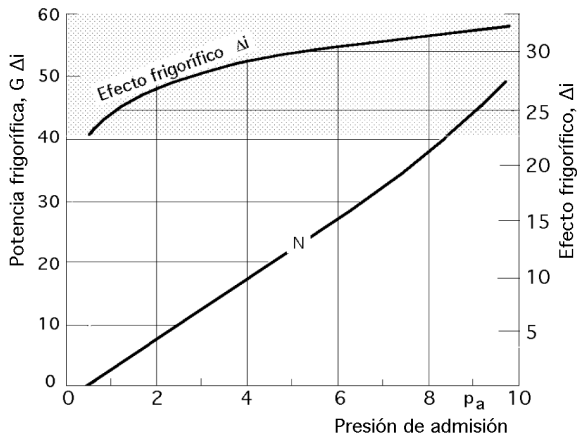


*Fig I.13*

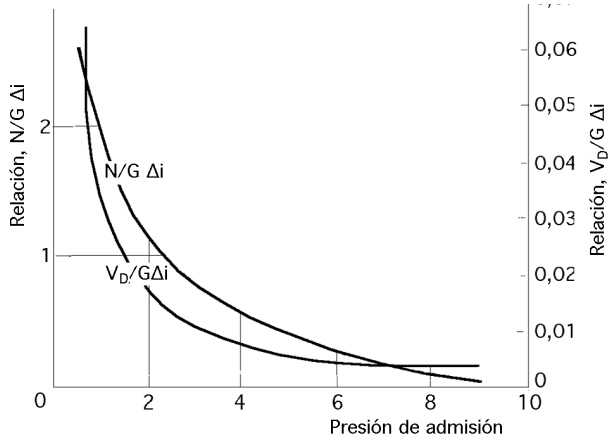


*Fig I. 14*

En la Fig I.14 se representa la influencia de la presión de admisión $p_a$ sobre:

*- La relación (potencia del compresor/potencia frigorífica)* $\frac{N}{\Delta i}$

*- El desplazamiento específico* $\frac{V_D}{\Delta i}$ *de un compresor alternativo ideal dado*

suponiendo constante y conocida la presión de escape $p_e$, siendo: $\frac{N}{G\ \Delta i} = \frac{i_2 - i_1}{\Delta i}$ y $\frac{V_D}{G\ \Delta i} = \frac{V_1}{\eta_{v.id}\ \Delta i}$

En la Fig I.15 se representa la influencia de la presión de escape $p_e$ sobre el:

*- Rendimiento volumétrico ideal*

*- Trabajo específico de compresión, de un compresor alternativo ideal dado*

suponiendo constante y conocida la presión de admisión $p_a$

En la Fig I.16 se representa la influencia de la presión de escape $p_e$ sobre la potencia:

- *Frigorífica* $\Delta i$

- *Mecánica absorbida por un compresor alternativo ideal dado*

suponiendo constante y conocida la presión de admisión $p_a$.

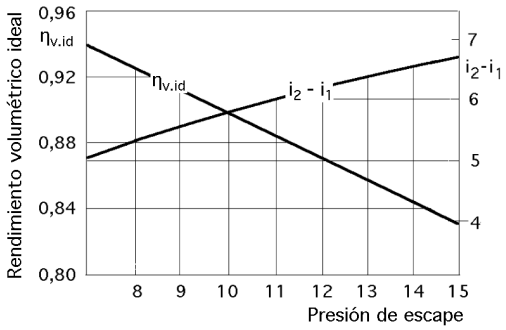


*Fig I.15*

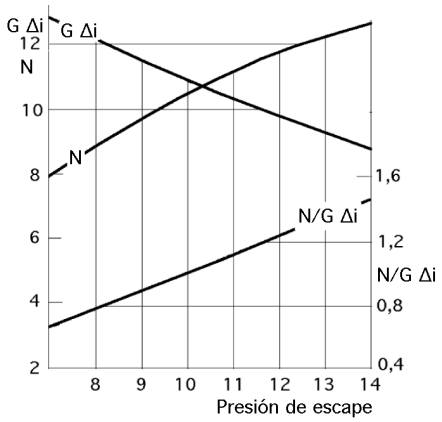


*Fig I.16*

## I.6.- COMPRESIÓN EN ETAPAS

El grado de compresión $\varepsilon_c$ es el cociente entre la presión absoluta de descarga $p_2$ y la presión absoluta de admisión o entrada $p_1$. Puede tener cualquier valor pero en la práctica, en compresores de una sola etapa no suele pasarse de relaciones de compresión de $3{,}5 \div 4$, ya que relaciones de compresión más altas necesitan un compresor voluminoso que encarece el equipo. Además como toda compresión lleva consigo un aumento de temperatura de los gases que se procesan, existe el riesgo de que éstos salgan excesivamente calientes, lo que perjudicaría tanto el equipo mecánico como la lubricación de la máquina. Cuando la relación de compresión es muy grande, se aconseja el empleo de compresores de varias etapas escalonadas con o sin refrigeración intermedia, cada una de las cuales tiene una relación de compresión del orden de $3{,}5 \div 4$.

Según sea el nº de etapas, la relación de compresión en cada etapa es: $\varepsilon_c = \sqrt[n]{\frac{p_{máx}}{p_{mín}}}$, siendo $n$ el nº de etapas, que permite disponer de una relación de compresión ideal idéntica en cada etapa. En un compresor de dos o más etapas se puede establecer una relación de compresión total, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de la última etapa y la presión absoluta inicial en la aspiración de la primera etapa; también se puede establecer una relación de compresión parcial de cada etapa, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de aquella etapa y la presión absoluta en la aspiración de la misma etapa.

***Diagrama de un compresor de dos etapas.-*** En la compresión en etapas, se puede refrigerar

el aire entre cada una de ellas mediante un sistema de refrigeración intermedio (con un agente enfriador exterior que puede ser el aire o el agua), cuya acción principal es la de dispersar el calor producido durante la compresión.

La refrigeración intermedia perfecta se consigue cuando la temperatura del aire que sale del refrigerador intermedio es igual a la temperatura del aire a la entrada en la aspiración del compresor.

Cuando las relaciones de compresión de todas las etapas sean iguales, se logra un consumo mínimo de energía.

Si aumentamos el número de etapas, la compresión se acercará a la isoterma del aire inicial, que es la transformación de compresión que requiere menos trabajo.

La compresión en dos o más etapas permite mantener la temperatura de los cilindros de trabajo entre límites razonables; temperaturas anormalmente altas llevan consigo el riesgo de explosiones y carbonización del aceite lubricante y problemas en las válvulas.

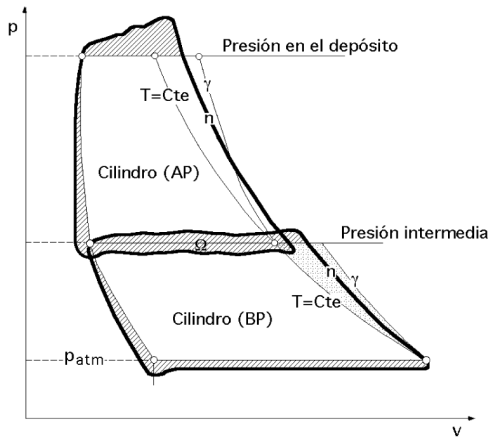


*Fig I.17.- Diagrama de un compresor de dos etapas*

Los compresores más usuales en el mercado tienen refrigeración intermedia, y son de dos etapas. El diagrama indicado en la Fig I.17 corresponde a un compresor de dos etapas, y en ella los diagramas independientes de cada cilindro se consideran como si fueran de un compresor de una etapa.

La superposición de los diagramas de trabajo correspondientes al cilindro de baja presión, que es el que comprime el aire aspirado hasta una presión aproximada de 2 a 3 bars, y al de alta presión, que comprime el aire recibido hasta la presión de trabajo o descarga, indica que la energía que requiere el conjunto de cilindros es muy inferior a la que exigiría si toda la compresión se hubiera realizado de una sola vez.

El área rayada Ω corresponde a un trabajo perdido que se realiza dos veces sobre el aire, en la expulsión del cilindro de baja presión y en la compresión del cilindro de alta presión.

De la observación de la Fig I.17 se deduce que, para compresores de una etapa, o de dos etapas, de simple efecto, pero en la primera fase de compresión, la curva de compresión está siempre comprendida entre la isotérmica y la adiabática, pero aproximándose más a la segunda que a la primera, lo que refleja un proceso politrópico.

*Para un compresor de dos etapas*, el trabajo teórico efectuado es mínimo cuando los dos cilindros logran idéntica cantidad de trabajo.

Debido a que el cilindro de alta presión tiene que admitir todo el aire entregado por el cilindro de baja presión, la presión del refrigerador intermedio viene fijada por el tamaño de los cilindros.

El trabajo total es: $T_{AP} + T_{BP}$

El trabajo politrópico de compresión es el mismo en los dos cilindros, entre las presiones correspondientes:

$$T_{comp.\,1^a\,etapa} = \frac{p_1\ v_1}{n-1}\ n\ \{(\frac{p_2}{p_1})^{n-1/n} - 1\} = n\ c_v\ \frac{p_2\ v_2 - p_1\ v_1}{R} = n\ \frac{p_1\ v_1 - p_2\ v_2}{n-1}$$

La presión intermedia $p_i$ de la refrigeración para dos etapas es:

$$p_i = \sqrt{p_{1\,asp}\ p_{2\,descarga}}$$

La presión óptima para el refrigerador es la raíz cuadrada del producto de las presiones de aspiración y de descarga. Si el trabajo realizado por cada cilindro es el mismo, el trabajo total es el doble del correspondiente a uno de los dos cilindros.

## I.7.- REFRIGERACIÓN

Durante la compresión se engendra calor, y si no se elimina, se eleva la temperatura del aire a medida que se va comprimiendo. En la mayoría de las aplicaciones, la elevación de la temperatura que sufre el fluido al ser comprimido $T_2 > T_1$, es perjudicial para su utilización.

Por lo tanto, los compresores se refrigeran para evitar este efecto y reducir el trabajo absorbido por la compresión; siendo poco práctico que el aire retenga todo su calor, se recurre a eliminarlo a medida que se comprime mediante procedimientos apropiados.

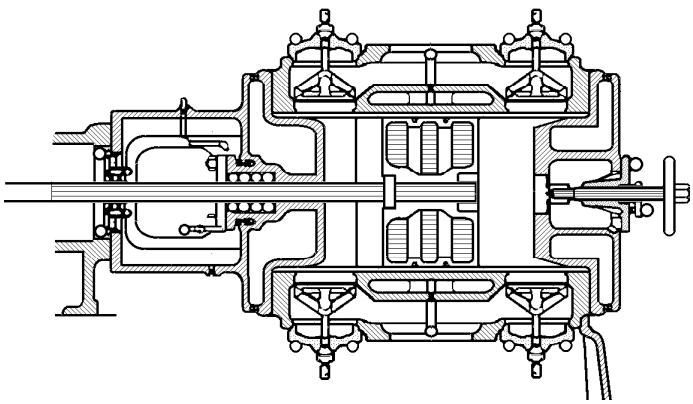

*Fig I.18.- Compresor alternativo con camisa refrigerante*

La *potencia mínima necesaria en la compresión es la correspondiente a una compresión isotérmica*, que es irrealizable en la práctica, pero que puede aproximarse fraccionando la compresión en varias etapas, refrigerando el fluido entre cada etapa, de forma que el conjunto de la compresión se

aproxime a la isotérmica. El ampliar el número de etapas incrementa la pérdida de carga total en las válvulas, refrigeradores y separadores, al tiempo que el precio del compresor aumenta con el número de etapas.

El *ciclo real de un compresor en el cual se disipa parcialmente el calor generado en la compresión, se acerca más a una transformación politrópica*.

Los fabricantes de compresores insisten en que para conseguir un rendimiento óptimo, el aire aspirado por el compresor debe ser tan frío como sea posible, ya que la temperatura final será tanto más baja cuanto más lo sea la inicial.

***Refrigeración intermedia***.- Sabemos que para grandes relaciones de compresión hay que acudir a la compresión por etapas. La principal ventaja de este tipo de compresión es que permite una refrigeración del fluido (vapor o gas) entre etapa y etapa, que se traduce en un ahorro de la energía a aportar para mover el compresor, tomando la precaución de no refrigerar en exceso, ya que pudiera ser que el ahorro de energía de compresión fuese inferior al de los gastos de refrigeración.

Como el paso del fluido por el sistema de refrigeración supone una pérdida de carga, la presión del fluido que llega a la admisión de la siguiente etapa será inferior a la de salida de la etapa anterior, lo cual supone una pérdida de energía extra que habrá que añadir.

Un dato importante a tener en cuenta es que el by-pass, entre succión y descarga, tiene que estar refrigerado, ya que de no ser así entraría fluido caliente en la etapa de admisión que al ser comprimido se recalentaría y se podría llegar a la rotura del compresor por un calentamiento excesivo.

El agua que refrigera el ciclo de compresión extrae entre un 15÷40% del calor total de compresión, y la refrigeración intermedia en los compresores de dos etapas elimina alrededor de un 30÷40% del calor, por lo que se recomienda una temperatura de entrada para el agua de refrigeración entre 5ºC÷10ºC superior a la entrada de aire, saliendo del compresor entre 40ºC÷50ºC.

## I.8.- COMPRESORES DE AIRE A PISTÓN

Los compresores son máquinas que aspiran el aire ambiente (a presión atmosférica) y lo comprimen hasta lograr una presión superior. Existen varios tipos de compresores y vamos a exponer someramente algunos modelos, resaltando las prestaciones más interesantes.

La gama de compresores a pistón conocidos en el mercado se puede resumir atendiendo al caudal que se dispone y al rendimiento del mismo en CV necesarios para comprimir 1 $m^3$/min a 7 bars de presión efectiva.

- *Compresores de simple efecto y una etapa de compresión, refrigerados por aire*.- Se emplean hasta una capacidad de 1 $m^3$/min y su rendimiento no supera los 10 CV/$m^3$/min

- *Compresores de simple efecto, de dos etapas de compresión, refrigerados por aire.-* Se emplean a partir de 2 $m^3$/min y hasta 10 $m^3$/min, siendo su rendimiento del orden de 7,6 ÷ 8,5 CV/$m^3$/min

- *Compresores de doble efecto, dos etapas de compresión y refrigeración por agua.-* Comienzan con 10 $m^3$/min, y llegan hasta 100 $m^3$/min, estando su rendimiento entre 6,6 ÷ 7 CV/$m^3$/min.

- *Compresores de simple efecto, dos etapas de compresión, refrigeración por aire, sin engrase de cilindros.-* Se inician con 2 $m^3$/min y terminan en 10 $m^3$/min con un rendimiento que varía de 8,2 ÷ 9 CV/$m^3$/min.

- *Compresores de doble efecto, dos etapas de compresión, refrigeración por agua, sin engrase de cilindros.-* Parten de 10 $m^3$/min y llegan hasta los 100 $m^3$/min teniendo un rendimiento fluctuante entre 7,1 ÷ 7,5 CV/$m^3$/min.

## I.9.- CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES ALTERNATIVOS

***Por el número de etapas.-*** Los compresores se pueden clasificar, atendiendo al estilo de actuar la compresión, de una o dos etapas.

*Compresores de una etapa.-* Se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacuan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias. En estos compresores, la temperatura de salida del aire comprimido se sitúa alrededor de los 180ºC con una posible variación de ±20ºC.

*Compresores de dos etapas*.- El aire se comprime en dos etapas:

- *En la primera (BP) se comprime hasta una presión intermedia* $p_i = 2 \div 3$ *bars*
- *En la segunda (AP), se comprime hasta una presión de 8 bars*

Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades. Pueden estar refrigerados por aire o por agua. El aire comprimido sale a unos 130ºC con una variación de ± 15ºC.

### *Por el modo de trabajar el pistón*

*De simple efecto.-* Cuando un pistón es de simple efecto, Fig I.19a, trabaja sobre una sola cara del mismo, que está dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

*De doble efecto.-* El pistón de doble efecto trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro, Fig I.19b. El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obvia-

mente no disponible para el aire y, en consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

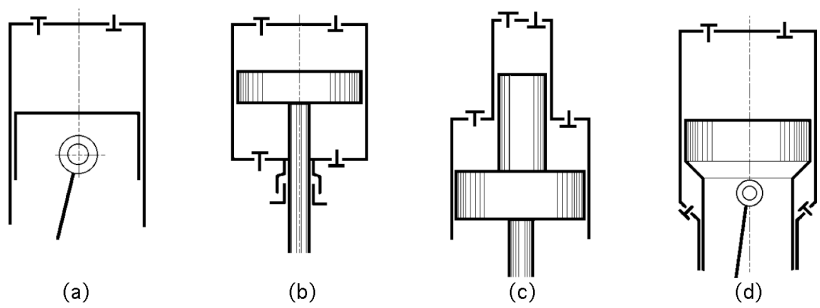


*Fig I.19.- Formas de trabajar el pistón*

*De etapas múltiples*.- Un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos. El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión, Fig I.19c.

*De pistón diferencial*.- El pistón diferencial es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, para conseguir la compresión en dos etapas, Fig I.19d. Su utilidad viene limitada y dada la posición de los pistones está cayendo en desuso.

***Por el número y disposición de los cilindros.-*** En los compresores de cilindros, o a pistón, los fabricantes acostumbran a utilizar diversas formas de montaje para éstos, siendo las más frecuentes la disposición:

- *Vertical*
- *Horizontal*
- *En L ó ángulo a 90°*
- *De dos cilindros opuestos*
- *En V adoptada para los compresores pequeños*

Los *compresores verticales* sólo se utilizan para potencias pequeñas, ya que los efectos de machaqueo, relativamente importantes producidos por esta disposición, conducen al empleo de fundaciones pesadas y voluminosas, en contraposición de las disposiciones horizontales o en ángulo, que presentan otras cualidades de equilibrio tales que, el volumen de las fundaciones, se reduce muchísimo.

Para *compresores grandes de doble efecto*, se recurre al formato en L o en ángulo, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal. Estos compresores deben trabajar a una presión comprendida entre 6 ÷7 bar, inferior a la presión máxima establecida del orden de (8 ÷10) bar, que indica la presión límite a la que puede trabajar, no siendo recomendable el que un compresor trabaje constantemente a su presión máxima.

## I.9.- REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD

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

Para ello se puede recurrir a las siguientes soluciones:

- *Regulación de la capacidad utilizando un motor de velocidad variable;* al igual que en las bombas, la regulación a base de disminuir el número de emboladas no es fácil, máxime en los compresores de cierto tamaño, que suelen ir siempre acoplados a un motor eléctrico síncrono.

- *Regulación de la capacidad utilizando una válvula en la aspiración* que cierre y haga que la presión de admisión sea menor que la existente en la línea de aspiración

- *Regulación de la capacidad en los compresores de varios cilindros,* descargando algunos de ellos

- *Regulación de la capacidad variando el espacio nocivo* en forma artificial, manual o automáticamente, tal como se indica en la Fig I.20

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

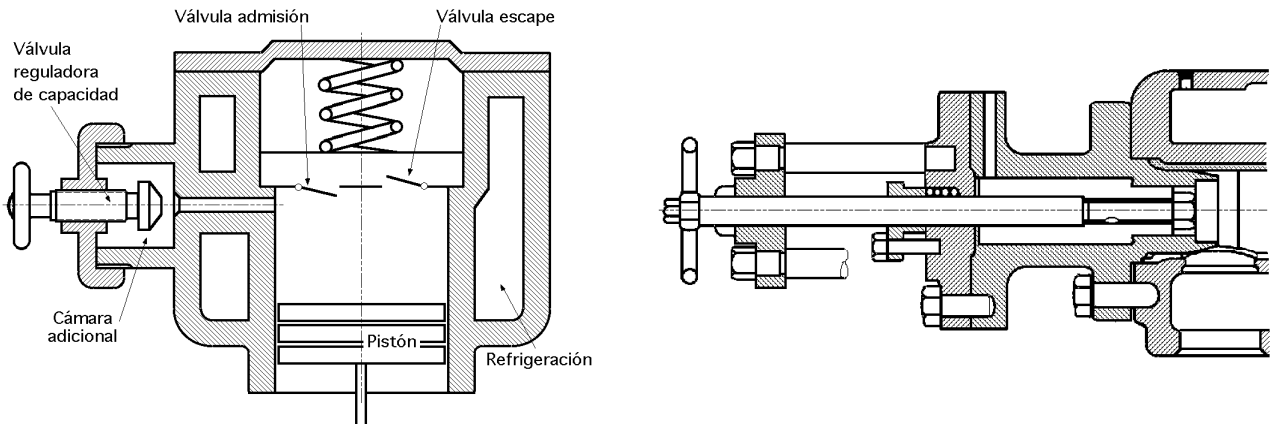


*Fig I.20.- Regulación de la capacidad por variación del espacio nocivo, y detalle del mismo*

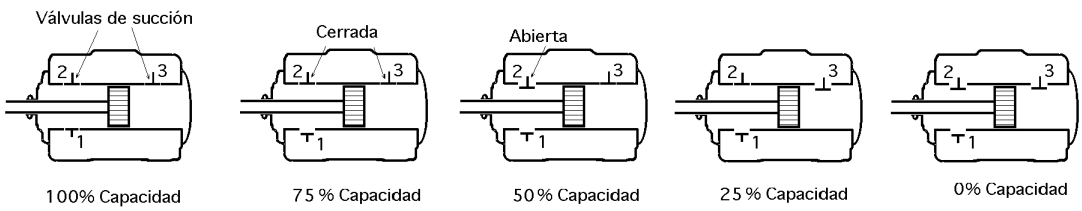


*Fig I.21.- Compresor de doble efecto; variación de la capacidad*

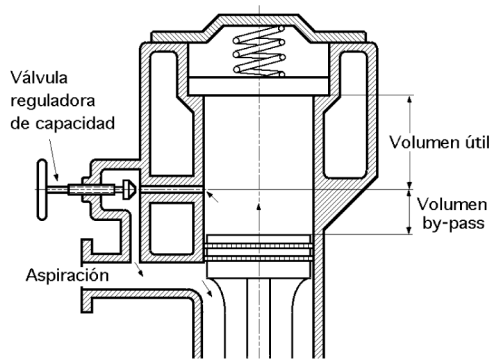


*Fig I.22.- Regulación de la capacidad mediante un by-pass*

A título de ejemplo supongamos el compresor de doble acción de la Fig I.21: Si mantenemos el espacio muerto y todo lo demás normal, el compresor está actuando a plena carga. Si abrimos el espacio muerto, el compresor trabajará al 75%; se observa cómo se van obteniendo las diferentes capacidades de compresión al actuar con las posibilidades de que dispone el compresor.

En este ejemplo se dispone sólo de una válvula reguladora de la capacidad.

- *Regulación de la capacidad en compresores pequeños*, mediante un control *on-off*, parando y arrancando el motor por medio de un termostato.

- *Regulación de la capacidad utilizando un by-pass refrigerado,* entre la descarga y la succión, de forma que según se recircule una mayor o menor cantidad, se obtendrá un menor o mayor caudal de fluido comprimido. Este sistema de regulación se suele utilizar generalmente en combinación con el anterior. En todos estos casos las presiones de descarga y aspiración se mantienen invariables en el proceso. Sólo se regulan las cantidades de gases enviadas. Cuando se estrena un compresor hay que seguir cuantas recomendaciones nos sugiera el fabricante para una mejor conservación y funcionamiento del mismo. De su cumplimiento dependerá mucho la vida del compresor y se evitarán desagradables consecuencias.

## I.10.- PUESTA EN MARCHA Y PARADA

En las instrucciones suministradas por el fabricante, se suelen detallar estas operaciones de puesta en marcha y parada de los compresores alternativos; no obstante, en términos generales se puede decir:

### *Puesta en marcha de compresores alternativos*

*- Comprobar líneas, válvulas, juntas, etc*

*- Comprobar los sistemas de lubricación y niveles de aceite. Algo de aceite debe ir al cilindro directamente, pero mucho aceite puede ensuciar las válvulas (hollín) y es antieconómico. Poco aceite puede ser causa de un desgaste prematuro de los anillos del pistón. Poner en marcha el sistema en caso de cilindros lubricados*

*- Comprobar el sistema de refrigeración de agua del cilindro y hacer circular el agua antes de ponerlo en marcha, para prevenir un sobrecalentamiento y pérdida de engrase*

*- Girar el volante lentamente para dar algunas emboladas y desalojar cualquier líquido que pudiera haber en el cilindro, y repartir bien el aceite*

*- Arrancar el compresor en descarga y con las válvulas de admisión y escape cerradas y el by-pass abierto. Después abrir la impulsión y cerrar el by-pass. A continuación ir abriendo la válvula de aspiración lentamente. De esta manera se da tiempo a evaporar todo el líquido. Durante todo el arranque el compresor debe tener*

*las válvulas 2 y 3 de succión abiertas del todo (bloqueadas a tope); así se tiene la seguridad de que el compresor no trabaja en carga*

*- Poner en carga el compresor, primero al 25%, después al 50% y por último al 100%*

*Tabla I.2.- Cuadro técnico de síntomas de funcionamiento anormal, causas y corrección*

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

### *Parada de compresores alternativos*

*- Poner el compresor en descarga, dejarle funcionando un poco sin carga para enfriar el pistón y asegurar la retención de una capa de aceite protector sobre todas las superficies metálicas. El agua de refrigeración debe seguir fluyendo hasta después de parar el compresor*

*- Cerrar la válvula de la línea de aspiración, abrir el by-pass y después cerrar la línea de impulsión*

*- Parar el motor o turbina que mueve el compresor*

*- Si el compresor va a estar parado unos días, el eje del pistón se debe proteger con una capa de aceite contra la corrosión*

*- Antes de la nueva puesta en marcha se debe sacar el aceite del cárter y poner uno nuevo*