

**MÁQUINAS PARA FLUIDOS 1**

**COMPRESORES**

**INSTITUTO DE MECÁNICA DE LOS  
FLUIDOS E INGENIERÍA AMBIENTAL**

**(IMFIA)**

**2010**



## 1. INTRODUCCIÓN.

La práctica industrial moderna requiere, para múltiples usos, la compresión de gases y vapores. El accionamiento de herramientas neumáticas y mecanismos de potencia, el enfriamiento intenso y concentrado, la limpieza, etc. son aplicaciones corrientes que demandan aire comprimido. Otros gases deben ser comprimidos para usos médicos ( $O_2$ ), extinción de incendios ( $CO_2$  y otros), soldadura ( $O_2$ , argón, acetileno, butano, etc.), domésticos (G.L.P). Por otra parte, los equipos de refrigeración requieren la compresión de vapores.

Cuando las elevaciones de presión son reducidas (por ejemplo, que las presiones absolutas de admisión y descarga de la máquina cumplan  $p_{desc}/p_{admis} < 1,1$ ), las máquinas utilizadas son llamadas ventiladores. En esos casos, la densidad del gas suele no variar más de un 5%, por lo que a muchos efectos puede ser supuesto incompresible.

Cuando es relación es del orden de 1,5 a 2, es frecuente llamarlas sopladores o soplantes. Para relaciones mayores, se llaman compresores. Se supondrá, en lo sucesivo, que el proceso es tal que el fluido debe considerarse compresible, es decir, que su densidad varía más de un 5%. En las aplicaciones industriales más extendidas, variará más de 4 ó 6 veces su valor inicial.

En la tabla siguiente se clasifica los tipos de compresores más utilizados en la industria

|                                   |                                   |   |
|-----------------------------------|-----------------------------------|---|
| <b>De desplazamiento positivo</b> | <b>Reciprocantes</b>              | <b>Simple efecto</b><br><b>Doble efecto</b>   |
|                                   | <b>rotativos</b>                  | <b>De paletas deslizantes</b><br><b>De tornillo</b><br><b>De lóbulos</b><br><b>De anillo líquido</b><br><b>Scroll</b> |
| <b>Dinámicos</b>                  | <b>Centrífugo</b><br><b>Axial</b> |   |

En los capítulos siguientes se describirá las características constructivas y de funcionamiento de los principales tipos de compresores.

## 1. CONCEPTOS TERMODINÁMICOS BÁSICOS.

### 1.1. Presión.

Sea una superficie  $S$  sobre la que es ejercida una fuerza distribuida  $F(P)$  normal a  $S$  en  $P$  ( $P \in S$ ). Sea  $A(S_p)$  el área de una parte  $S_p$  de dicha superficie que contiene al punto  $P$ , y  $\vec{n}$  la normal a  $S$ .

Se llama presión sobre la superficie  $S$  en el punto  $P$  a :

$$p = \lim_{\text{diam} S_p \rightarrow 0} \frac{\int_{S_p} F(P) \times \vec{n} ds}{A(S_p)}$$

Es usual medir la presión en  $kg/cm^2$  (ó atmósfera técnica, at) o en  $lb/in^2$  (psi). La unidad de presión en el Sistema Internacional es el Pascal (Pa). Se cumple:

$$1 Pa = 1 N/m^2 = 1,0197 \times 10^{-5} Kgf/cm^2 = 1,45054 \times 10^{-4} psi.$$

También se usa como unidad práctica el Bar (1 Bar =  $10^5$  Pa).

Se llama "atmósfera barométrica" o "atmósfera absoluta" (atm) a la presión que produce una columna de 760 mm de mercurio cuya densidad sea de  $13595,1 kg/cm^3$ , a nivel del mar y a  $0^\circ C$ . Si la temperatura es  $t$  ( $^\circ C$ ), la atmósfera absoluta  $B$  se relaciona con la definida a  $0^\circ C$  ( $B_0$ ) mediante:

$$B_0 = B (1 - 1.72 \times 10^{-4} t)$$

De la definición de atmósfera absoluta se deduce que:

$$1 atm = 760 mm Hg (a  $0^\circ C$ ) = 1,0332 at$$

Los dispositivos utilizados generalmente para medir presión, denominados manómetros, miden la diferencia entre la presión en el punto considerado y la presión atmosférica. Los más usuales, llamados "manómetros tipo Bourdon", constan de un tubo curvo de sección aproximadamente oval (ver Figura 1.1). Dicho tubo tiende a enderezarse al aumentar dicha diferencia. El movimiento del extremo de dicho tubo, amplificado, es llevado a una aguja indicadora.

Llamando  $p$  a la presión atmosférica en el lugar de medición, un manómetro indica la "sobrepresión" o "presión manométrica":

$$P_m = p - P_{at}$$

siendo  $p$  la presión en el punto medio, llamada "presión absoluta". Cuando se deba indicar que la presión considerada es absoluta, su magnitud se indicará en "ata", "psia" o "Pa (abs.)".

Los instrumentos que indican presiones inferiores a la atmosférica se llaman



**Figura 1.1.**  
**Manómetro Bourdon**

"vacuómetros", si bien no suelen diferir en construcción de los manómetros. Miden la "depresión" ó "vacío", definido por:

$$P_{vac} = P_{at} - P$$

y suelen estar graduados en cm Hg.

Como las indicaciones de un manómetro o de un vacuómetro dependen de la presión atmosférica (la medida por un barómetro), no pueden tomarse como parámetro de estado de un cuerpo; se debe usar, a tal efecto, la presión absoluta.

## 1.2. Temperatura.

Se dice que dos cuerpos están a igual temperatura si al ponerlos en contacto no se producen modificaciones en sus dimensiones, resistencia eléctrica ni en una columna de mercurio que se encuentre en contacto con cada uno de los cuerpos.

La "Ley Cero" de la Termodinámica dice que si dos cuerpos A y B están a igual temperatura y el cuerpo C está a igual temperatura que A, entonces B y C están a igual temperatura. Las escalas de temperatura usuales son la centígrada o Celsius y la Fahrenheit, cuya definición surge de temperaturas características de ciertos procesos (cambios de estado). Están relacionadas por:

$$t_{°C} = (t_{°F} - 32) / 1,8$$

Se definen escalas de temperatura absolutas, a través de un conjunto de puntos fijos. En el S.I. se utiliza la escala llamada Kelvin<sup>1</sup>, definida asignándole al punto triple del agua el valor 273,16 y a su punto de ebullición a 1 atm el valor 373,15. Resulta entonces:

$$t_{°K} = t_{°C} + 273,15$$

también se utiliza la escala Rankine, definida por:

$$t_{°R} = t_{°F} + 459,67$$

## 1.3. Primer principio de la Termodinámica

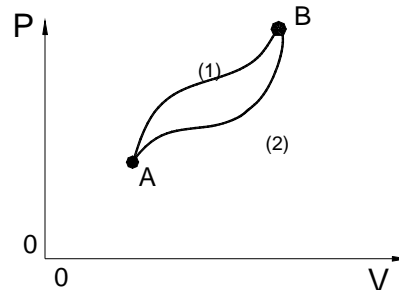
El primer principio de la Termodinámica expresa que el calor que se le entrega a un sistema se invierte totalmente en aumentar su energía interna y en realizar trabajo exterior:

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (1.1)$$

o, por unidad de peso,

$$\delta q = du + \delta w \quad (1.2)$$

Aplicado a un ciclo, expresa que el trabajo realizado por un sistema en un ciclo es igual al calor intercambiado por el mismo:



**Figura 1.2**  
**Proceso termodinámico**

<sup>1</sup> En honor al matemático y físico escocés William Thomson (Lord Kelvin), 1824-1907

$$\delta W = \oint \delta Q$$

Si se consideran dos condiciones A y B de un sistema y dos procesos (1) y (2) que llevan de una a otra (ver figura 1.2) se deduce que por cualquiera de ellos  $\int_A^B (\delta Q - \delta W)$  toma el mismo valor, por lo que  $\delta Q - \delta W$  es un diferencial exacto.

Otra consecuencia importante del 1<sup>er</sup> principio es la relación entre trabajo intercambiado y cambio de volumen.

Sea un cuerpo homogéneo de volumen  $V$  sometido a una presión uniforme  $p$ . Si a dicho cuerpo se le entrega una cierta cantidad de calor  $\delta Q$  se dilatará hasta ocupar un volumen  $V + dV$ , realizándose por lo tanto un trabajo  $\delta W$ . Llamando  $dA$  a un elemento de la superficie exterior de ese cuerpo, y  $ds$  su desplazamiento durante la expansión, el trabajo  $\delta W$  vale:

$$\delta W = \int_A p ds dA$$

Suponiendo que  $p$  se mantiene uniforme y constante:

$$\delta W = p \int_A ds dA = p.dV$$

El trabajo realizado cuando el cuerpo pasa de un volumen  $V_1$  a un volumen  $V_2$  vale:

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p.dV$$

#### 1.4. Gas ideal, compresibilidad

Un gas ideal se considera constituido por moléculas entre las que es despreciable la atracción u otra forma de interacción, y el volumen de las cuales es despreciable comparado con el espacio intermolecular.

Se puede demostrar que, en tales hipótesis, se cumple:

$$p \cdot v_\mu = \mathfrak{R} \cdot T \quad (1.4.)$$

siendo  $p$  la presión absoluta (en  $\text{kgf/m}^2$ ),  $v_\mu$  el volumen de la molécula-kilogramo (en  $\text{m}^3/\text{mol}$ ),  $T$  la temperatura absoluta (en  $^\circ\text{K}$ ) y  $\mathfrak{R}$  una constante universal ( $\mathfrak{R} = 848 \text{ kgf.m} / \text{mol } ^\circ\text{K}$ )

Llamando  $m$  al peso molecular de un gas, se llama constante de dicho gas a:

$$R_g = \frac{\mathfrak{R}}{m}$$

Resulta entonces:

$$p \cdot v = R_g \cdot T \quad \text{ó} \quad p/\gamma = R_g \cdot T \quad (1.5)$$

Siendo  $v$  el volumen específico del gas (volumen por unidad de peso,  $\text{m}^3/\text{kg}_t$ ) y  $\gamma$  su peso específico.

El valor de  $R_g$  para algunos gases se da en la tabla 1.1.

**Tabla 1.1.**  
Constante de algunos gases.

| GAS             | $R_g$ (m / °K) |
|-----------------|----------------|
| Aire            | 29.27          |
| CO <sub>2</sub> | 19.27          |
| N <sub>2</sub>  | 30.26          |
| O <sub>2</sub>  | 26.50          |
| CH <sub>4</sub> | 52.90          |
| NH <sub>3</sub> | 49.79          |

### 1.5 Coeficiente de compresibilidad.

La ecuación (1.4.) refleja el comportamiento de los gases reales sólo en ciertas circunstancias.

Para todos los gases se puede determinar una "temperatura crítica",  $T_{cr}$ , que es la mayor temperatura a la cual puede coexistir esa sustancia en forma líquida con su vapor saturado.

Por encima de  $T_{cr}$  sólo existe el vapor sobrecalentado. Todos los gases, entonces, son vapores muy sobrecalentados. Cuanto mayor sea la temperatura de un gas a una presión dada y menor sea su temperatura crítica, tanto más se aproximarán sus propiedades a las de un gas ideal. A  $T_{cr}$  le corresponde una presión  $p_{cr}$ . En la Tabla (1.2) se dan los parámetros críticos de algunos gases.

**Tabla 1.2.**  
Parámetros críticos de algunos gases.

| Gas              | $T_{cr}$ (°K) | $P_{cr}$ (ata) | $V_{cr}$ (m <sup>3</sup> /kg) |
|------------------|---------------|----------------|-------------------------------|
| Aire             | 132,4         | 37,25          | 0,00323                       |
| CO <sub>2</sub>  | 304,2         | 72,9           | 0,00217                       |
| N <sub>2</sub>   | 126,2         | 33,5           | 0,00322                       |
| O <sub>2</sub>   | 154,4         | 50,1           | 0,00233                       |
| CH <sub>4</sub>  | 191,1         | 45,8           | 0,00617                       |
| NH <sub>3</sub>  | 405,5         | 111,5          | 0,00424                       |
| H <sub>2</sub> O | 647,3         | 218,2          | 0,00307                       |

Llamando:

$$z = \frac{pv_{\mu}}{\mathcal{R}T} = \frac{p}{\gamma R_g T}$$

(coeficiente de compresibilidad), para los gases ideales será  $z = 1$ .

Se ha hallado experimentalmente los valores de  $z$  en función de  $p_R = \frac{p}{p_{cr}}$  y de

$T_R = \frac{T}{T_{cr}}$  para muchas sustancias (ver figura 1.2). Se encontró que, para sustancias

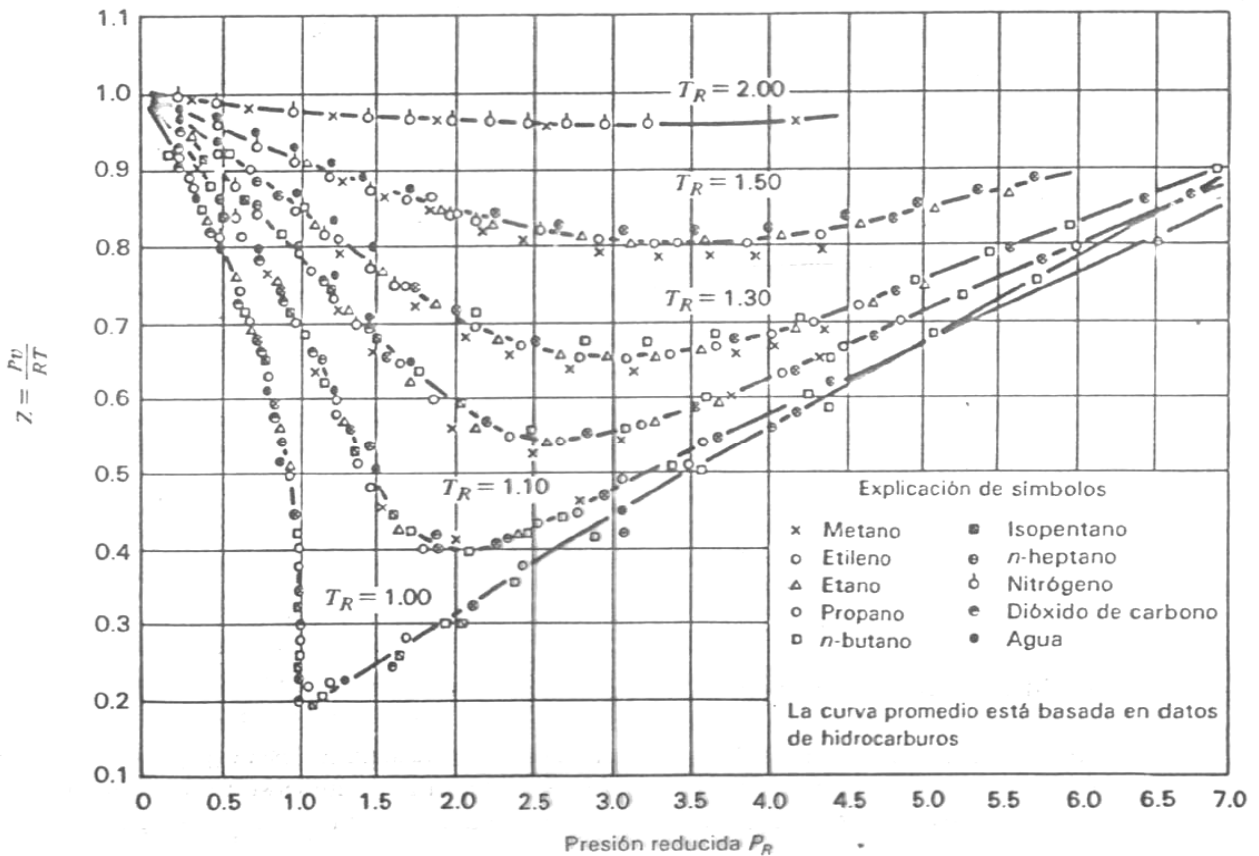
diferentes, estos diagramas casi coinciden. O sea, se puede decir que, al menos para las sustancias puras y lejos de las condiciones críticas,  $v_R = f(p_R, T_R)$ . Ello no es exacto en las inmediaciones del punto crítico, en que el coeficiente de compresibilidad puede variar entre 0,23 y 0,33. Para las aplicaciones habituales, se puede utilizar los valores de  $z$  que se muestran en la "carta generalizada de compresibilidad" (Fig. 1.3).

Por ejemplo, para el oxígeno a una presión de  $p = 100 \text{ kgf/cm}^2$  (man.) y a  $t = 20^\circ\text{C}$ , resulta

$$p_R = 2,03, \quad T_R = 1,9,$$

por lo que :

$$p \cdot v = 0,95 R_g \cdot T.$$



**Figura 1.3.**  
Coeficiente de compresibilidad

Para las aplicaciones técnicas usuales, se puede suponer que será  $z = 1$  si su temperatura es  $T > 2 T_{cr}$  y la presión correspondiente es  $p < 4.5 p_{cr}$ . En este caso,  $0,95 \leq z \leq 1,05$ .

Un criterio más estricto sería exigir que  $T > 3 T_{cr}$  y  $p < 3.5 p_{cr}$ , en cuyo caso  $0,98 \leq z \leq 1,02$ .

### 1.6 Calor específico.

Se define la propiedad termodinámica llamada "entalpía específica" (por unidad de peso) de un gas como

$$h = u + p.v$$

donde  $u$  es la energía interna específica ( $\text{kgf} \cdot \text{m} / \text{kg}_f$ )

Para un gas ideal,

$$h = u + Rg \cdot T$$

o sea, es función sólo de la temperatura.

Podría considerarse la entalpía total de una cierta cantidad de gas, definida como

$$H = U + pV$$

donde U es la energía total y V el volumen ocupado por el gas.

Se define el calor específico a volumen constante:

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (1.6.)$$

y el calor específico a presión constante:

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (1.7.)$$

Se demuestra (ver ref. 5) que

$$c_p > c_v$$

Es posible probar que, para un gas ideal, tanto la energía interna como la entalpía dependen exclusivamente de la temperatura. Por lo tanto lo mismo ocurre con  $c_p$  y  $c_v$ .

También para un gas ideal, derivando respecto a la temperatura la definición de entalpía, se llega a que:

$$c_p - c_v = R_g .$$

Un gas se dice "perfecto" si es ideal y además  $c_p$  y  $c_v$  son constantes (independientes de la temperatura).

Se demuestra (ver ref. 5) que el cociente entre los calores específicos de los gases ideales depende sólo del número  $i$  de grados de libertad de sus moléculas (o sea del número de coordenadas requerido para fijar el estado energético de dicha molécula), de acuerdo a:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{2}{i}$$

Para un gas monoatómico ( $i = 3$ ) resulta  $k = 1,67$ . Para un gas biatómico a bajas temperaturas ( $i = 5$ ), será  $k = 1,40$ . Para una molécula poliatómica de tres o más átomos a bajas temperaturas ( $i = 6$ ), será  $k = 1,33$ .

Estos valores concuerdan muy bien con los observados experimentalmente. Para altas temperaturas se han medido valores menores, los que se explican por la influencia de las fuerzas de atracción mutua y por la vibración molecular, que añade grados de libertad (ver ref. 5).

## 1.7. Procesos

Se mencionará algunos procesos termodinámicos que puede seguir un gas en proceso de compresión. Se supondrá, salvo advertencia en contrario, que los gases se comportan como ideales y que su coeficiente de compresibilidad vale 1.

### 1.7.1 Proceso isoterma ( a temperatura constante)

En este proceso (1-2 en la figura 1.4), en virtud de (1.5) :

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\delta W = p \cdot dv = p \cdot d \left( \frac{C}{p} \right)$$



Integrando entre los puntos 1 y 2, el trabajo realizado en el proceso vale

$$W = C \cdot L (p_1/p_2) = R_g \cdot T \cdot L (p_1/p_2)$$

### 1.7.2. Proceso adiabático

En este proceso,  $\delta q = 0$ , por lo que  $\delta W = - du$ .

Por lo tanto  $p dV = - c_v \cdot dT$  (el trabajo de expansión es realizado a expensas de la disminución de la temperatura).

Integrando:  $W = c_v \cdot (T_1 - T_2)$ .

Ahora bien, diferenciando (1.5.),

$$v.dp + p.dv = R_g \cdot dT$$

Queda:

$$v.dp + c_v \cdot dT = R_g \cdot dT = (c_p - c_v) \cdot dT$$

de donde:

$$v.dp = c_p \cdot dT = k \cdot c_v \cdot dT = -k \cdot p \cdot dv$$

Integrando:  $\text{Log } p = -k \cdot \text{Log } v + C$

de donde:

$$p \cdot v^k = \text{cte.} \quad (1.8)$$

Siempre en la hipótesis de gas ideal, usando (1.5.) resulta también:

$$T \cdot v^{k-1} = \text{cte} \quad \text{y} \quad T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = \text{cte.} \quad (1.9)$$

### 1.7.3. Proceso politrópico

Es el caracterizado por:

$$p \cdot v^n = \text{cte.} \quad (1.10)$$

donde el exponente n se mantiene constante durante todo el proceso dado. Los procesos anteriores serían casos particulares, obtenidos tomando  $n = 1$  (proceso isoterma),  $n = k = c_p / c_v$  (adiabático).

Se llama calor específico de este proceso a:

$$c = \frac{\delta q}{\delta T}$$

donde  $\delta q$  es, según (1.2.),

$$\delta q = du + \delta w$$

Por otra parte, diferenciando (1.10), resulta  $n \cdot p \cdot dv + v \cdot dp = 0$ .

Entonces,  $\delta q = c_v \cdot dT - \frac{v}{n} \cdot dp$

Diferenciando (1.5.):

$$R_g \cdot dT = p \cdot dv + v \cdot dp = \left( -\frac{v}{n} + v \right) \cdot dp$$

Queda:

$$\delta q = c_v - \frac{R_g}{n-1} \cdot dT$$

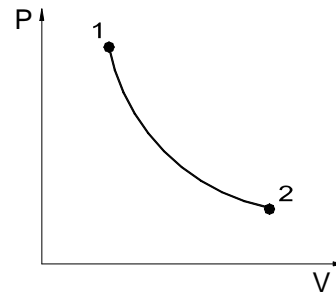
de donde:

$$c = c_v - \frac{R_g}{n-1} = c_v - \frac{c_p - c_v}{n-1} = c_v \cdot \frac{k-n}{1-n} \quad (1.11)$$

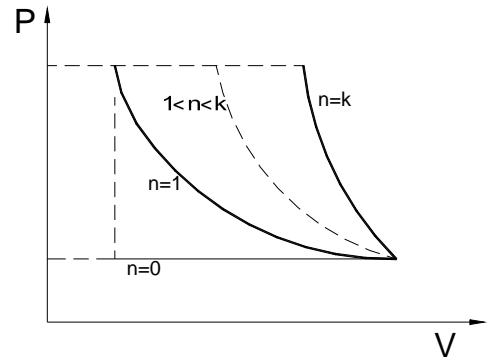
Cuando  $1 < n < k$ , la curva característica en el plano  $(p, v)$  del proceso politrópico se encuentra entre las correspondientes a  $n=1$  y  $n=k$ . (ver figura 1.5.)

En este caso,  $c < 0$ , lo que indica que cuando al gas se le entrega calor su temperatura descende; o que su temperatura se eleva mientras que el gas cede calor. Se explica porque en estas transformaciones es  $|\delta w| > |\delta q|$ ; entonces, por (1.1.),  $\delta u$  tiene el signo opuesto

a  $\delta q$ . En una expansión, en el trabajo que se produce se gasta, no sólo el calor  $\delta q$  que absorbe el gas sino también parte de su energía interna. En una compresión ( $\delta w < 0$ ) el trabajo que se le entrega al gas se transforma en calor, pero como el gas cede una cierta cantidad de calor  $\delta q$ , la diferencia aumenta su energía interna y por lo tanto su temperatura.



**Figura 1.4.**  
**Proceso isoterma**



**Figura 1.5**  
**Procesos politrópicos**

## 2. COMPRESORES RECIPROCANTES.

En lo sucesivo, si bien el fluido puede ser un gas puro, mezcla de gases, vapor saturado o vapor sobrecalentado, se supondrá que se trata de un gas que cumple con las leyes de los gases perfectos:

$$p v = R_g T, \quad \text{con} \quad R_g = \text{cte.}$$
$$k = \frac{c_p}{c_v} = \text{cte}$$

El objetivo buscado es incrementar la energía del gas sin alterar su energía interna. O sea (en ausencia de transformaciones químicas), sin recurrir al aumento de su temperatura. La única manera de realizarlo consiste en aumentar  $p$  disminuyendo  $v$ .

Se estudiarán (en esta sección 2) los compresores reciprocantes, en que un pistón realiza un movimiento alternativo. El funcionamiento de los compresores reciprocantes puede esquematizarse así:

- 1) El fluido entra a una cámara cerrada de volumen variable.
- 2) Mediante la entrega de trabajo desde el exterior se reduce el volumen de la cámara, por movimiento de una o más paredes de ésta.
- 3) Se extrae el gas con volumen específico reducido, o sea, con mayor presión.

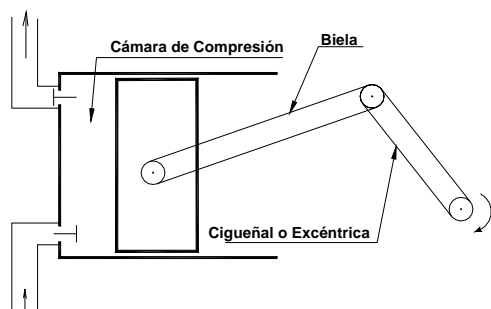
Este movimiento involucra grandes fuerzas de inercia, con aceleraciones y desaceleraciones violentas en cada carrera. Con los compresores rotativos (ver secciones 4, 5, 6 y 7) se busca eliminar las fuertes vibraciones características de los reciprocantes, así como poderlos fabricar con menor cantidad de material y menos problemas de mantenimiento.

En todos los compresores mencionados el caudal de gas comprimido es sensiblemente independiente de la presión. No ocurre esto con los llamados compresores centrífugos o turbo compresores, en los cuales al variar la presión de descarga varía (en sentido inverso) el caudal. Estos compresores, de construcción similar a las bombas centrífugas o máquinas axiales, son de aplicación industrial mucho menos extendida en nuestro país. Se utilizan para presiones no muy altas y caudales muy grandes lo que hace que estas máquinas requieran muy alta precisión en su construcción y montaje; el alto costo resultante hace que se justifiquen sólo para aplicaciones de gran escala.

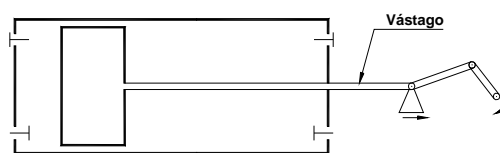
### 2.1. Generalidades sobre compresores reciprocantes.

La cámara de compresión está constituida por un cilindro de sección circular, con una "tapa" fija ("cabeza" o "culata") y otra móvil ("pistón") (Ver Fig. 2.1). Sendas válvulas de admisión y escape permiten el acceso del gas a comprimir y la salida del gas comprimido.

Un motor hace girar un cigüeñal o excéntrica. A través de una biela, el pistón adquiere un movimiento alternativo entre las dos posiciones extremas, de velocidad nula, llamadas punto muerto superior (P.M.S.) la más alejada del cigüeñal y punto muerto inferior (P.M.I.) la otra.

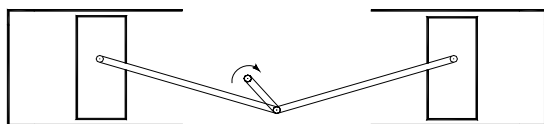


**Figura 2.1.**  
Esquema de compresor de simple efecto

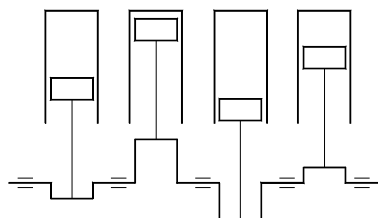


**Figura 2.2.**  
Esquema de compresor de doble efecto

Un diseño alternativo es el de los cilindros de doble efecto. En éstos hay cámaras de compresión en ambos lados del pistón (ver Fig. 2.2). Se realiza la compresión del gas tanto en el desplazamiento en un sentido como en el otro (no se trata de la misma porción de gas sino que ambas cámaras operan en paralelo). En este caso la biela está unida a un vástago cuyo movimiento es alternativo pero siempre axial; se posibilita así el cierre con la adecuada estanqueidad de la cámara posterior (la del lado del P.M.I.). El pasaje del vástago a través de la tapa posterior se hace estanco mediante un sistema de sellado (por ejemplo, empaquetadura y prensaestopas). La presencia del vástago hace que el volumen desplazado por el pistón en una de las cámaras sea algo menor que en la otra.



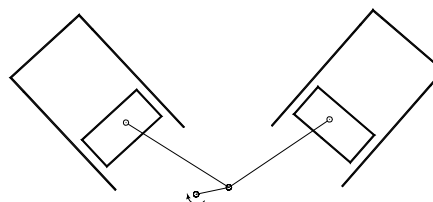
**Figura 2.3**  
Cilindros en oposición



**Figura 2.4.**  
Cilindros en línea

Los compresores alternativos pueden tener uno o más cilindros en paralelo, cada uno de simple o doble efecto; pueden tener dos o más etapas de compresión (en serie).

Dos o más pistones de la misma etapa o de distintas etapas pueden estar solidarizados por un vástago común o tener bielas independientes. Los cilindros pueden estar en oposición (Fig. 2.3), en línea (Fig. 2.4) o en "V" (Fig. 2.5).



**Figura 2.5.**  
Cilindros en V

## 2.2. Ciclo de compresión.

El gas en el interior del cilindro experimenta una evolución cíclica que consta de las siguientes etapas (ver Fig. 2.6):

- 4-1: aspiración de gas, a la presión  $p_1$  de entrada  
 1-2: compresión de dicho gas  
 2-3: expulsión del gas comprimido, a la presión  $p_2$  de descarga  
 3-4: caída brusca de la presión (al no quedar gas y moverse el pistón hacia el P.M.I.)

Inmediatamente después de 3-4 se abre la válvula de admisión y recomienza el ciclo.

Pero en realidad, el pistón en su P.M.S. no está tocando la culata del cilindro, pues:

1) Hay que prever imprecisiones de construcción o desgastes en cojinetes o dilataciones por cambio de temperatura.

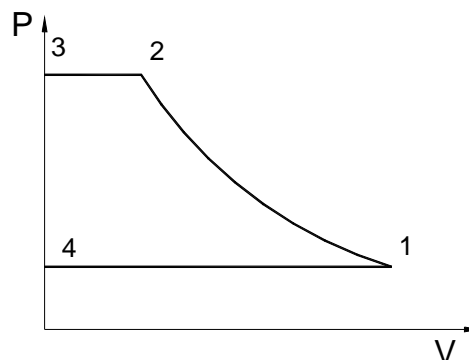
2) Se necesita espacio para el movimiento de apertura y cierre de las válvulas.

Entonces, queda un espacio no barrido por el pistón, llamado "espacio nocivo"; este espacio queda ocupado por gas que no es expulsado en la etapa 2-3 y que se expande en la etapa 3-4.

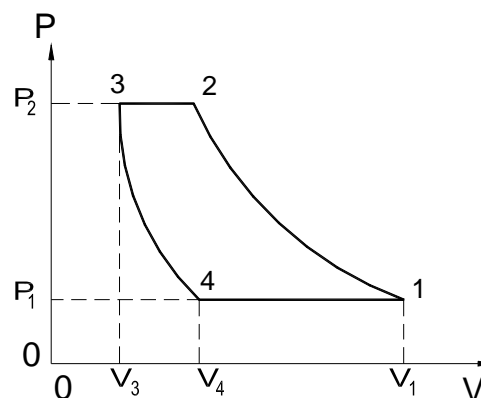
El ciclo corregido por ese motivo tendría el diagrama p-v indicado en la figura 2.7.

Obsérvese que 1-2 y 3-4 son procesos termodinámicos, en el sentido de que en ellos evoluciona una masa fija de gas. En cambio 2-3 y 4-1 son partes del ciclo en que varía la masa encerrada. Los puntos del segmento 2-3 no representan el estado del gas pues éste, si bien evacúa a presión  $p_2$ , lo hace con un volumen específico  $v_2$  (sin perjuicio de algunas variaciones menores, debidas a efectos que se estudiarán en 2.7).

Llamando  $V$  al volumen de la cámara de compresión en cada momento y  $p$  a la presión en su interior, el diagrama  $pV$  sería análogo al anterior (se trata de un cambio de escala en el eje de abscisas, dependiente de la sección del cilindro). El diagrama  $p-V$ , entonces, no representaría estados del gas, pero todos sus puntos tendrían la misma interpretación.



**Figura 2.6.**  
Ciclo de compresión ideal



**Figura 2.7.**  
Ciclo de compresión teórico

### 2.3. Procesos de compresión y expansión.

Los procesos 1-2 y 3-4 (Fig. 2.7) no son sencillos de conocer. Se suele aceptar que son politrópicos, o sea, que se cumple:

$$p \cdot v^n = cte.$$

para algún valor de  $n$ .

Como la compresión (y también la expansión) se realiza con una masa fija de gas encerrado, durante dichos procesos se puede sustituir el volumen específico por el volumen ocupado  $V$ :

$$p \cdot V^n = cte. \quad (2.1)$$

Si el proceso fuera adiabático, sería

$$n = k = c_p / c_v$$

Pero siempre hay transferencia de calor, natural o forzada. Por lo tanto, el exponente politrópico  $n$  suele tomar valores menores que  $k$  sin llegar nunca a ser  $n=1$  (proceso isoterma).

Para compresores de aire con cilindros aletados exteriormente para refrigeración por aire,  $n$  suele valer entre 1.25 y 1.38. Si el cilindro tiene camisa refrigerada por agua,  $n$  suele valer entre 1.20 y 1.35.

Debido a la diferencia de las condiciones del intercambio térmico y a la falta de hermeticidad en las diferentes fases del ciclo, el exponente politrópico de la compresión puede diferir del de la expansión. No obstante, es usual considerar que el mismo exponente politrópico es válido para la compresión 1-2 y para la expansión 3-4.

## 2.4. Factores de disminución del caudal impulsado.

### 2.4.1 Espacio nocivo

El volumen desplazado por el pistón en una carrera vale:

$$V_D = V_1 - V_3$$

El espacio nocivo,  $V_3$ , es una característica constructiva del cilindro (aunque en ocasiones se lo puede variar, según se verá en 2.11.6). Es usual expresarlo como una fracción del volumen desplazado:

$$V_3 = C (V_1 - V_3) \quad (2.2)$$

En los compresores más comunes,  $C$  suele tomar valores entre 0.02 y 0.10.

Se llama "eficiencia volumétrica" <sup>2</sup> al cociente:

$$e_{vo} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (2.3)$$

Se llama "relación de compresión" al cociente:

$$r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^n$$

La eficiencia volumétrica se puede expresar en términos de  $C$  y  $r$ . De (2.3) se deduce:

$$e_{vo} = 1 - (V_4 - V_3) / (V_1 - V_3) = 1 - V_3 \times (V_4 / V_3 - 1) / (V_1 - V_3)$$

<sup>2</sup> A veces es llamado "rendimiento volumétrico", contribuye a ello la bibliografía en inglés donde "efficiency" se traduce por "rendimiento". Pero es preferible usar esta última palabra sólo en los casos en que se produce pérdida de energía. En este caso, el gas encerrado en el espacio nocivo recibe energía al ser comprimido en la etapa 1-2, pero devuelve energía al expandirse en 3-4. Por lo tanto, se puede admitir que la presencia del espacio nocivo no altera la energía consumida por el ciclo. La eficiencia volumétrica se podría interpretar como un factor del llenado del cilindro, o factor de disminución de capacidad.

o sea

$$e_{v0} = 1 - C (r^{1/n} - 1) \quad (2.4)$$

Se observa que  $e_{v0}$  disminuye al aumentar  $r$ . La relación de compresión máxima teóricamente posible corresponde a  $e_{v0} = 0$ , o sea:

$$r_{m\acute{a}x} = (1 + 1/C)^n \quad (2.5)$$

Para esta relación de compresión, el proceso 1-2 se extiende hasta que el pistón llega al P.M.S.; se reduce el volumen del gas hasta el volumen del espacio nocivo y no llega a abrirse la válvula de escape. Si se comprimiera desde presión atmosférica con estos valores de  $r$  se producirían esfuerzos inadmisibles sobre cilindros, bielas y cojinetes. Además, la elevación de temperatura provocaría efectos indeseables, entre otros, la descomposición del lubricante. Por ello se puede pensar en esta relación de compresión sólo si se usa el compresor como bomba de vacío, descargando a la atmósfera.

#### 2.4.2 Calentamiento en la entrada.

El gas que ingresa al cilindro no se encuentra a la misma temperatura que a la entrada al compresor. En efecto, desde la entrada hasta el cilindro el gas recorre conductos cuyas paredes están a mayor temperatura que él. También experimenta un aumento de temperatura mientras ingresa al cilindro por estar a mayor temperatura las paredes de éste. Por lo tanto el cilindro succiona, en cada embolada, el volumen calculado pero a temperatura mayor, o sea con densidad menor. El volumen de gas extraído en cada ciclo del ambiente del cual toma no es  $V_1 - V_4$  sino menor. Refiriéndolo a las condiciones en la entrada del compresor, equivale a un volumen reducido en un factor  $e_{v1} < 1$ . Si se puede medir la temperatura  $T_i$  al ingreso al cilindro, se puede calcular  $e_{v1}$  aplicando (1.5):

$$e_{v1} = \frac{T_1}{T_i}$$

Según ensayos realizados, el factor  $e_{v1}$  suele tomar valores entre 0.97 y 0.99.

#### 2.4.3 Pérdidas de carga en la entrada.

Desde la entrada al compresor hasta el cilindro hay pérdidas de carga en filtros, conductos de admisión y válvulas de admisión. La presión y por lo tanto la densidad del gas al acceder al cilindro es menor que en la entrada al compresor. Refiriéndolo a las condiciones de entrada, equivale a un volumen reducido en un factor  $e_{v2} < 1$ .

Si se puede medir la presión  $p_i$  a la entrada al cilindro, se puede calcular  $e_{v2}$  aplicando (1.5):

$$e_{v2} = \frac{p_i}{p_1}$$

Según ensayos, el factor  $e_{v2}$  también suele tomar valores entre 0.97 y 0.99.

Los factores  $e_{v1}$  y  $e_{v2}$  son, al igual que  $e_{v0}$ , factores de disminución de capacidad, pero no tienen relación directa con la energía consumida, por lo que no cabe considerarlos como rendimientos.

#### 2.4.4 Fugas.

La masa de gas que egresa del compresor, en cada ciclo, no es igual a la que ingresa debido a:

- i) falta de estanqueidad de las válvulas.
- ii) falta de estanqueidad de los aros del pistón.
- iii) falta de estanqueidad entre vástago y tapa posterior, en el caso de un pistón de doble efecto.

Siendo  $\dot{V}$  el caudal útil (el que sale por la válvula de impulsión), sea  $f$  la fracción de  $\dot{V}$  que se pierde por los motivos mencionados.

Se llama "rendimiento volumétrico" del cilindro al número:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{(\dot{V} + f.\dot{V})} = \frac{1}{(1 + f)}$$

Para un compresor en buen estado, el valor de  $f$  suele estar entre 0.01 y 0.06. En una primera aproximación, se lo puede suponer constante, aunque además de las luces y malos cierres depende de  $r$ .

Para  $\eta_v$  es adecuado el uso de la palabra "rendimiento" pues el gas que fuga lo hace una vez comprimido, por lo que se produce una pérdida de energía.

## 2.5. Cálculo del caudal.

Siendo  $L$  la carrera del pistón y  $D$  su diámetro, el volumen desplazado vale:

$$V_D = V_1 - V_3 = \frac{\pi.D^2}{4}.L$$

Si el pistón realiza  $N$  ciclos por unidad de tiempo y el compresor tiene  $Z$  cilindros iguales operando en paralelo, el caudal de aire que entrega, medido en las condiciones de entrada, vale :

$$\dot{V} = \frac{\pi.D^2}{4}.L.N.Z.j.e_{v0}.e_{v1}.e_{v2}.\eta_v \quad (2.6)$$

donde  $j$  vale 1 si el pistón es de simple efecto y 2 si es de doble efecto (en realidad, para un compresor de doble efecto habría que descontar del volumen desplazado el volumen ocupado por el vástago, que suele ser bastante pequeño).

Este caudal  $\dot{V}$  es llamado "capacidad" del compresor, y depende de la relación de compresión  $r$  (a través de  $e_{v0}$ )

Las condiciones en que es medido el caudal deben siempre ser claramente establecidas. No hay al presente una definición universalmente aceptada de condiciones estándar; en caso de no ser especificadas, se supone que son las indicadas en la norma ISO 1217 (1986): "Displacement Compressors - Acceptance Tests":

- aire seco
- temperatura ambiente en el momento del ensayo (en ausencia de este dato, se supondrá 20°C)
- presión absoluta de 1 bar



Si se requiriera conocer la capacidad en otras condiciones de entrada, puede aplicarse que la ley de los gases ideales (1.5), aplicada a todo el peso  $G$  de gas extraído del ambiente del cual se toma, queda

$$p_1 V = G R_g T_1$$

y por unidad de tiempo:

$$p_1 \dot{V} = \dot{G} R_g T_1$$

donde  $\dot{G}$  es el gasto (peso por unidad de tiempo).

## 2.6. Trabajo en el ciclo teórico.

Supóngase que el ciclo del compresor es el de la Fig. 2.7, donde 4 - 1 y 2 - 3 son procesos a presión constante. En abscisas se representa el volumen  $V$  de gas encerrado en la cámara de compresión.

Para el proceso de compresión 1-2, el volumen  $V$  es proporcional al volumen específico:

$$V = v \cdot G_1$$

siendo  $G_1$  el peso del gas atrapado en el punto 1.

Análogamente para el proceso 3-4.

Se cumplirá, en el proceso 1-2 :

$$p \cdot V^n = Cte. = p_1 \cdot V_1^n$$

y en 3-4 :

$$p \cdot V^n = Cte. = p_4 \cdot V_4^n$$

El trabajo realizado por el pistón en un ciclo teórico vale:

$$\begin{aligned} W &= - \int_1^2 p dV + p_2 (V_2 - V_3) - \int_3^4 p dV - p_1 (V_1 - V_4) = \\ &= - \int_{V_1}^{V_2} C_1 V^{-n} dV - \int_{V_3}^{V_4} C_4 V^{-n} dV + p_2 (V_2 - V_3) - p_1 (V_1 - V_4) = \\ &= \frac{C_1}{n-1} V_1^{1-n} \left[ \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{1-n} - 1 \right] - \frac{C_4}{n-1} V_4^{1-n} \left[ \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{1-n} - 1 \right] + p_2 (V_2 - V_3) - p_1 (V_1 - V_4) = \\ &= \frac{p_1 (V_1 - V_4)}{n-1} \left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + p_2 (V_2 - V_3) - p_1 (V_1 - V_4) = \\ &= \frac{p_1 (V_1 - V_4)}{n-1} \left( r^{\frac{n-1}{n}} \right) + p_2 \left( V_1 r^{\frac{1}{n}} - V_4 r^{\frac{1}{n}} \right) - p_1 (V_1 - V_4) = \end{aligned}$$

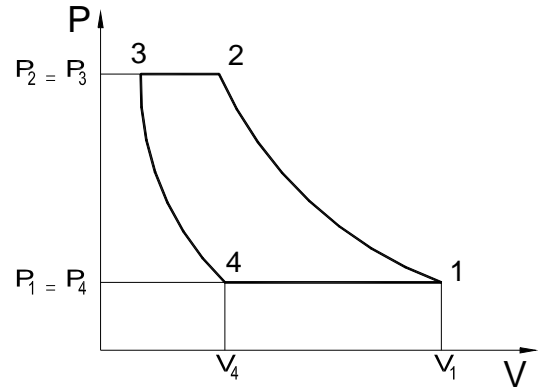


Figura 2.7  
Diagrama p-v

$$= \frac{p_1 (V_1 - V_4)}{n-1} \left( r^{\frac{n-1}{n}} \right) + (V_1 - V_4) p_1 \left( r^{1-\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

donde se llamó  $r = p_2 / p_1$  (cociente de las presiones extremas en el interior del cilindro).

Resulta:

$$W_p = \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.7)$$

El subíndice p recuerda que las etapas de compresión y expansión se supusieron politrópicas. Si se hubieran supuesto adiabáticas ( $n = k = c_p / c_v$ ), el trabajo  $W_a$  en ese ciclo sería :

$$W_a = \frac{k}{k-1} p_1 (V_1 - V_4) \left( r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.8)$$

En cambio si fueran isotermas ( $n = 1$ ), resultaría :

$$W_i = p_1 V_1 L \left( \frac{p_2}{p_1} \right) - p_4 V_4 L \left( \frac{p_3}{p_4} \right)$$

o sea :

$$W_i = p_1 (V_1 - V_4) Lr \quad (2.9)$$

## 2.7. Ciclo real.

Se estudiará la influencia que ejercen sobre el diagrama del ciclo las condiciones reales (no ideales):

- pérdidas de carga en válvulas.
- retardos en apertura de válvulas.
- compresión y expansión no exactamente politrópicas.

Las válvulas de admisión y de escape usuales en los compresores actuales abren o cierran obedeciendo únicamente a diferencias de presión, con un resorte en forma de lámina. Un diseño típico se muestra en la figura 2.8.

Siendo F la fuerza que ejercen los resortes en su posición de válvula cerrada, S la sección de pasaje de gas y  $p_T$  la presión del suministro abastecido por el compresor (generalmente la presión en un tanque recibidor, o en la tubería de descarga), la válvula de escape abre cuando:

$$p = p_T + F/S$$

Pero cuando comienza a pasar el gas, se produce una pérdida de presión  $\Delta p_f$  en los pasajes, a la vez que aumenta F. En consecuencia, para la condición de válvula abierta y flujo establecido a través de ésta, se tendrá :



**Figura 2.8.**  
**Válvulas típicas de compresor recíprocante**

$$p = p_T + F/S + \Delta p_f$$

Entonces, si  $p_T = p_2$  (la presión a la que se quiere comprimir), la válvula de escape no abre exactamente en el punto 2 (fig 2.9) sino en el punto 2' de ordenada  $p = p_T + F/S$ ; y sigue aumentando hasta un máximo para luego decrecer hasta la presión de descarga  $p_T = p_3$ .

Con frecuencia el descenso de presión no es monótono sino con "ondulaciones" a causa de la vibración de las láminas de las válvulas de escape.

Este fenómeno se amortigua en válvulas del tipo de las de la Fig. 2.8. En éstas se establece una cámara de gas entre la chapa en U y el resorte curvo que actúa como una amortiguación de las vibraciones.

Cuando se expande el gas que quedó encerrado en el espacio nocivo y se llega al punto 4 del ciclo, ocurre algo parecido. Si la presión exterior es  $p_e$ , la fuerza de los resortes es  $F'$  y se llama  $S'$  a la sección de pasaje de gas, la válvula de admisión comienza a abrir cuando la presión en el cilindro vale :

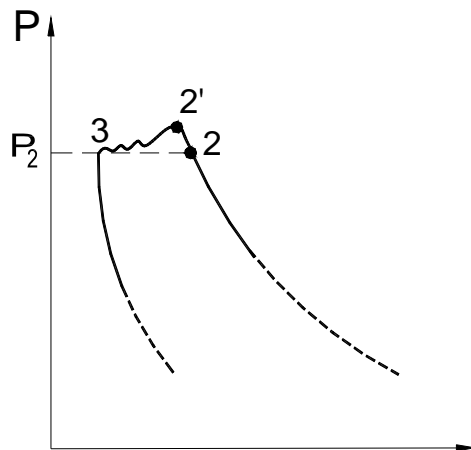
$$p = p_e - F'/S'$$

Cuando se abre la válvula, el gas pasa sufriendo una pérdida de presión  $\Delta p_f$ , por lo que la presión desciende aún más :

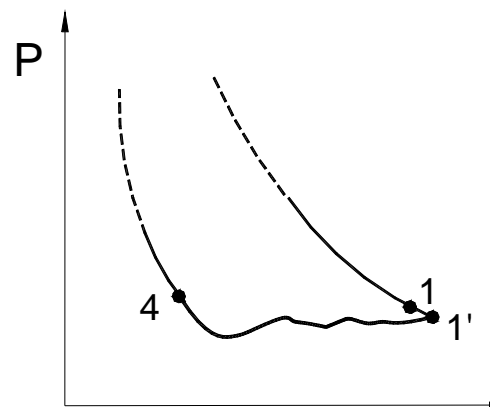
$$p = p_e - F'/S' - \Delta p_f$$

hasta llegar a un mínimo, correspondiente a válvula plenamente abierta. Luego, la presión asciende hasta el final de la aspiración.

Al llegar el pistón al P.M.I. subsiste en el cilindro una pequeña depresión (punto 1' en lugar del punto 1, Fig. 2.10), debido a que la válvula sigue abierta. Sólo cuando se ha recorrido una parte de la carrera de compresión se cierra la válvula y la presión se iguala a la presión  $p_1$  del exterior.



**Figura 2.9**  
Fluctuaciones de presión en la descarga



**Figura 2.10**  
Fluctuaciones de presión en la admisión

La parte 4-1' del diagrama del ciclo es frecuente, también, que tenga forma ondulada debido a la vibración de las láminas de la válvula de admisión.

En cuanto a los procesos 1-2 y 3-4, si bien se supuso que cada uno era una evolución politrópica de índice  $n$  constante, en la realidad se presentan algunas diferencias.

Cuando el gas, supuesto frío, entra al cilindro cuyas paredes están a mayor temperatura, se produce un intercambio de calor de las paredes al gas. Entonces, en la primera parte del proceso de compresión, si el proceso es politrópico lo es con un

índice  $n_1 > k = \frac{c_p}{c_v}$ ; en efecto,

como ingresa calor al gas ( $\delta Q > 0$ ) y al comprimirse es  $dT > 0$ , en (1.11) será  $c > 0$ , por lo que  $n > k$ .

Al aumentar la presión, aumenta la temperatura del gas:

$$\frac{T}{T_1} = \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.10)$$

No varía sensiblemente, en cambio, la temperatura de las paredes del cilindro, debido a su mayor masa y a la refrigeración. Cuando la temperatura del gas supere a la de las paredes, hay transferencia de calor del gas a las paredes.

En el punto 3 el gas comprimido, por lo tanto caliente, comienza entregando calor. Pero al expandirse se enfría hasta llegar a invertirse el sentido de transferencia de calor.

Por estos motivos, el ciclo real del compresor ve modificado su diagrama con respecto al ciclo teórico, que dando con la forma indicada en la Fig. 2.11 (se han exagerado los apartamientos del diagrama del ciclo teórico).

El diagrama de la Fig. 2.11 se llama "**diagrama indicado**" y el área encerrada representa el "**trabajo indicado**",  $W_I$ , del cilindro. Usando instrumental adecuado se puede hallar el diagrama indicado directamente de la operación del compresor.

## 2.8 Cálculo de la potencia politrópica.

Si bien para el ciclo teórico se supuso

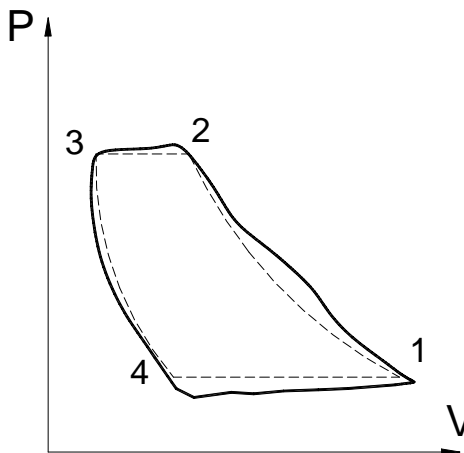
$$p_2 = p_T \text{ (presión de tanque)}$$

$$p_1 = p_{ext}$$

una mejor aproximación se logra considerando las pérdidas de carga debidas a las válvulas de entrada y salida.

Conocido el diagrama indicado de un cilindro de compresor, supóngase un ciclo teórico 1' 2' 3' 4' que aproxime al diagrama indicado, tenga 1'2' y 3'4' politrópicos y cuyo diagrama encierre la misma área que el diagrama indicado. Dicho ciclo se representa en punteado en la figura 2.12.

Las presiones extremas de este ciclo son  $p_1 - \Delta p_i$  y  $p_2 + \Delta p_s$ , donde  $p_1$  y  $p_2$  son las presiones de admisión y de salida del ciclo original.



**Figura 2.11.**  
**Diagrama real o indicado**  
(se han exagerado los apartamientos del diagrama teórico)

Será

$$W_p = \frac{n}{n-1} p_{1'} (V_{1'} - V_{4'}) \left( r'^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Recordando que  $\frac{p_{1'}}{p_1} = e_{v2}$ , queda:

$$W_p = \frac{n}{n-1} p_1 e_{v2} \frac{(V_{1'} - V_{4'})}{(V_1 - V_4)} \frac{\left( r'^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Se puede suponer que  $V_{1'} - V_{4'} \approx V_1 - V_4$ . Por otra parte,

$$\frac{\left( r'^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \approx \frac{\frac{T_{2'}}{T_{1'}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_{1'}} \times \frac{T_2 - T_{1'}}{T_2 - T_1} \approx \frac{T_1}{T_{1'}} = e_{v1}$$

Queda :

$$W_p = \frac{n}{n-1} p_1 e_{v1} e_{v2} (V_1 - V_4) \left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

La potencia necesaria para el ciclo politrópico

será :  $\dot{W}_p = W \times N$

Como

$$\begin{aligned} \dot{V} &= V_D N e_{v0} e_{v1} e_{v2} \eta_v \\ &= (V_1 - V_4) N e_{v1} e_{v2} \eta_v \end{aligned}$$

resulta

$$\dot{W}_p = \frac{n}{n-1} \frac{p_1 \dot{V}}{\eta_v} \left( r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \tag{2.11}$$

### 2.9 Rendimiento politrópico.

Como se observó en 2.8, el ciclo real difiere del teórico en dos aspectos:

- i. relación de compresión interior al cilindro mayor que  $p_T / p_1$ ; se estudió su efecto en 2.8
- ii. procesos de compresión y expansión no exactamente politrópicos

En virtud de ii., el trabajo por ciclo, así como la potencia requerida, son mayores que las calculadas suponiendo los procesos politrópicos (véase Fig. 2.11)

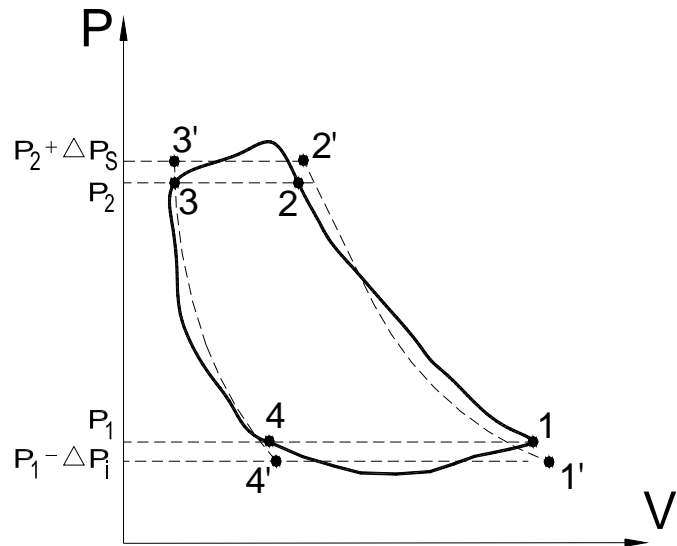


Figura 2.12. Diagrama indicado: cálculo de la potencia politrópica

Se llama "rendimiento politrópico" al cociente de los trabajos politrópico e indicado para un ciclo, o de las potencias politrópica e indicada:

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_I} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_I} \quad (2.12)$$

Análogamente, se define el "rendimiento adiabático": si los procesos 1-2 y 3-4 se hubieran supuesto adiabáticos, se llegaría a una expresión análoga a (2.11), con  $k = c_p / c_v$  en lugar de  $n$ . En este caso, se define:

$$\eta_a = \frac{W_a}{W_I}$$

Hay una relación entre  $\eta_p$  y  $\eta_a$  :

$$\eta_p = \eta_a \frac{W_p}{W_a} = \eta_a \frac{k-1}{k} \frac{n}{n-1} \frac{r^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1} \quad (2.13)$$

Análogamente se puede definir el rendimiento isoterma:

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_I} \quad (2.14)$$

## 2.10. Rendimiento Mecánico.

El trabajo indicado es el intercambiado entre el pistón y el gas que se comprime. Pero el trabajo que se debe entregar en punta de eje al compresor es mayor por varios motivos.

Principalmente:

- Fricción entre aros y cilindros
- Fricción en la empaquetadura del vástago, si es de doble efecto.
- Rozamiento en pernos de biela, cigüeñal, cojinete, cruceta, etc..

El trabajo que resulta de sumar a  $W_f$  estas pérdidas se llama " trabajo al freno":

$$W_B = W_I + W_{perd.}$$

y la potencia resultante "potencia al freno"  $\dot{W}_B$  .Se llama "rendimiento mecánico" al cociente:

$$\eta_i = W_I / W_B = \dot{W}_I / \dot{W}_B$$

Los valores del rendimiento mecánico mejoran con la calidad de fabricación. Para compresores lentos, de hasta 200 R.P.M., era usual que fuera entre 0,92 y 0,94. Para compresores modernos, que funcionan a más de 300 R.P.M., es normal que valga entre 0,95 y 0,96. Cuando el compresor funciona a media carga, estos valores descienden entre un 3% y un 5 %.



nocivo (punto 3'). Este gas se expande hasta 4'', ingresando luego gas fresco al cilindro para recomenzar.

En resumen, el cilindro de baja opera en el ciclo 1-2'-3'-4'', y el de alta en el ciclo 1'-2''-3-4'.

Se produce un ahorro de energía en el ciclo, representado por el área 2'-2-2''-1', al cual hay que descontarle la pequeña área 4-4'-3'-4''.

Obsérvese que también aumenta el valor de  $e_{v0}$  por cada etapa; o sea, se puede lograr que el caudal no disminuya tanto para el mismo volumen desplazado (es decir, para el mismo cilindro y carrera).

### 2.11.3 Fraccionamiento óptimo de la compresión.

Se calculará la presión  $p_2$  a la cual conviene fraccionar la compresión para que sea mínima la potencia total requerida para una capacidad determinada. Para ello se realizarán varias hipótesis simplificadoras:

- 1- En ambas etapas de compresión, el índice politrópico  $n$  y el rendimiento politrópico  $\eta_p$  son iguales. Esta hipótesis es razonable pues el diseño del sistema de enfriamiento suele ser análogo para los cilindros de alta y de baja. Además, para cada etapa se supone  $\eta_p$  independiente de  $r$ .
- 2- En el enfriador intermedio no hay pérdidas de carga, o sea,  $p_{1'} = p_{2'}$ . Se deduce que la relación de compresión del ciclo único, es el producto de las de los dos ciclos de baja y de alta:

$$r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{2'}}{p_{1'}} \cdot \frac{p_{2'}}{p_1} = r_A \cdot r_B$$

- 3- Los puntos 1 y 1' están sobre una misma isoterma; en la realidad no se llega a esta situación, aunque se acostumbra a aproximarse, pues requeriría un enfriamiento muy intenso y oneroso. Lo usual es que el gas a comprimir y el fluido refrigerante, estén a la misma temperatura, por lo que debido al  $\Delta T$  del intercambiador, no se puede tener  $T_{1'} = T_2'$ . Pero la diferencia suele no ser mayor de 10 a 15°C.

La potencia total indicada, usando (2.11) y (2.12) y las hipótesis 1 y 2, vale:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_A + \dot{W}_B = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{1}{\eta_p} \left[ p_1 \dot{V}_1 \left( r_B^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + p_{1'} \dot{V}_{1'} \left( r_A^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right]$$

donde  $\dot{V}_1$ ,  $\dot{V}_{1'}$  son los caudales en 1 y 1' (figs. 2.13 y 2.14).

Por la hipótesis 3 :

$$p_{1'} \dot{V}_{1'} = \eta_{VB} p_1 \dot{V}_1 \quad (2.15)$$

$$\text{y además } p_1 \dot{V}_1 = \frac{p_1 \dot{V}}{\eta_{VB} \eta_{VA}}$$

de donde:



$$\dot{W}_T = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_1 \dot{V}}{\eta_P} \left[ \frac{1}{\eta_{VB} \eta_{VA}} \left( r_B^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{1}{\eta_{VA}} \left( r_A^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right]$$

donde  $\dot{V}$  es la capacidad (en el sentido de 2.5).

Para que sea mínima la potencia específica  $\frac{\dot{W}}{\dot{V}}$ , se deberá elegir  $r_B$  y  $r_A = \frac{r}{r_B}$  de manera de minimizar :

$$\frac{r_B^{\frac{n-1}{n}}}{\eta_{v_B}} + \left( \frac{r}{r_B} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Anulando la derivada respecto a  $r_B$  se halla:

$$r_B = \eta_{v_B}^{n/2(n-1)} \sqrt{r}$$

Si se supone, para simplificar, que  $\eta_{v_B} = 1$  (hipótesis plausible según 2.4.4) queda:

$$r_B = r_A = \sqrt{r} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$$

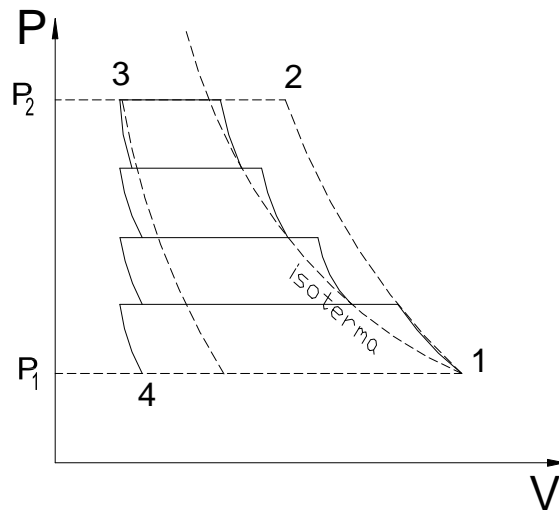
o también

$$p_V = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$$

Esta condición optimiza el consumo (indicado) de potencia en las hipótesis mencionadas. Obsérvese que también el consumo de potencia para una capacidad  $\dot{V}$  (en todas las hipótesis mencionadas) es el mismo en ambas etapas. Al diseñar un compresor bi-etapa se toman en cuenta muchos otros aspectos, como ser normalización de diámetros de cilindros, que pueden hacer necesario suboptimizar en el consumo de potencia.

Si la relación de compresión deseada fuera más grande, por ejemplo mayor de 35 ó 40, se deberá comprimir en más etapas (ver figura 2.15). Haciendo análogas hipótesis se llega a que el mínimo de potencia se consume cuando las relaciones de compresión de todas las etapas son iguales.

Según se observa en la figura 2.15, el enfriamiento entre etapas consecutivas de manera de llevar la temperatura a la de entrada al primer cilindro equivale a aproximar el ciclo al de compresión isoterma, que es el ciclo teórico de menor energía consumida.



**Figura 2.15.**  
**Fraccionamiento múltiple**

### 2.11.4 Dimensiones de los cilindros de alta y baja.

Se hallará la relación entre las dimensiones geométricas de los cilindros de alta y baja para un compresor de dos etapas.

Según (2.15)

$$p_1' \dot{V}_1' = \eta_{VB} p_1 \dot{V}_1$$

Aplicando (2.6)

$$\frac{p_1'}{p_1} = r_B = \frac{\eta_{VB} \dot{V}_1'}{\dot{V}_1} = \frac{D_B^2 \cdot L_B \cdot Z_B \cdot N_B \cdot j_B (e_{v0} e_{v1} e_{v2})_B \eta_{VB}}{D_A^2 \cdot L_A \cdot Z_A \cdot N_A \cdot j_A (e_{v0} e_{v1} e_{v2})_A}$$

Suponiendo que :

- 1- (1)  $N_B = N_A$  (lo cual se cumple en casi todo compresor, pues un cigüeñal único mueve a ambos pistones).
- 2- (2)  $j_A = j_B$  (lo cual se cumple en casi todos los casos, pues el fabricante usa tecnología análoga en cilindros de baja y de alta)
- 3- (3)  $(e_{v1} e_{v2})_A = (e_{v1} e_{v2})_B$ , lo cual se cumple aproximadamente, por ser análogos los diseños de ambas etapas y la relación de compresión ser similar según el punto 2.10.3.

queda :

$$r_B = \frac{D_B^2 \cdot L_B \cdot Z_B (e_{v0})_B \eta_{VB}}{D_A^2 \cdot L_A \cdot Z_A e_{v0A}}$$

## 2.12. Sistemas de regulación.

### 2.12.1 Generalidades.

Si bien el caudal instantáneo que entrega un compresor recíprocante es pulsante, con las frecuencias de embolado actuales (más de 300 por minuto en los compresores grandes, más de 700 por minuto en los más pequeños) y disponiendo de un tanque recibidor (ver 3.7) se puede trabajar con el caudal medio al cual se lo puede considerar esencialmente constante.

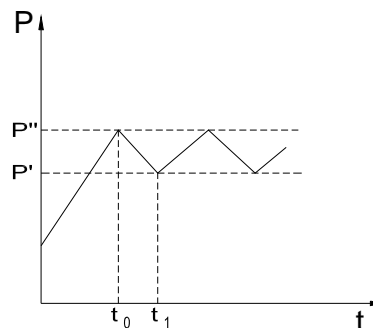
Pero suele no ser constante la demanda del gas comprimido. Se requiere por lo tanto tener la posibilidad de regular el gasto del compresor para acomodarlo a una demanda variable en el tiempo.

Todos los métodos de regulación requieren de un sensor de presión (o de algún parámetro físico ligado unívocamente con la presión).

Dicho sensor estará localizado en algún punto de la red de gas comprimido abastecida; es frecuente sentir la presión en el tanque recibidor.

Suponiendo que el caudal del compresor excede a la demanda, se llegará en un cierto momento  $t_0$  a una presión  $p''$  ("umbral superior", fig. 2.16) a la cual el sensor envía una señal al dispositivo de control.

Este hace que se reduzca la capacidad del compresor por debajo de la demanda, con lo cual la presión comienza a descender. Al llegar a una presión  $p'$  ("umbral inferior"), el



**Figura 2.16.**  
Regulación : variación de la presión

sensor envía otra señal para que el compresor vuelva a funcionar a mayor capacidad y vuelva a subir la presión.

Para prolongar la vida del dispositivo de control, así como tener un régimen de funcionamiento menos severo para el motor, convendrá que las acciones del sensor sean lo más espaciadas en el tiempo que sea posible.

Atenta contra esto:

- 1) Que la capacidad del compresor sobrepase en mucho a la demanda.
- 2) Que el tanque receptor sea demasiado chico en relación con el volumen demandado en un intervalo de tiempo.
- 3) Que los umbrales  $p'$  y  $p''$  difieran muy poco en relación con la presión del tanque receptor.

El sensor puede actuar sobre distintos órganos de control, dependiendo del método de regulación usado. Según (2.6), para variar el caudal se puede actuar sobre  $N$ ,  $Z$ ,  $j$ ,  $e_{v0}$ ,  $e_{v1}$ ,  $e_{v2}$  ó  $\eta_v$ .

### 2.12.2 Variación de N.

La regulación de caudal por variación de velocidad es un recurso muy fácil de aplicar cuando el compresor está impulsado por un motor de combustión interna. No se desperdicia energía; a lo sumo puede complicar algo el mantenimiento del motor si se lo hace trabajar en baja carga por períodos prolongados.

Cuando el motor eléctrico es de corriente alterna, asíncrono de rotor bobinado, se pueden introducir resistencias rotóricas para variar la velocidad. La energía gastada allí es considerable y la regulación es posible sólo en una gama de velocidades (típicamente, de 60 % a 100 % de la nominal). Su uso es cada vez menos extendido.

Cuando el motor eléctrico es de corriente alterna, asíncrono en jaula de ardilla, la única forma de poder variar la velocidad es variar la frecuencia de la energía eléctrica de alimentación, mediante variadores de frecuencia de estado sólido

Hoy es posible aplicar industrialmente estos dispositivos para potencias de varias decenas y hasta cientos de kilovatios. Con ellos se obtiene una buena regulación, fina y con muy pequeño desperdicio de energía, pero con costo inicial relativamente alto.

### 2.12.3 Variación de Z.

Consiste en habilitar o deshabilitar algunos cilindros, cuando hay varios en paralelo. Es una regulación muy burda y que suele ofrecer más contratiempos que ventajas, fundamentalmente por el desbalanceo que se produce en el cigüeñal que origina fuertes vibraciones.

### 2.12.4 Estrangulación en la admisión.

Consiste en instalar en la cañería de admisión una válvula con un accionador. Un controlador neumático envía la señal al accionador que posiciona el órgano de cierre de la válvula entre una posición totalmente abierta y otra de cierre parcial predeterminado.

Equivale a disminuir  $e_{v2}$  (y algo también  $e_{v1}$ ). Por otra parte, aumenta la relación de compresión, por lo que también disminuye  $e_{v0}$ .

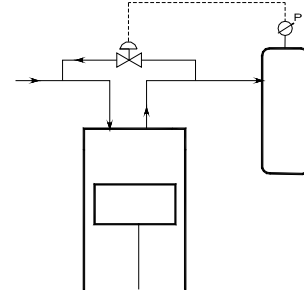
Este sistema es relativamente caro de instalar a posteriori y no es eficiente, pues disipa energía. Además, provoca mayor depresión en la cañería de admisión con lo que las válvulas se atrasan más a la apertura

Este método es ventajoso desde el punto de vista del motor: éste funciona en régimen prácticamente constante.

#### 2.12.5 Recirculación a la admisión.

Se puede recircular hacia la cañería de admisión el gas excedente mediante una válvula de control gobernada por la presión del tanque receptor (ver Figura 2.17). Se puede interpretar como un aumento artificial de las fugas, con disminución de  $\eta_v$ .

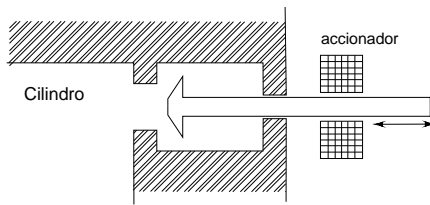
Es un método simple y eficaz, pero desperdicia energía pues el motor está siempre a plena carga independientemente de la demanda.



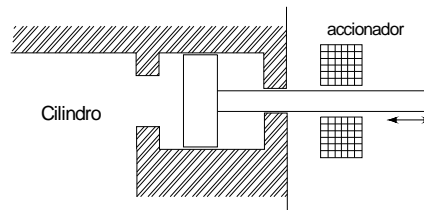
**Figura 2.17**  
Regulación por recirculación a la admisión

#### 2.12.6 Bolsillos (Clearance pockets).

Consisten en cámaras que se pueden comunicar con el cilindro, en la zona del P.M.S., mediante una válvula comandada (ver figura 2.18).



**Figura 2.18.**  
Válvula comandada para pocket



**Figura 2.19.**  
Cámara (pocket) de volumen variable

Habilitar una de esas cámaras equivale a aumentar el espacio nocivo, con lo que disminuye  $e_{v0}$ , sin que varíe  $V_D$ .

Con una cámara se puede lograr sólo un punto distinto de funcionamiento. Para tener más posibilidades se puede:

- i) disponer varias cámaras y habilitar la cantidad que sea necesaria; esto complica el diseño del compresor, ocupa espacio, encarece.
- ii) disponer una cámara de volumen variable (ver figura 2.19); se logra así una regulación continua pero al precio de complicar el sistema de comando del pistón de la cámara.

Este método tiene la ventaja de permitir un ahorro de energía por ciclo. En efecto, si  $V_3$  pasa a ser  $V_{3reg}$ , (equivale a correr el eje vertical, ver Fig. 2.20) el nuevo ciclo es 1-2'-3-4'. El caso extremo está constituido por el ciclo 1-3-1.

#### 2.12.7 Regulación ON-OFF.

Consiste en apagar el motor que mueve al compresor al llegar al umbral superior y volverlo a arrancar al llegar al umbral inferior. Tiene como ventaja la de ser sencillo y barato de instrumentar.

Su desventaja es que puede ocasionar arranque demasiado frecuente del motor. Por ello se usa este método sólo en compresores chicos, en los que no es oneroso sobredimensionar el motor para que soporte picos de arranque frecuentes sin sobrecalentamiento excesivo. Al sobredimensionarlo se reduce el rendimiento y el factor de potencia del motor, pero suele no ser importante.

### 2.12.8 Bloqueo de válvulas de admisión.

Consiste en dejar bloqueadas las válvulas de admisión en posición de abiertas. El pistón hace ingresar aire pero no lo comprime sino que lo vuelve a expulsar por la admisión.

Mediante una válvula solenoide se habilita con gas comprimido a un pistón o diafragma que empuja una horquilla que tranca las válvulas de admisión de uno solo de los efectos, de un cilindro o de todos los cilindros (ver Fig. 2.21).

También se utiliza el bloqueo de válvulas para el arranque del compresor: sólo cuando está a velocidad de régimen se le liberan las válvulas de admisión y comienza a comprimir. Se logra así descargar el motor en el momento más crítico de su operación.

Mientras están bloqueadas las válvulas, el consumo del compresor está determinado por las pérdidas de carga en válvulas y conductos de admisión, calentamiento y pérdidas mecánicas (ver Fig. 2.22).

Presenta como ventaja su sencillez, ser confiable, aplicable para ciclos frecuentes (umbrales cercanos) y no exigir en exceso al motor. Por estas ventajas es un método ampliamente usado en la actualidad.

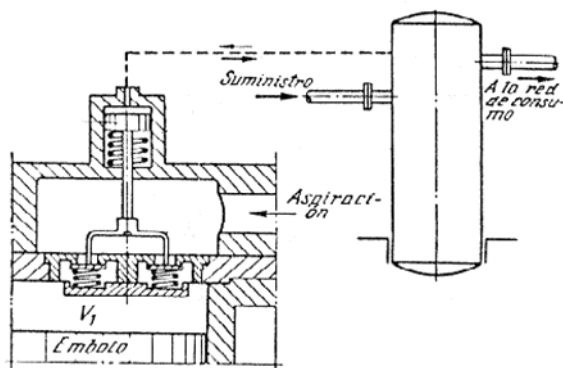


Figura 2.21  
Bloqueo de válvulas de admisión

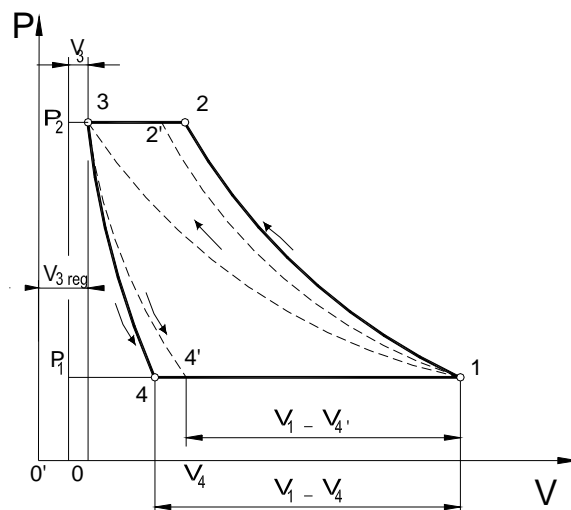


Figura 2.20  
Regulación por variación del espacio nocivo

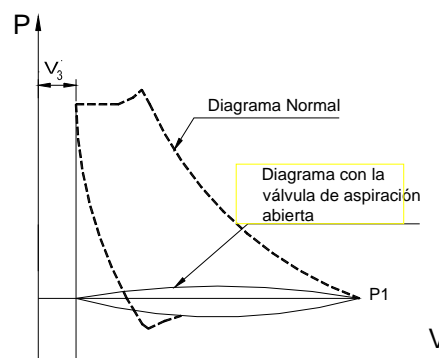


Figura 2.22  
Ciclo con bloqueo de válvulas

### 3- ACCESORIOS NECESARIOS PARA UN COMPRESOR.

#### 3.1. Generalidades.

Para funcionar correctamente y en condiciones de seguridad, tanto desde el punto de vista de la máquina como de las demás instalaciones y de las personas, el compresor requiere algún equipamiento adicional. La mayoría de éste es considerado como accesorio en el sentido de no incluirse, salvo mención expresa, cuando se habla del compresor.

Se mencionarán los principales accesorios requeridos por un compresor reciprocante. Algunos de ellos son prescindibles o vienen incluidos en compresores de otro tipo.

#### 3.2. Filtros.

Fundamentalmente en compresores que aspiran aire ambiente, es muy importante filtrar el gas que ingresa al cilindro. Si arrastrara partículas sólidas, éstas al cabo de un tiempo de funcionamiento rayarían las válvulas, trancarían sus placas, rayarían el cilindro y pistón, podrían llegar a obstruir conductos de gas dentro del compresor y en los intercambiadores de calor.

Los filtros que se usan deben cumplir varios requisitos:

- 1) Introducir poca pérdida de carga para no afectar la eficiencia  $e_{v2}$  (del orden de 1 a 3 mbar cuando están limpios).
- 2) Tener suficiente superficie filtrante para que la vida del elemento filtrante no sea reducida. Dependiendo de la concentración de polvos en el ambiente, puede llegar a ser necesario más de un filtro en serie.
- 3) Debe separar las partículas más grandes en buena proporción. Un criterio puede ser:
  - a. Partículas de  $2\mu$  : extraer el 98,5 % o más.
  - b. Partículas de  $5\mu$  : extraer el 100 % .
- 4) Debe soportar las mayores diferencias de presión que puedan ocurrir sin romperse ni abrirse rumbos ( 1 at para un compresor que aspire aire atmosférico).
- 5) Cuando en el ambiente pueda haber gases potencialmente nocivos, cuyo pasaje el filtro no impide, deberá estar ubicado en un lugar desde el que no se los aspire. Por ejemplo, si hubiera gases de chimenea que pueden contener azufre; con el agua del aire formarían ácidos que corroerían internamente al compresor e instalación.

#### 3.3. Silenciadores.

La principal fuente de ruido está constituida por las pulsaciones de presión en la admisión. También colaboran el motor, la transmisión, las válvulas y el pasaje del gas por llaves, válvulas y cañería de gas comprimido.

Dicho ruido se amortigua imponiendo recorridos tortuosos y longitudes adecuadas de caños y toberas de expansión que interfieran y amortigüen las pulsaciones, además de usar materiales que absorban las altas frecuencias. Se trata de reducir el ruido a menos de 85 dB (A) si hay personas trabajando en las cercanías del compresor. Si éste está aislado, se puede

admitir mayor nivel acústico. Pero tampoco se deben introducir pérdidas de carga en exceso. Los buenos silenciadores introducen una caída de presión de 8 a 12 mbar.

### 3.4. Enfriador intermedio.

Suele venir con el compresor, cuando éste es multi-etapa. El fluido refrigerante puede ser aire o agua. Debe lograrse la más baja temperatura posible en el gas con una pérdida de carga mínima. Además debe ser compacto y fácilmente limpiable.

Los enfriadores a base de agua suelen ser intercambiadores de tubo y carcasa. El agua es normalmente enfriada en una torre de enfriamiento y llevada a un pozo, de donde una bomba la impulsa hacia el enfriador.

Los enfriadores a base de aire son de tipo radiador con tubos aletados.

Las temperaturas típicas de entrada y salida de un intercambiador de calor de agua son:

\* Para el gas, 140 a 170°C de entrada, 30 a 35°C salida.

\* Para el agua, 20 a 30°C entrada, 60 a 80°C salida, dependiendo del caudal.

La pérdida de carga en el agua puede valer entre 0.03 y 0.04 bar; el caudal de agua suele variar entre 2 y 3 lt/min por  $m^3/min$  de gas.

### 3.5. Post-enfriador.

Se trata de un intercambiador análogo al intermedio pero suele ser un accesorio adicional. Se utiliza para reducir la temperatura del gas comprimido a valores aceptables que no deterioren prematuramente las juntas, cañerías o instrumentos, no provoquen dilataciones o contracciones inadmisibles ni sean peligrosas.

También se utiliza para separar el vapor de agua u otros gases condensables que pudiera arrastrar el gas, que de otra manera podrían condensar en la cañería posterior.

No es necesario que el post-enfriador lleve al gas a temperatura tan baja como el enfriador intermedio; es admisible que a la salida esté a 40 ó 50°C.

### 3.6. Separador de agua.

Se instala en seguida del post-enfriador para separar las minúsculas gotas de agua u otros condensados que arrastra el gas.

Suele ser de tipo ciclónico (ver Fig. 3.1); separa el agua mediante la fuerza centrífuga y por la formación de un vórtice (o sea una zona de bajas presiones) en su parte central. Debe ser purgado periódicamente o tener una purga que opere automáticamente.



**Figura 3.1**  
Separador de condensados

Si bien los separadores tienen una eficiencia alta, hay casos en los que se debe eliminar totalmente la humedad del gas a través de una sustancia adsorbente o absorbente. Para operación continua, se disponen dos columnas de dicha sustancia desecante; mientras el gas pasa por una se está regenerando la sustancia de la otra. Estos desecadores se instalan luego del receptor, para que trabajen con un gas sin pulsaciones y para aprovechar que en el tanque se condensa buena cantidad de agua. Otro método, muy eficaz pero de alto costo inicial, consiste en refrigerar el gas comprimido. Al descender la temperatura por debajo del punto de rocío, condensan los vapores de agua y aceite arrastrados, con lo que son separables por los medios anteriormente citados.

Si el consumo de gas es sensiblemente constante, el separador se instala luego del depósito receptor, para prolongar el tiempo entre descargas o regeneraciones. Si es muy variable, se instala antes.

### 3.7. Depósito receptor.

Su función es almacenar el gas para minimizar las variaciones de presión del sistema y reducir la frecuencia de los ciclos de carga del compresor. Además completa el enfriamiento y permite recolectar más agua y eventualmente aceite que estuvieran en suspensión en el gas, al enfriar y bajar la velocidad.

Se acostumbra diseñarlo para suministrar el gas comprimido durante un tiempo especificado con la presión no descendiendo por debajo de cierto valor también especificado.

Sea  $T_r$  la temperatura en el tanque receptor y  $V_r$  su volumen. Suponiendo variación uniforme de la presión en el tanque, será  $\frac{\Delta G}{\Delta t} = \dot{G}$  siendo  $G$  la masa de gas en el interior del tanque. Para que la presión en el tanque receptor varíe entre  $p_{r2}$  y  $p_{r1}$  en un tiempo "t" (ver Fig. 3.2), deberá cumplirse:

$$\left( \frac{p_{r2}}{T_{r2}} - \frac{p_{r1}}{T_{r1}} \right) \frac{V_r}{t} = \frac{p_1 \dot{V}}{T_1}$$

siendo  $\dot{V}$  el caudal en condiciones  $p_1$  y  $T_1$ . De esa ecuación se halla  $V_r$  (es usual suponer  $T_{r1} = T_{r2}$ ).

El tanque receptor debe tener una tapa de inspección, un manómetro y un drenaje en la parte inferior para ser accionado periódicamente o en forma automática. Para ayudar en la separación de condensables, conviene que la entrada sea por la parte inferior y la salida por la parte superior. Debe ser sometido a una prueba hidráulica a 1.5 veces la mayor presión de servicio o lo que indiquen las ordenanzas pertinentes.

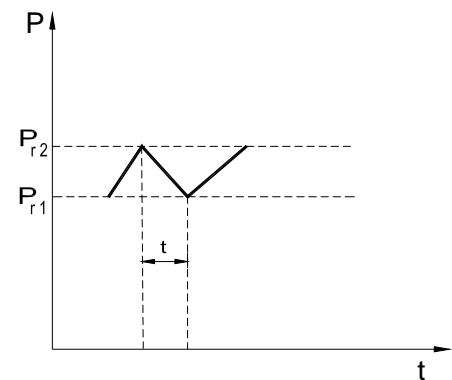


Figura 3.2.  
Variación de la presión en tanque

### 3.8 Cañerías.

La cañería de admisión del gas a los cilindros tiene que cumplir más de un requisito:

- i. introducir poca pérdida de carga, en la medida de lo posible, para no disminuir el valor de  $e_{v2}$ .
- ii. amortiguar las pulsaciones u ondas de presión inaceptables. el funcionamiento alternativo del compresor puede excitar frecuencias que, si son frecuencias naturales de resonancia de las cañerías, pueden tener efectos destructivos o



por lo menos molestos (ruido). Además, pueden dificultar el control. En caso de que las cañerías sean de longitudes tales que provoquen resonancias acústicas, se pueden instalar resonadores de Helmholtz o, más simplemente aunque introduciendo mayor pérdida de carga, alguna placa orificio.

### 3.9. Válvulas de seguridad.

Tiene como función proteger contra sobrepresiones que pudieran provocar daños en el compresor o instalaciones o atentar contra la seguridad. Deben colocarse tan cerca del cilindro de descarga del compresor como sea posible, y en todos los casos antes de cualquier parte del circuito de gas en que haya una remota posibilidad de obstrucción. Incluso puede haber una válvula de seguridad entre etapas para proteger la etapa de baja.

Deben estar reguladas a una presión por encima de la máxima presión de trabajo (por ejemplo al 110 % de ésta) y diseñadas para evacuar el caudal total del compresor a la presión de regulación.

### 3.10. Protecciones.

Para asegurar el correcto funcionamiento del compresor se debe asegurar que no se interrumpan la lubricación ni el enfriamiento. Además conviene tener una advertencia lo más rápido posible de cualquier defecto que se produjera, antes que éste origine una rotura. A tal efecto se pueden instalar diversos sensores:

- Sensor de presión de aceite en los sistemas de lubricación presurizados, que es un presostato que actúa al llegar a la presión regulada; puede tener dos niveles de actuación (dos presiones con distintas salidas): alarma y corte.
- Sensor de nivel de aceite, que debe dar una señal de advertencia cuando el nivel de aceite sea peligrosamente bajo; también puede ser de dos niveles. En los compresores pequeños se lo sustituye por un simple visor.
- Sensor de flujo de agua de enfriamiento, que no permite la marcha del compresor si no hay agua circulando o si el caudal es insuficiente.
- Sensores de temperatura del gas, de los cuales debería haber por lo menos uno a la salida del compresor y preferiblemente uno en la descarga de cada etapa. Proporcionan una indicación indirecta de algún desperfecto interior, que puede ser principalmente en válvulas de descarga ó en aros. El elemento sensor (bulbo o termocupla) debe estar situado en el centro de la corriente gaseosa, donde las mayores velocidades y la turbulencia aseguran una buena transferencia de calor.

## 4- COMPRESORES VOLUMÉTRICOS ROTATIVOS

Los compresores volumétricos rotativos fueron desarrollados para evitar las fuertes aceleraciones y deceleraciones que, en los reciprocantes, requieren dimensionados muy exigentes para carcazas, bielas, cojinetes, pistones; y que provocan pulsaciones en la descarga del fluido inherentes a su funcionamiento alternativo.

Se caracterizan por tener rotores que, con la carcasa, delimitan volúmenes en los cuales se captura una cierta cantidad de gas y se la conduce hasta la conexión a la descarga. Debido a ese principio de funcionamiento, suelen no tener válvulas de admisión ni de escape.

A diferencia de los compresores reciprocantes, la compresión no se produce exclusivamente por reducción de volumen de un recinto cerrado, sino que se trata, genéricamente, de capturar una cierta masa de gas y transportarla a la cañería de descarga. La compresión se produce por el hecho de acumular masa de gas en el tanque receptor o la parte del sistema que haga sus veces. En los diseños más elaborados, parte de la compresión se realiza en la máquina, permitiendo ahorros energéticos.

Se estudiarán los tipos de compresores rotativos más utilizados en la práctica industrial: de paletas deslizantes (Cap. 5), de tornillos o rotor helicoidal (Cap. 6), y los soplantes de lóbulos (Cap. 7).

Para todos estos tipos de compresor, no corresponde el concepto de espacio nocivo, en el sentido de volumen de gas que queda comprimido y devuelve energía en una parte del ciclo.

Sí se podría considerar los factores de reducción de capacidad  $e_{v1}$  y  $e_{v2}$ , por los mismos motivos expuestos en 2.4.2 y 2.4.3. No obstante, es frecuente que no se consideren. Los compresores rotativos, como se verá, trabajan a temperaturas relativamente bajas, por lo que  $e_{v1} \approx 1$ . Y al no haber válvulas, se elimina la mayor fuente de pérdidas de carga en la entrada al compresor.

Siendo  $V_D$  el volumen de gas atrapado por cada revolución del eje motor, y  $\eta_V$  el rendimiento volumétrico (debido a las fugas entre los rotores y entre éstos y la carcasa, la capacidad (caudal entregado por el compresor, medido en las condiciones de ingreso a él) se calcula como

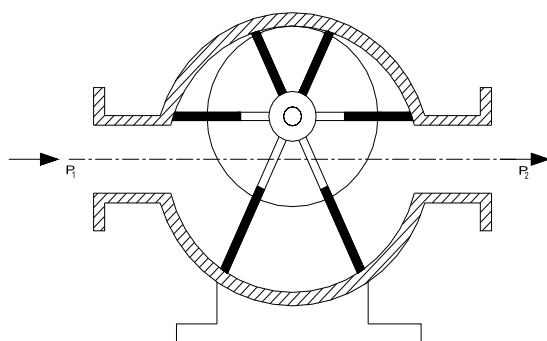
$$\dot{V} = V_D N \eta_V$$

## 5- COMPRESORES DE PALETAS.

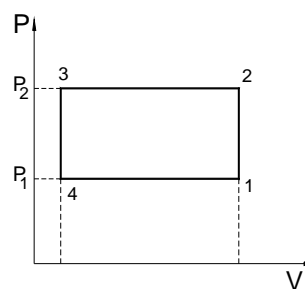
### 5.1. Funcionamiento y ciclo.

Un compresor de paletas consta esencialmente de un rotor con paletas deslizables radialmente, que gira excéntricamente en una carcaza ó envolvente cilíndrica (ver Fig. 5.1).

La fuerza centrífuga hace que las paletas apoyen contra la carcaza, delimitando cámaras entre cada dos consecutivas. Dichas cámaras toman el gas de la admisión, a presión  $p_1$  y lo conducen hasta la descarga donde toma contacto con el gas a presión  $p_2$ . Debido a la excentricidad del rotor, sólo eventualmente una pequeña cantidad atrapada vuelve a la admisión.



**Figura 5.1**  
Compresor de paletas simétrico: esquema



**Figura 5.2**  
Compresor de paletas simétrico: ciclo

Si, como lo muestra la figura 5.1, la entrada y salida se ubican simétricamente, con el mismo volumen que tiene en la admisión el gas llega a la descarga (ver Fig. 5.2). Entonces, el diagrama p-V del ciclo es un rectángulo. La energía teórica consumida por ciclo es:

$$W = (p_2 - p_1) (V_1 - V_3)$$

donde  $V_1$  es el volumen atrapado entre dos paletas en la admisión y  $V_3$  es el volumen (generalmente despreciable) atrapado en la descarga y recirculado a la admisión.

Un diseño más perfeccionado consiste en hacer asimétricas la cañería de salida con la de entrada de gas (ver Fig. 5.3).

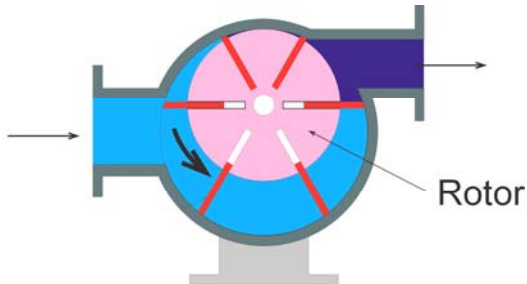
Con este diseño se realiza la compresión en el interior de la máquina por deformación del recinto. Permite además eliminar casi totalmente el espacio nocivo ( $V_3 = V_4 \cong 0$ ).

El ciclo de este compresor está representado en la Fig. 5.4. Se acepta que la compresión 1-2 es un proceso politrópico, cuyo exponente  $n$  depende de la eficacia del enfriamiento.

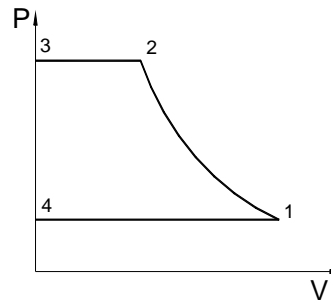
Como la relación de volúmenes está impuesta geoméricamente, la relación de presiones también :

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^n$$

Si la presión del tanque es  $p_T > p_2$ , al llegar el gas a la presión  $p_2$  (al llegar a la boca de salida) se pone bruscamente a  $p_T$ . La potencia consumida es mayor que si el compresor estuviera diseñado para una presión de salida  $p_T$ , pues en ese caso seguiría la curva politrópica hasta  $p_T$  (ver Fig. 5.5).

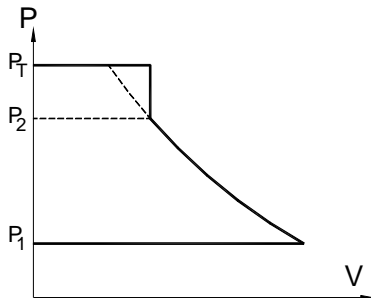


**Figura 5.3**  
Compresor de paletas asimétrico: esquema

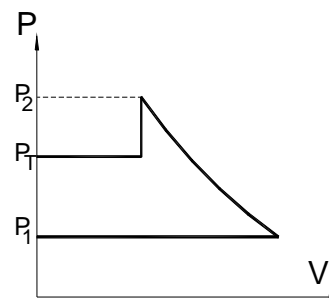


**Figura 5.4**  
Compresor de paletas asimétrico: ciclo

Si la presión del tanque es  $p_T < p_2$ , también la potencia consumida es mayor que si el compresor estuviera geoméricamente diseñado para una presión de salida  $p_T$ , pues el ciclo (ver fig. 5.6) no presentaría la punta hasta la presión  $p_2$ .



**Figura 5.5**  
Ciclo con  $p_T > p_2$



**Figura 5.6**  
Ciclo con  $p_T < p_2$

## 5.2. Pérdidas por fricción.

La principal pérdida de potencia en los compresores de paletas es debida a la fricción de las paletas contra la carcasa. Siendo  $m$  la masa de cada paleta,  $r$  la distancia media del centro de gravedad de las paletas al centro de la carcasa sobre la que están apoyadas y  $\omega$  la velocidad angular; la fuerza centrífuga vale:

$$F = M \cdot r \cdot \omega^2.$$

Siendo  $f$  el coeficiente de rozamiento, la fuerza de fricción por paleta vale :

$$f \cdot m \cdot r \cdot \omega^2$$

Si hay  $z$  paletas, la potencia perdida por rozamiento vale:

$$P_{roz} = M \cdot \omega = f \cdot m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \omega \cdot z$$

donde  $R$  es el radio interior de la carcaza.

Para disminuir esta potencia perdida se puede:

- disminuir  $f$ : para ello se pueden utilizar materiales "autolubricantes" o con bajo coeficiente  $f$ . Por ejemplo, carcaza de fundición (material usual) con paletas de carbón, PTFE ("teflón"), micarta. Otra posibilidad, más frecuente, consiste en lubricar abundantemente (ver 5.3)
- disminuir  $m$ : para ello se puede usar material liviano para las paletas (por ejemplo, aluminio).
- disminuir  $r$  o  $R$ : para una capacidad dada reducir las dimensiones radiales obliga a aumentar la velocidad de rotación o a aumentar el largo del rotor. Esto último está limitado por razones prácticas, como ser la rigidez del eje y la facilidad de deslizamiento de la paleta en toda la ranura.
- disminuir  $\omega$ : para mantenerla la capacidad obligaría a aumentar las dimensiones; se contrapone a c).
- disminuir  $z$ : si bien en compresores chicos como los usados en refrigeradores domésticos se ha llegado a diseñar con  $z=2$ , cuando la relación de compresión es importante las fuerzas ejercidas sobre las paletas puede fácilmente quebrarlas, por lo cual se opta por aumentar su número. Para las relaciones de compresión usuales con estos compresores (7:1 u 8:1) se utilizan hasta 8, a lo sumo 10 paletas. Además, y esto suele ser el aspecto principal, cuanto más paletas haya mejor estanqueidad se logra entre las zonas de descarga y de entrada del gas.

### 5.3. Lubricación.

Según se mencionó en 5.2, la disminución del rozamiento se logra lubricando abundantemente.

Se inyecta aceite a través de la carcaza mediante una bomba de lubricación; dicho aceite, impulsado por la fuerza centrífuga se adhiere a las paredes lubricando el contacto deslizante y por añadidura sellando contra fugas.

Además, como el calor específico del aceite es mucho mayor que el del gas, su íntimo contacto logra un efecto refrigerante del gas tan intenso que el proceso es muy cercano al isoterma, con lo cual disminuye la potencia consumida.

Pero ese íntimo contacto hace también que el gas arrastre mucho aceite, el cual debe ser separado.

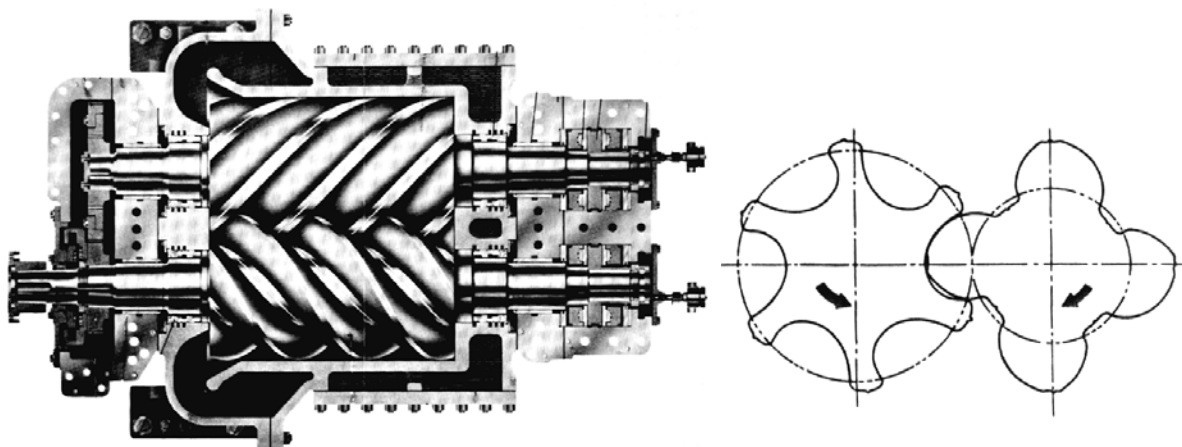
Dicho aceite, una vez filtrado y enfriado en un intercambiador (mediante aire o agua) es impulsado de nuevo al compresor. (ver Fig. 6.4).

La recirculación, filtración y enfriamiento del aceite consume alguna energía adicional, lo que desmejora el aprovechamiento energético global de la máquina.

## 6- COMPRESORES DE TORNILLO.

Un compresor de tornillo consta de dos rotores helicoidales de ejes paralelos, engranados entre sí (ver Fig. 6.1) girando dentro de una carcasa o envolvente.

En corte transversal, uno de los tornillos presenta lóbulos y otro entrantes en que se introducen los lóbulos (ver Figs. 6.1 y 6.2)

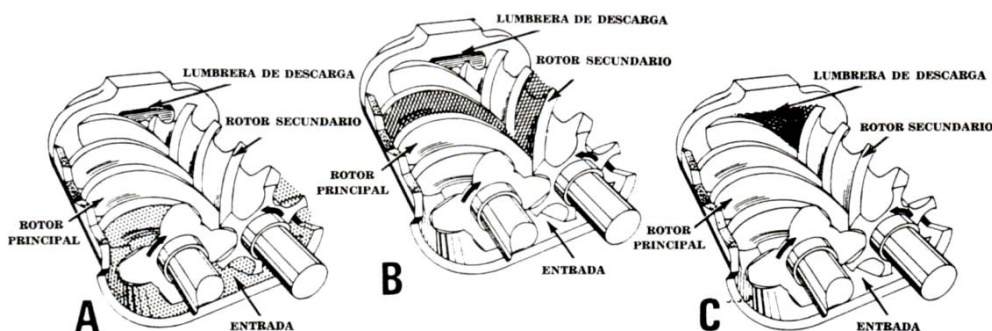


**Figura 6.1.**  
Compresor de tornillos

El rotor de lóbulos suele ser el movido por el motor y el que imprime movimiento al otro mediante el engrane. Las velocidades de rotación suelen no ser menores de 2000 R.P.M. ni mayores de 12000 R.P.M.

El gas ingresa al interior de la carcasa por uno de los extremos de los tornillos; es atrapado en el espacio entre dos filetes consecutivos y la envolvente, y trasladado hasta la boca de salida, en el otro extremo de los tornillos.

Dicho espacio conteniendo gas reduce su volumen al llegar a la pared posterior de la cámara, antes de descubrirse la lumbrera de escape. Algunos diseños tienen los lóbulos de altura decreciente desde la entrada a la salida, con lo que la compresión se realiza parcialmente durante el recorrido axial.



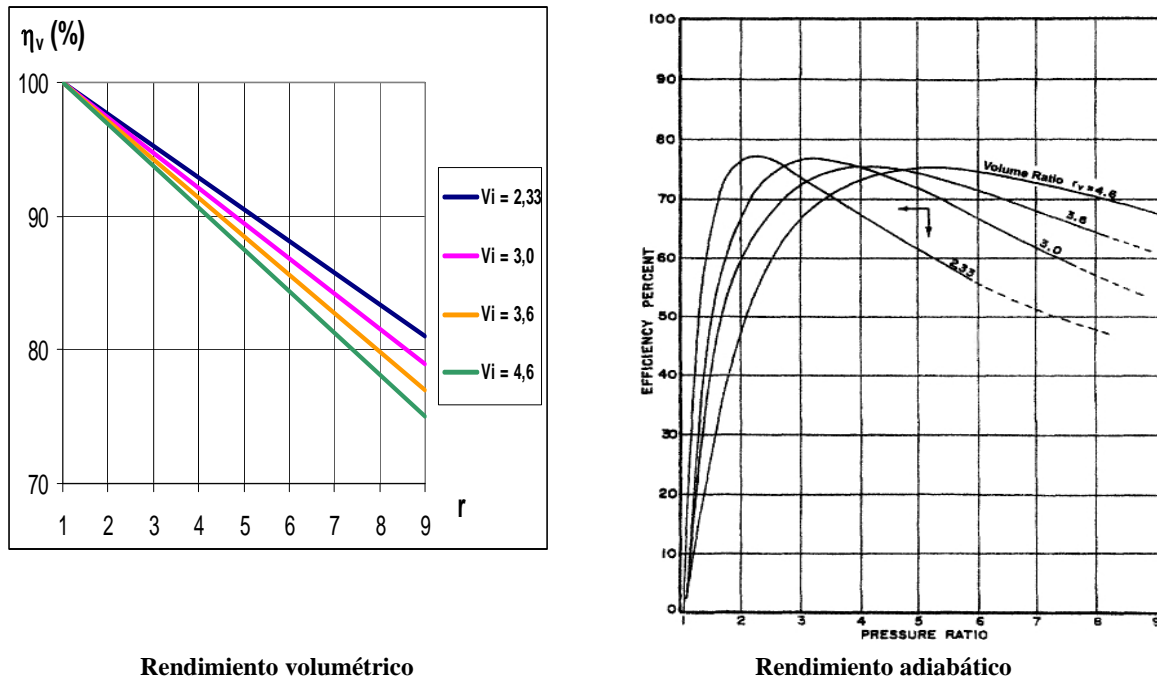
**Figura 6.2**  
Compresor de tornillos: proceso de compresión

Por su diseño tienen una relación de compresión  $r_i$  intrínseca: llamando

$$V_i = \frac{\text{Volumen de gas atrapado al comenzar la compresión}}{\text{Volumen de esa cantidad de gas al comenzar la descarga}},$$

será  $r_i = V_i^n$  por lo que serán válidos razonamientos análogos a los realizados en 5.1. respecto a la relación entre ella y la relación de compresión a que se enfrenta.

En la figura 6.3 se muestra la variación típica de los rendimientos volumétrico y adiabático de los compresores de tornillo para diferentes relaciones de volumen intrínsecas  $V_i$ .



**Figura 6.3**  
**Rendimientos típicos de compresores de tornillo para distintas relaciones de volumen intrínsecas  $V_i$**

El engrane entre los rotores ocasionaría importantes pérdidas por fricción, además de un rápido desgaste, si no se tomaran medidas para impedirlo. Las soluciones pueden ser:

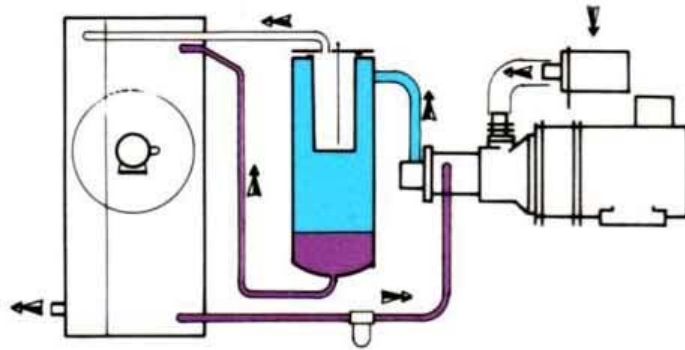
- Transmitir el movimiento a los dos rotores helicoidales independientemente, mediante engranajes externos. Tiene las desventajas de requerir una sincronización muy delicada entre los engranajes y la de producir fugas entre ambos tornillos que hacen muy bajo el rendimiento volumétrico. Se utiliza esta solución cuando se requiere gas totalmente exento de contaminación por lubricante; las dilataciones debidas a la mala refrigeración limitan esta solución al caso de bajas relaciones de compresión.

- b) Lubricar abundantemente con un aceite adecuado. Con esta solución se logra, además de disminuir la fricción, sellar y refrigerar de manera análoga a los compresores de paletas deslizantes. Análogamente al caso de éstos, el gas arrastra una cantidad inadmisiblemente de aceite; éste debe ser separado y recirculado hacia el compresor. (ver esquema de figura 6.4.). Esta es la solución comúnmente adoptada (sin perjuicio de también engranar exteriormente). Tal como se mencionó para los compresores de paletas deslizantes, la abundante lubricación absorbe calor haciendo al proceso del gas prácticamente isoterma con el consiguiente ahorro de energía.

Al igual que en los compresores de paletas, la recirculación, filtración y enfriamiento del aceite consume alguna energía adicional, lo que desmejora el aprovechamiento energético global de la máquina. Pero este aceite también colabora en el sellado de los huecos entre partes móviles, mejorando el rendimiento volumétrico.

Este tipo de compresores se está usando cada vez más para aplicaciones de no muy alta presión, como herramientas neumáticas, servicios generales de planta o refrigeración. Suelen funcionar con pocas vibraciones, por lo que no precisan fundación especial. Suelen ser encerrados en cabinas metálicas aislantes del sonido, por lo que en sus alrededores suele no haber más de 75 a 80 dB<sub>A</sub>.

Debido a la abundante lubricación, su desgaste es prácticamente nulo, aunque un descuido en este aspecto origina desperfectos de difícil solución. El rendimiento mecánico raramente es inferior a 0,9. La presión que logra es relativamente reducida: es raro encontrar compresores de tornillo de una etapa con relaciones de compresión mayores de 11 ó 12.



**Figura 6.4.**  
Lubricación de un compresor de tornillo o de paletas



## 7- COMPRESORES DE LÓBULOS.

Los compresores de lóbulos, también llamados "compresores Roots", constan de dos rotores en forma de ocho que giran, sincronizados externamente mediante engranajes, dentro de una envolvente o carcasa, dejando holguras muy estrechas contra las paredes de ésta.

El gas que ingresa es atrapado entre un lóbulo y la envolvente; al girar el lóbulo es transportado a presión constante hasta la boca de descarga, donde pasa a tener la presión  $P_2$ .

El ciclo tiene, en el diagrama p-V una forma rectangular (ver Fig. 7.2). Por lo tanto requiere mayor potencia que un reciprocante que funcione entre las mismas presiones.

Estos compresores tienen, además de las derivadas del hecho de ser rotativos, las ventajas de ser de construcción muy sencilla y de dimensiones generalmente reducidas.

La principal desventaja consiste en tener un bajo rendimiento volumétrico debido a las fugas que se producen entre ambos rotores y entre cada uno de ellos y la envolvente. Esto se agrava para las relaciones de compresión mayores; por este motivo no se usan para valores de  $r$  mayores de 2.5 ó 3.

La sincronización externa de los rotores requiere mucha precisión mecánica. Además, requiere fuertes cojinetes y robustos ejes para soportar los fuertes empujes laterales, perpendiculares al eje, motivados por la diferencia de presiones entre las dos caras de cada rotor.

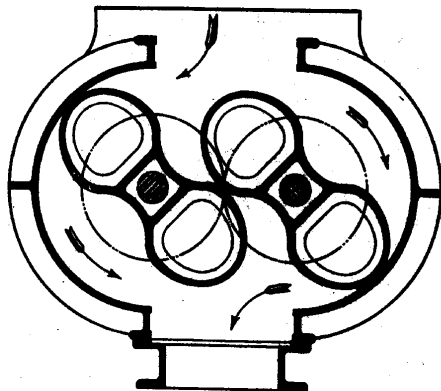


Figura 7.1  
Compresor de lóbulos: corte

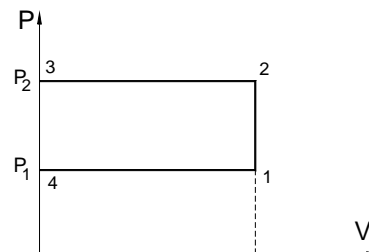


Figura 7.2  
Compresor de lóbulos: ciclo

## 8. COMPRESORES CENTRÍFUGOS.

### 8.1 Generalidades.

Los compresores centrífugos son de diseño y funcionamiento esencialmente distintos a los previamente mencionados. No son de tipo volumétrico, en el sentido de que no desplazan un volumen de gas por unidad de tiempo sensiblemente constante (independiente de la presión de descarga), sino que su funcionamiento es análogo al de las bombas centrífugas. Sus peculiaridades respecto a estas máquinas derivan del hecho de trabajar con fluidos compresibles.

En su diseño habitual, constan de uno o más rotores, a los cuales el fluido ingresa axialmente y egresa con un campo de velocidades con componente radial, normalmente con mínima o nula componente axial. Los rotores pueden estar en serie o en paralelo. No obstante, las relativamente altas presiones que suelen requerirse para el transporte de gas natural conducen a la conveniencia de usar máquinas de velocidad específica baja. Es frecuente, entonces, que para no usar rotores de diámetro excesivo o a velocidad de rotación inconveniente se utilicen compresores centrífugos multietapa (ver Fig. 8.1).

De cada etapa el gas egresa con energía adicional en forma, fundamentalmente, de mayor velocidad absoluta y mayor cantidad de movimiento angular. Un difusor, que puede ser de álabes o de canales, transforma esta forma de energía en mayor presión, con la que entra a la siguiente etapa.

Por aumentar la presión, el gas se calienta. En compresores de varias etapas puede ser necesario extraer el gas luego de las primeras etapas, enfriarlo (con lo que pueden llegar a separarse fracciones condensables, en caso de hidrocarburos).

### 8.2 Características de funcionamiento.

Análogamente a lo que se demuestra para la operación de bombas centrífugas, el caudal teórico (el que circula por el rotor) está dado por

$$Q_t = \pi D_1 V_{1r} b_1 \varepsilon_1 = \pi D_2 V_{2r} b_2 \varepsilon_2$$

donde  $D_1$ ,  $D_2$  son los diámetros al ingreso y al egreso de los álabes;  $V_{1r}$ ,  $V_{2r}$  son las componentes radiales de las velocidades absolutas,  $b_1$ ,  $b_2$  son los anchos de álabes respectivos y  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  son correcciones por el espesor de los álabes. Dicho caudal está referido a las condiciones de entrada al rotor respectivo.

El caudal que entrega el compresor, referido a condiciones estándar o de referencia  $p_s$ ,  $T_s$ , está dado por

$$Q = Q_t \eta_v \frac{p_1}{p_s} \frac{T_s}{T_1} \frac{Z_s}{Z_1}$$

donde el caudal teórico  $Q_t$ ,  $p_1$  y  $T_1$  se evalúan a la entrada al primer rotor. Normalmente, se considera  $Z_s=1$ . El rendimiento volumétrico  $\eta_v$  tiene en cuenta las pérdidas por fugas en todo el compresor (normalmente son despreciables) y las recirculaciones entre la descarga y la entrada del primer rotor.

El cálculo de la carga o altura entregada por cada rotor al fluido se puede hacer con la Ecuación de Euler; en cada rotor se entrega:

$$H_t = C \frac{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}}{g}$$

donde  $C$  es la corrección por deslizamiento o “por número finito de álabes”. Puede adoptarse para  $C$  cualquiera de las expresiones utilizadas para bombas centrífugas, con los mismos intervalos de validez.

Obsérvese que la carga (energía por unidad de peso circulante, o potencia por unidad de gasto) entregada por cada rotor no depende del fluido.

El rendimiento hidráulico permite calcular la carga total entregada por el compresor:

$$H = \eta_H \cdot H_t$$

La carga también se puede calcular a partir de un análisis termodinámico de la compresión. Suponiendo ésta politrópica sin enfriamiento (hipótesis razonable si el calor generado no compromete la operación de la máquina), el trabajo gastado en la compresión, por unidad de masa, está dado por la integración entre la condición inicial y la final de un proceso supuesto reversible:

$$gH_t = \int_1^2 v dp = \frac{n}{n-1} Z_1 R_g T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

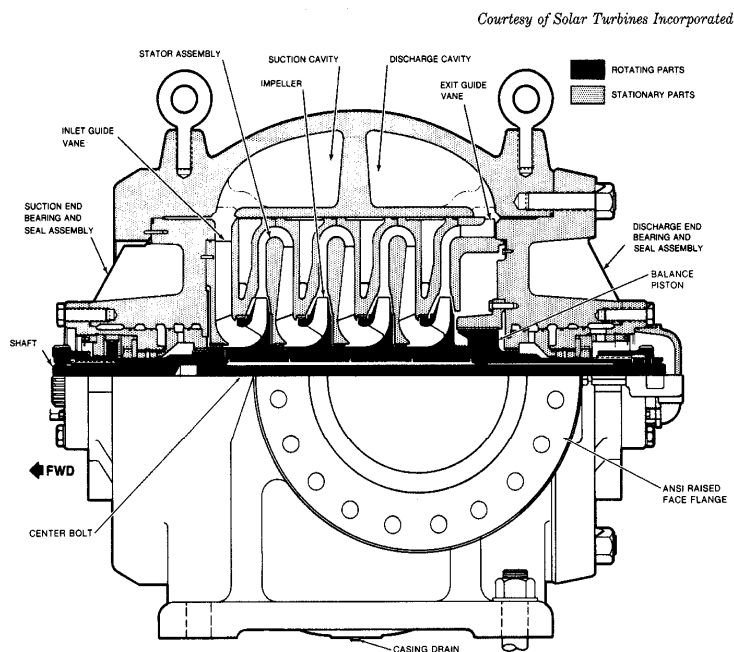
donde, nuevamente, la carga  $H_t$  debe ser disminuida por causa de las pérdidas internas a la máquina, que redundan en irreversibilidades, para obtener la verdadera carga  $H$ . El rendimiento “hidráulico” es llamado, en este contexto, “rendimiento politrópico”. Se podría haber supuesto el ciclo adiabático y utilizar el rendimiento adiabático.

La potencia consumida se obtiene como habitualmente:

$$P = P_t / \text{rend.mecánico} = P_t + \text{pérd.mecánicas} = \gamma Q_t H_t + \text{pérd.mecánicas}$$

### 8.3 Problemas de operación

El principal problema que se ha encontrado en la operación de compresores centrífugos radica en la inestabilidad en masa, fenómeno llamado en inglés “surge” y en francés “pompaje”. Se produce sólo si la curva característica presión vs. caudal tiene un tramo ascendente, lo cual suele ocurrir para los caudales menores, y si la instalación contra la cual impulsa tiene una curva característica que corta la del compresor en ese tramo. En esas condiciones, se puede demostrar que el funcionamiento es inestable en el siguiente sentido: si se estuviera en un tal punto de funcionamiento y se produjera una mínima perturbación del caudal, el sistema responde no volviendo al caudal anterior sino



**Figura 8.1**  
Compresor centrífugo de 4 etapas, sin refrigeración

amplificando la perturbación; y así sucesivamente. Por ejemplo, si el caudal aumenta ligeramente, el compresor pasa a entregar mayor carga aún, con lo que más aumenta el caudal, hasta que se llega al máximo de la curva de presiones. Al aumentar más el caudal, el compresor es incapaz de dar mayor presión, por lo que el caudal retrocede (retorno de masa gaseosa), circulando en sentido inverso por la máquina o, si hubiera válvula de retención, golpeándola severamente. Este ciclo puede repetirse con una frecuencia que depende de las características del sistema y del compresor. Este fenómeno de inestabilidad puede producir serias averías, tanto en el compresor como en las cañerías, por lo cual se debe evitar. Al efecto, los fabricantes informan el caudal mínimo al cual puede operar su compresor ("línea de surge"), el cual suele coincidir con el máximo de la curva caudal-presión. De no poderse evitar los caudales bajos, puede habilitarse una línea de recirculación entre la descarga y la entrada de forma que, aunque los caudales por la línea sean reducidos, no lo sean los caudales que mueve el compresor.

El extremo superior del intervalo de caudales de operación está dado por el caudal al cual el aumento de presión es nulo; para caudales mayores el compresor opera como una pérdida de carga en serie en la cañería, por lo que sería aconsejable no estuviera, o que fuera saltado mediante un by-pass. A esos caudales, la energía perdida internamente (la que explica que  $H$  sea menor que  $H_t$ ) es mayor que la energía entregada por el compresor. No es habitual llegar a tal condición, pues la potencia consumida por un compresor es creciente con el caudal. Al crecer el caudal, suele actuar alguna protección del motor que impulsa al compresor, advirtiendo que el punto de operación se ha alejado de los correspondientes a buenos rendimientos.

## **Referencias**

- 1- Norma ISO 1217 (1986): "Displacement Compressors. Acceptance Tests".
- 2- Avallone, E.; Baumeister, T.: "Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers". 10ª ed., 1996, Mc.Graw-Hill, USA, cap. 14.
- 3- P. Chambadal: "Los Compresores", Ed. Labor, Barcelona, 1973.
- 4- V.M. Cherkasski: "Bombas, Ventiladores, Compresores". Ed. MIR, Moscú, 1986.
- 5- P.A. Thompson: "Compressible-Fluid Dynamics", Ed. Mc Graw-Hill, 1972, USA.
- 6- Royce N. Brown: "Compressors. Selection and sizing.", 2<sup>nd</sup> edit., Gulf Professional Publ., Houston, USA, 1997