VI.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

pfernandezdiez.es

VI.1.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

En la bomba volumétrica el desplazamiento del líquido se realiza en un proceso en el que se verifica el desalojo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, etc), con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción del líquido o cámara de aspiración, con la cavidad de descarga o cámara de impulsión, pudiendo tener una o varias cámaras de trabajo.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la de descarga de la bomba, con un aumento de presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal trasegado.

La cavidad de aspiración tiene que estar, siempre, herméticamente aislada de la de descarga o impulsión; a veces se puede admitir la existencia de pequeñas filtraciones de líquido a través de las holguras, *deslizamiento*, aunque en proporciones muy pequeñas frente al suministro de la bomba.

En general, todas las bombas volumétricas son autoaspirantes, o autocebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear una rarificación tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

El caudal aspirado por la bomba q_1, (cuando la hermeticidad de la misma es absoluta para un funcionamiento normal y sin cavitación, por lo que se puede asegurar el llenado de las cámaras de trabajo con el líquido a trasvasar, lo que implica la no existencia de fugas ni vaporizaciones), es:

$$q_1 = \frac{W\,n}{60} = \frac{V\,z\,n}{60}\ \frac{m^3}{seg}$$

en la que:

W es el volumen de trabajo de la bomba, igual al volumen de líquido incompresible suministrado por la misma en una revolución de su eje propulsor, en condiciones perfectas de funcionamiento.

V es el volumen correspondiente a cada cámara de trabajo en cada vuelta del eje de la bomba, también conocido como volumen útil de la cámara de trabajo

z es el número de cámaras de trabajo de la bomba

n es el número de rpm del eje de la bomba

Como el suministro teórico de la bomba volumétrica no depende de la altura de carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama (H_m, q) para $n = Cte$, es una recta paralela al eje de ordenadas, Fig VI.1a.

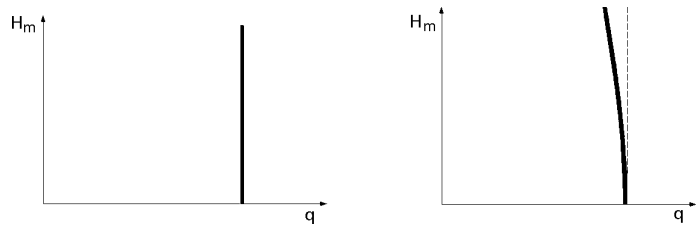


Fig VI.1.- Curvas características teórica y real

El caudal q impulsado por la bomba, teniendo en cuenta las posibles fugas y la cavitación es:

$$q = \frac{V\,z\,n}{60} - Pérdidas\ fugas = q_1 - q^* = \frac{V\,z\,n}{60} - \frac{C_s\,z\,V\,\Delta p}{2\,\pi\,\eta} = \frac{V\,z\,n}{60} - k\,\frac{\Delta p}{\eta^m} = q_1\,\eta_{vol}$$

en la que:

C_s es un coeficiente de deslizamiento que aparece como consecuencia de las fugas de líquido, entre las cámaras de aspiración e impulsión

$\Delta p = p_{imp} - p_{asp} = p_2 - p_1$

η *es la viscosidad dinámica del líquido*

m es un coeficiente menor que la unidad; para las bombas volumétricas vale 0,5

El *par motor teórico* C_t del rotor de la bomba se obtiene a partir del trabajo desarrollado por el pistón, con una carrera *c*, en la forma:

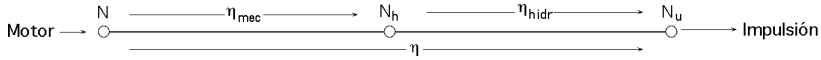
$$Trabajo: \begin{cases} T = 2\,\pi\,r\,F = \left| r\,F = C_t \right| = 2\,\pi\,C_t \\ T = (\Delta p\,\Omega)\,c\,z = \Delta p\,V\,z \end{cases} \Rightarrow \quad 2\,\pi\,C_t = \Delta p\,V\,z$$

$$C_t = \frac{\Delta p\ V\ z}{2\ \pi} = \left| q_1 = \frac{V\ z\ n}{60} \right| = \frac{30\ q_1\ \Delta p}{\pi\ n}$$

El *par motor real* C en función de Δp, n y la fricción es:

$$C = C_t + C_{arrastre} + C_{rozam} + C' = \frac{\Delta p\ V\ z}{2\ \pi} + C_w V\ z\ \eta\ n + \frac{\lambda\ V\ z\ \Delta p}{2\ \pi} + C' = \frac{30\ N}{\pi\ n}$$

con: $\begin{cases} C_w \text{ coeficiente de arrastre} \\ \lambda \text{ coeficiente de rozamiento} \\ C' \text{ par motor que aparece debido a la fricción, que es independiente de } n \text{ y de } \Delta p \end{cases}$



Potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido:

$$N_h = \gamma\ q_1\ H_t = \gamma\ q_1 \frac{H_m}{\eta_{man}} = \gamma\ \frac{V z\ n}{60}\ \frac{H_m}{\eta_{man}}$$

Potencia útil de la bomba:

$$N_u = \gamma\ q\ H_m = q\ \Delta p = \frac{V\ z\ n\ \Delta p}{60\ \eta_{vol}}$$

Potencia a comunicar al eje de la bomba:

$$N = \frac{\gamma\ q\ H_m}{\eta} = \frac{\gamma\ q_1 H_m}{\eta_{man}\eta_{mec}} = \frac{\gamma\ V\ z\ n\ H_m}{60\ \eta_{man}\eta_{mec}} = \frac{V\ z\ n\ \Delta p}{60\ \eta_{man}\eta_{mec}} = C\ \frac{\pi\ n}{30}$$

Rendimiento de la bomba:

$$\eta = \frac{N_u}{N} = \frac{30\ q\ \Delta p}{\pi\ C\ n}$$

VI.2.- BOMBAS DE ÉMBOLO

En las bombas de émbolo el líquido es desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un pistón, accionado por un mecanismo biela manivela, aunque también se pueden utilizar otros mecanismos, como levas, excéntricas, etc.

En las bombas de émbolo más usuales existen válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido a través de la cámara de trabajo que, mientras se está llenando, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada, invirtiéndose la posición de las válvulas durante el desalojo o impulsión del líquido; estas válvulas sólo se abren por la acción del gradiente de presiones, y se cierran por su propio peso o por la acción de algún mecanismo con muelle.

Según el número de cámaras de trabajo se dividen en bombas de simple efecto $z = 1$ y de doble efecto $z = 2$.

En la *bomba de simple efecto*, el líquido se impulsa únicamente durante media vuelta de la manivela, por cuanto, en la segunda media vuelta, el líquido se aspira, existiendo en consecuencia una gran irregularidad en el suministro, Fig VI.2.

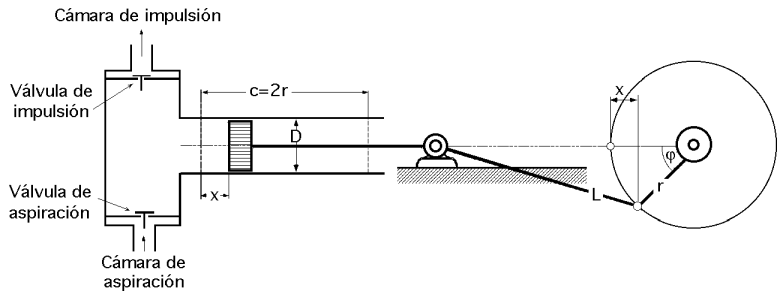


Fig VI.2.- Esquema de bomba de émbolo de simple efecto

Para la *bomba de doble efecto*, Fig VI.3, el suministro durante una vuelta se reduce por dos veces a cero, y también, por dos veces, alcanza el valor máximo, siendo su irregularidad menor que para el caso de simple efecto, pero aún así es demasiado grande, por cuanto la presión del líquido junto al émbolo varía fuertemente debido a la corriente irregular en las tuberías.

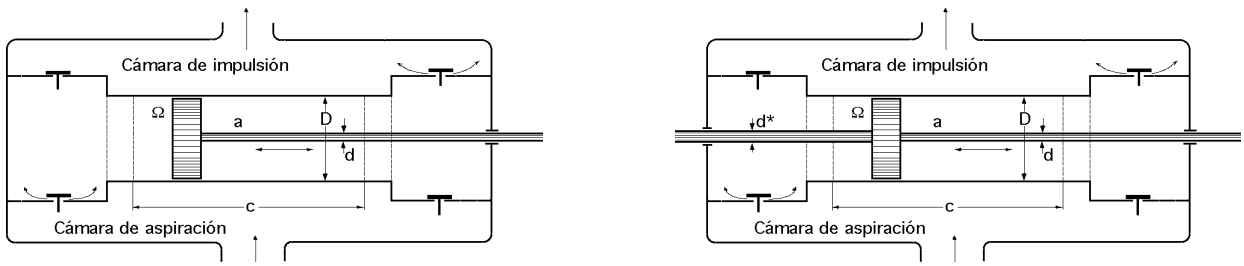


Fig VI.3a.b.- Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto

Durante el movimiento acelerado del émbolo, y en consecuencia, del líquido en la tubería de aspiración, tiene lugar una caída de presión junto al émbolo que puede provocar cavitación, e incluso, separación del líquido de la superficie del émbolo, consumiéndose una potencia suplementaria en el aumento periódico de las pérdidas de carga por rozamiento del líquido contenido en las tuberías de aspiración e impulsión.

Las bombas de émbolo pueden crear presiones de miles de atmósferas, siendo de entre todas las bombas existentes, las que poseen mayor impulsión; normalmente funcionan con números de revoluciones bajos, del orden de $300 \div 500$ rpm, ya que si las revoluciones son más altas, se puede llegar a alterar el funcionamiento normal de las válvulas de aspiración e impulsión, Fig VI.5; debido a esta marcha lenta, sus dimensiones resultan bastante mayores que las de una bomba centrífuga que funcione en las mismas condiciones de caudal y altura manométrica.

Caudal.- Si se supone que la longitud L de la biela es muy grande en comparación con la longitud de la manivela, se puede considerar que la velocidad de desplazamiento del émbolo varía según una ley senoidal en función del ángulo de giro de la manivela φ, o del tiempo.

La velocidad instantánea del émbolo sigue una ley senoidal y se define en la forma:

$$v = \frac{dx}{dt} = \left\{ x = r\,(1 - \cos\varphi) \right\} = r\ sen\ \varphi\ \frac{d\varphi}{dt} = \varphi\ \left\{ w = \frac{d\varphi}{dt} \right\} = r\ w\ sen\,\varphi = \frac{\pi\ r\ n}{30}\ sen\,\varphi$$

y dado que $v = 0$ para $\begin{cases}\varphi = 0\\ \varphi = \pi\end{cases}$, y existiendo un máximo entre estos valores para $\varphi = \frac{\pi}{2}$, resulta:

$$v_{máx} = r\ w\ sen\frac{\pi}{2} = r\ w = \frac{\pi\ r\ n}{30}$$

Para un recorrido infinitesimal del pistón $dx = dc$, se tiene un volumen dW de líquido:

$$dW = \Omega\ dc = \left|\ dc = v\ dt = r\ w\ sen\ \varphi\ dt\ \right| = \Omega\ r\ w\ sen\ \varphi\ dt = \left|\ w = \frac{d\varphi}{dt}\ \right| = \Omega\ r\ sen\ \varphi\ d\varphi$$

y para una revolución del cigüeñal:

$$W = \int_0^{\pi} \Omega\ r\ sen\ \varphi\ \ d\varphi = 2\ \Omega\ r = \Omega\ c$$

El *caudal instantáneo* q_i no es constante, sino que sigue una ley senoidal, de la forma:

$$q_i = \frac{dW}{dt} = \Omega\ r\ w\ sen\,\varphi$$

Los caudales aspirado e impulsado en la bomba de simple efecto son:

$$q_1 = \frac{W\ n}{60} = \frac{\Omega\ c\ n}{60} \quad ; \quad q = \frac{\Omega\ c\ n}{60}\ \eta_{vol} = \frac{\frac{\pi\ D^2}{4}\ c\ n}{60}\ \eta_{vol} = 00131\ c\ n\ D^2\eta_{vol}$$

mientras que para la de doble efecto, Fig VI.3a:

$$q_1 = \frac{\Omega\ c\ n}{60} + \frac{(\Omega - a)\ c\ n}{60} = \frac{2\ \Omega - a}{60}\ c\ n = \frac{\pi\ c\ n}{240}\ (2\ D^2 - d^2) \ \text{ ó } \ q_1 = \frac{\pi\ c\ n}{240}\ (2\ D^2 - d^2 - d^{*2})$$

$$q = \frac{2\ \Omega - a}{60}\ c\ n\ \eta_{vol} = 0{,}0131\ (2\ D^2 - d^2)\ \eta_{vol}$$

siendo: $\begin{cases} W \text{ la sección transversal del pistón en } m^2\\ c \text{ la carrera, en metros}\\ a \text{ la sección del eje del émbolo}\\ n \text{ el número de revoluciones por minuto del cigüeñal}\end{cases}$

no dependiendo de la presión creada por la bomba.

Si se desea aumentar el caudal, sin modificar excesivamente las dimensiones de la máquina, hay que aumentar n, pero procurando que la velocidad media del émbolo no exceda de 1,5 m/seg.

La tendencia actual señala un progreso en el sentido de obtener velocidades medias del émbolo mayores que las indicadas, disminuyendo así las dimensiones y el peso de la bomba.

La regulación del caudal se puede hacer modificando el nº de rpm del cigüeñal, o mediante un *by-pass*, haciendo que parte del caudal impulsado vuelva otra vez a la cámara de aspiración.

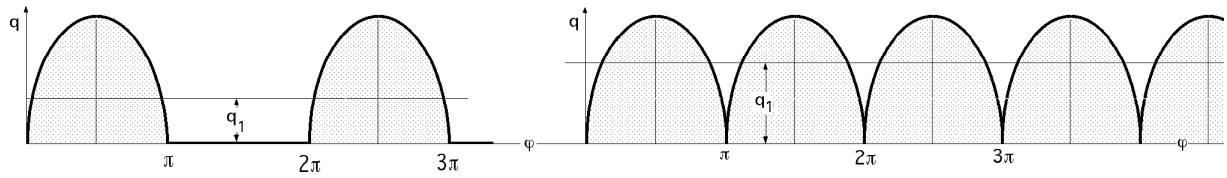


Fig VI.4.- Variación del caudal de las bombas de émbolo

El caudal real q permite obtener rendimientos volumétricos que oscilan entre el 0,85 y el 0,99, siendo mayor en aquellas bombas cuyo émbolo tenga mayor diámetro, y menor cuanto más pequeña sea la viscosidad del líquido.

Velocidad óptima.- Las bombas alternativas, por su constitución, siempre son susceptibles de modificar el número de emboladas, dependiendo del tipo de accionamiento.

Cuando lo que hay que modificar es el caudal, las bombas accionadas por vapor se regulan fácilmente, porque estando la bomba en funcionamiento se puede actuar sobre el vapor

En las bombas accionadas por motor el caudal se puede modificar:

- *Acortando el recorrido del pistón (disminuyendo la longitud de la biela)* ⇒ *Bomba parada*
- *Mediante un variador de potencia*

Las condiciones de diseño de la máquina fijan una velocidad óptima de funcionamiento, de acuerdo con el tamaño de las válvulas, inercia de las mismas y propiedades físicas del líquido a bombear, tales como densidad, viscosidad, presencia de sustancias extrañas en suspensión, etc; en general, para líquidos viscosos la velocidad óptima es de un 30% de la normal de la máquina.

Potencia indicada ó potencia hidráulica.- El diagrama del indicador es la representación gráfica de la variación de presión en el cilindro de trabajo de una bomba, durante una revolución completa del cigüeñal. Este diagrama permite descubrir defectos de funcionamiento en la bomba, al tiempo que mide la potencia interna o indicada.

Si la bomba trabaja normalmente, es decir, las válvulas se abren y cierran sin retrasos ni adelantos, no existen fugas a través de ellas, y el émbolo y el cilindro tienen un ajuste perfecto, en el diagrama del indicador las líneas (ac) y (bd) que corresponden con el comienzo de la aspiración e

impulsión, respectivamente, son verticales, observándose una pequeña variación de la presión en ambos casos, motivada en el momento de apertura de las válvulas, Fig VI.5.

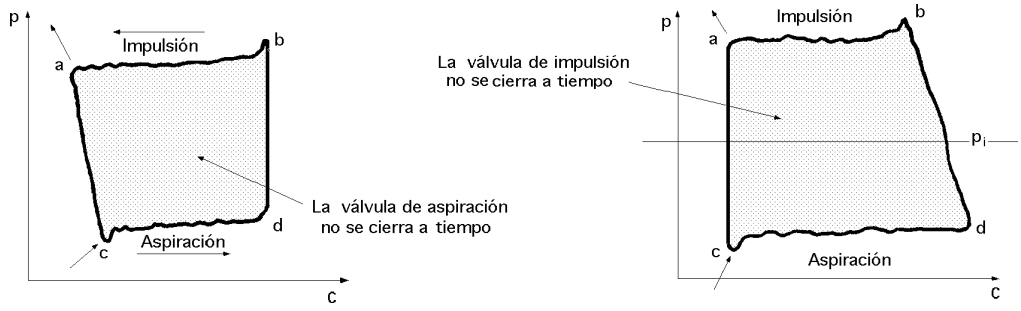


Fig VI.5.- Diagrama del indicador de una bomba de émbolo

Si las verticales se inclinan quiere decir que las válvulas de aspiración o de impulsión o ambas a la vez, no están sincronizadas con el movimiento del émbolo, o no cierran bien debido a las impurezas que las obstruyen, o a que no están en condiciones óptimas por haber entrado aire en el cilindro, etc.

El área del diagrama representa, a la escala apropiada, el *trabajo hidráulico* comunicado por el émbolo al líquido en cada revolución del cigüeñal.

La potencia hidráulica, o potencia indicada, es:

$$N_h = q_1\,\Delta p = \frac{q}{\eta_{vol}}\,\Delta p = \frac{\Omega\ c\ n\ z}{60}\,\Delta p$$

en la que p_i es la presión media indicada.

La potencia del motor es:

$$N = \frac{\gamma\ q\ H_{man}}{75\ \eta}\ z = \gamma\ \frac{q_1\ H_{man}}{75\ \eta_{man}\eta_{mec}}\ z = \frac{q_1\ \Delta p\ z}{75\ \eta_{man}\eta_{mec}} = \frac{\frac{\Omega\ c\ n}{60}\ \Delta p\ z}{75\ \eta_{man}\eta_{mec}}\ (CV) = \frac{\Omega\ c\ n\ \Delta p\ z}{4500\ \eta_{man}\eta_{mec}}\ (CV)$$

Tabla VI.1.- Cálculo del rendimiento mecánico a partir de la potencia hidráulica y la velocidad media

N_u / v_{med}	η_{mec}	N_h / v_{med}		N_u / v_{med}	η_{mec}	N_h / v_{med}
3	*0,71*	*4,2*		*60*	*0,83*	*72,5*
6	*0,73*	*8,2*		*80*	*0,84*	*95,5*
10	*0,75*	*13,3*		*100*	*0,85*	*118*
14	*0,77*	*18,2*		*200*	*0,86*	*233*
20	*0,79*	*25,5*		*400*	*0,87*	*459*
30	*0,8*	*37,5*		*600*	*0,88*	*683*
40	*0,81*	*49,1*		*1000*	*0,89*	*1125*
50	*0,82*	*60,9*		*2000*	*0,9*	*2220*

Curva característica.- La curva característica teórica de una bomba alternativa es una línea vertical, puesto que la bomba proporciona un caudal fijo a una presión teóricamente ilimitada. No

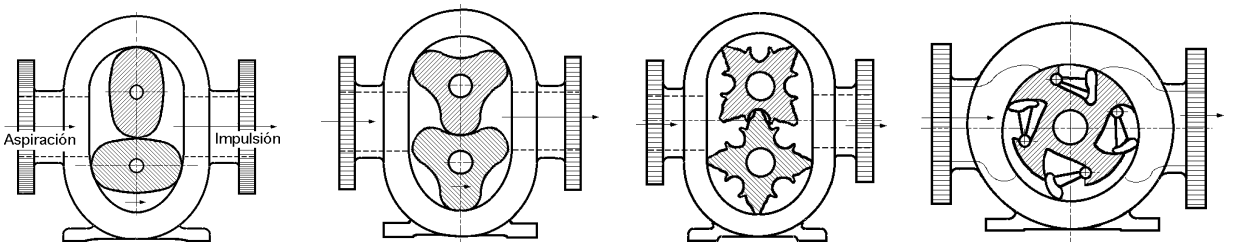
obstante, a medida que aumenta la presión proporcionada por la bomba se producen más fugas, tanto por ejes, como en el mismo cilindro de un lado al otro del pistón, que hacen caer la capacidad de la bomba y, por encima de una cierta presión, la curva se separa de la vertical hacia la izquierda.

La comparación de las dos curvas características, teórica y real, permite apreciar claramente las características de ambos tipos de bombas, real y teórica.

VI.3.- BOMBAS ROTATIVAS

Las bombas rotativas pertenecen a una clase de bombas volumétricas que en la actualidad tienen una amplia gama de aplicaciones en la construcción de maquinaria; las diversas bombas que componen este grupo se diferencian sustancialmente en su diseño y construcción, pero tienen muchas características comunes, como la traslación de las cámaras de trabajo desde la cavidad de admisión de la bomba hasta la de impulsión, o el movimiento absoluto giratorio, o el más complicado de avance y giro de los elementos móviles.

En las bombas rotativas, el líquido se traslada en las cámaras de trabajo, debido al movimiento giratorio, más o menos complejo, de los elementos móviles respecto a la parte fija o estator. En el *estator* están las cavidades de aspiración y de impulsión; el *rotor* es el órgano de la bomba, solidario con el eje motriz, que se pone en rotación; además, en la bomba rotativa existen uno o varios elementos móviles, que se desplazan realizando una serie de movimientos cíclicos respecto al rotor; en las Fig VI.6, se exponen algunos tipos. El líquido se traslada a la presión de aspiración.



Bomba de 2 lóbulos *Bomba de 3 lóbulos* *Bomba de 4 lóbulos* *Bomba de bloques deslizantes*

Fig VI.6.a, b, c, d.- Bombas rotativas

La traslación de las cámaras de trabajo hace inútiles las válvulas de aspiración y de impulsión, no existiendo por lo tanto, distribución de líquido a través de válvulas; debido a esta característica, tienen la particularidad de ser reversibles, pudiendo trabajar también como motores hidráulicos cuando se las suministra un líquido a presión, lo cual asegura su amplio empleo en las transmisiones hidráulicas.

Las bombas rotativas no disponen de mecanismo biela-manivela; son considerablemente más rápidas que las de émbolo, estando su campo de trabajo entre $3.000 \div 5.000$ r.p.m, e incluso más; a su vez disponen de una cierta uniformidad de impulsión, muy superior a la de las bombas de émbolo.

El *caudal aspirado* común al de cualquier bomba volumétrica es: $q_1 = \frac{W\,n}{60} = \frac{V\,z\,n}{60} \quad \frac{m^3}{seg}$, pero sin embargo, el número z de volúmenes que se impulsan por cada revolución del rotor es mayor que en las bombas de émbolo, entre 4 y más de 12, con la particularidad de que antes de terminar el suministro completo de una determinada cámara, comienza el de la siguiente, y así sucesivamente, lo que implica el que la impulsión del líquido sea bastante uniforme.

El *proceso de trabajo de la bomba rotativa* consta fundamentalmente de tres etapas:

- *Llenado de las cámaras de trabajo por el líquido*

- *Cierre de las cámaras de trabajo, aislándose las cavidades de aspiración y de impulsión, y trasladando el líquido de una a otra*

- *Desalojo del líquido de las cámaras de trabajo*

Las bombas rotativas se pueden clasificar atendiendo a diversas características peculiares de las mismas:

a) Según el tipo de movimiento absoluto de los órganos móviles, se dividen en $\begin{cases} rotatorias \\ de\ corredera \end{cases}$

- En las rotatorias, los órganos móviles realizan únicamente un movimiento giratorio respecto a sus ejes, teniendo como apoyos los cojinetes fijos.

- En las de corredera, los órganos móviles giran respecto al eje del estator, al tiempo que realizan un movimiento rectilíneo de vaivén respecto al rotor; según el tipo de cierre de las cámaras de trabajo y la forma de los elementos móviles, las bombas de corredera se dividen en bombas de aletas, Fig VI.9, y en rotativas de émbolo, Fig VI.14.

b) Según la forma conque se trasladan las cámaras de trabajo, es decir, según el movimiento del líquido desalojado en la bomba, pueden ser $\begin{cases} planas \\ helicoidales \end{cases}$

- En las rotatorias planas, la traslación de las cámaras de trabajo (y en consecuencia la del propio líquido), se realiza en un plano normal al eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de engranajes, Fig VI.7.

- En las rotativas helicoidales, la traslación de las cámaras de trabajo se realiza a lo largo del eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de tornillos, Fig VI.11.

c) Según la variabilidad del volumen trasegado en cada revolución, o desplazamiento, pueden ser de desplazamiento $\begin{cases} fijo \\ variable \end{cases}$

En muchas aplicaciones hay que variar el caudal, lo cual se puede lograr variando n, que no es recomendable, o variando el desplazamiento, que es lo más frecuente, modificando la excentricidad del rotor.

VI.4.- BOMBA DE ENGRANAJES

La bomba de engranajes consiste en dos ruedas dentadas iguales, ajustadas al cuerpo de la bomba o estator, Fig VI.7. El *rotor* es la rueda conductora, mientras que el órgano móvil, o elemento desplazante, es la conducida. Como el espacio entre elementos y la carcasa es extremadamente pequeño y el material que es bombeado actúa como agente lubricante, la bomba nunca girará en seco. Estas bombas no están diseñadas para transportar sólidos, y por regla general llevan filtros en la línea de succión. Se accionan por un motor eléctrico y giran a elevada velocidad.

En la cavidad de aspiración, el líquido llena los espacios entre los dientes de ambas ruedas dentadas, y después, estos volúmenes se aislan y desplazan por unos arcos de circunferencia a la parte de descarga de la bomba. Al engranar los dientes entre sí, cada uno de ellos entra en el que le corresponde, desalojando al mismo tiempo el líquido contenido en el mismo; como el volumen del hueco es mayor que el del diente que engrana, una cierta porción de líquido retornará a la cavidad de aspiración.

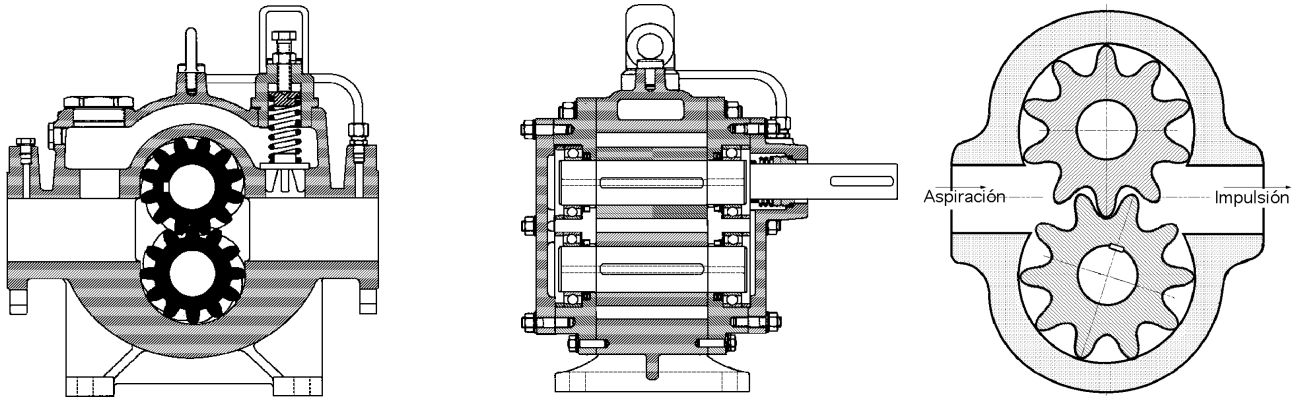


Fig VI.7.- Bomba de engranajes exteriores

La misión de desalojar el líquido la cumplen ambos piñones, rotor y elemento desplazante, al mismo tiempo, siendo las cámaras de trabajo los huecos existentes entre los dientes. El volumen útil V de una cámara de trabajo, a considerar en el cálculo del caudal q_1 es el correspondiente al del diente, y no al del hueco, es decir:

V = *Volumen del diente* = V_d

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del eje de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas $2\,z$, por lo que el *caudal promediado aspirado suministrado por la bomba*, por segundo, es:

$$q_1 = \frac{W\ n}{60} = \frac{2\ z\ V_d\ n}{60}$$

y como el cálculo del volumen V_d está directamente ligado a la superficie lateral del diente, se puede

utilizar, aproximadamente, la relación:

$$q_1 = u\ S = \frac{\pi\ R\ n}{30}\ 2{,}16\ b\ h \approx \frac{\pi\ R\ n\ b\ h}{15}\quad \frac{m^3}{seg}$$

en la que: $\begin{cases} S = 2{,}16\ bh,\ \text{es la superficie de la sección transversal de la capa de líquido} \\ h \text{ es el módulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior} \\ u \text{ es la velocidad tangencial correspondiente al diámetro primitivo} = 2\ R \\ b \text{ es la longitud axial del diente} \end{cases}$

La potencia es:

$$N = \frac{\gamma\ q_1\ H_m}{\eta_{man}\ \eta_{mec}} = \frac{\gamma\ V_d\ z\ n\ H_m}{30\ \eta_{man}\ \eta_{mec}}$$

Estas bombas pueden crear presiones entre 100 y 150 atm. Para obtener presiones más elevadas, se utilizan a veces bombas de engranajes de *etapas múltiples*, es decir, se hace un montaje de varias bombas de engranajes acopladas en serie, originándose así una H_m igual a la suma de las alturas manométricas correspondientes a las diversas etapas; para garantizar el llenado, el suministro de cada etapa anterior debe ser mayor que el caudal impulsado por la siguiente.

Si hay un exceso de suministro, se puede extraer parte de él mediante válvulas de desagüe especiales dispuestas en cada etapa y calculadas para una presión determinada. Se emplean en la construcción de maquinaria; su desventaja radica en la imposibilidad de poder regular el volumen de trabajo, por cuanto no se permite ningún desplazamiento de los ejes.

Suelen utilizarse también *bombas con engranaje interior*, en las que el rotor es una corona, mientras que el piñón es el órgano que se desplaza, existiendo entre corona y piñón, según se muestra en la Fig VI.8, la parte fija del estator de la bomba, en forma de hoz, que asegura el cierre de las de trabajo, es decir, los espacios entre los dientes de ambos engranajes. Por cada vuelta del engranaje conductor se suministra un volumen de líquido igual al correspondiente a dos veces el número de dientes de dicho engranaje, no dependiendo del número de dientes del engranaje conducido. Estas bombas con engranaje interior disponen de un paso algo mayor que las de engranaje exterior, para las mismas dimensiones; su ventaja consiste en la disposición simétrica del eje de impulsión respecto al cuerpo; la fabricación de estas bombas es más complicada, y su altura de carga es menor a las de las bombas con engranajes exteriores, hecho que se explica porque en ellas, la vía de traslación de las cámaras de trabajo es mucho más corta que en las bombas con engranaje exterior, y por consiguiente, con menor grado de hermeticidad. Se emplean en grupos que no precisan de altas presiones.

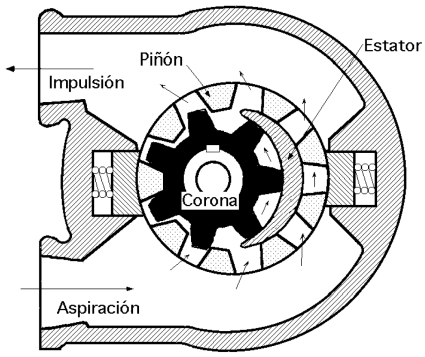


Fig VI.8.- Bomba de engranajes interiores

VI.5.- BOMBAS DE ALETAS

Las bombas de aletas consisten en un conjunto de cuatro o más aletas con cinemática plana radial, Fig VI.9 y 10; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que oscilan o deslizan las aletas, que son los desplazadores. El rotor va dispuesto en forma excéntrica respecto a la superficie interior del estator que es cilíndrica, debido a lo cual, las aletas, durante la rotación del rotor, realizan movimientos alternativos o de vaivén respecto al rotor. Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las aletas se aprietan con sus extremos libres a la superficie interior del estator y deslizan por éste, al tiempo que los extremos interiores de dichas aletas se desplazan sobre el eje de giro.

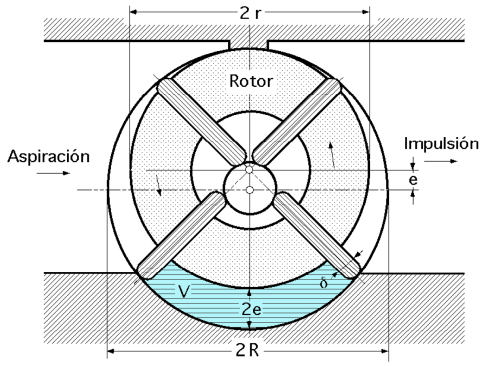


Fig VI.9.- Bomba de aletas deslizantes

El líquido llena un espacio, que es el comprendido entre dos aletas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor. Este espacio es la cámara de trabajo, cuyo volumen crece durante el giro del rotor, hasta alcanzar un valor máximo, y después, se cierra y traslada a la cavidad de impulsión de la bomba, comenzando al mismo tiempo el desalojo del líquido de la cámara de trabajo en una cantidad igual a su volumen útil *V*, que se puede expresar, aproximadamente, en la forma:

$$V = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (r - e)^2}{z} - 2 \delta e \right) b = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (R - 2e)^2}{z} - 2 \delta e \right) b = 2 e b \left\{ \frac{2 \pi (R - e)}{z} - d \right\}$$

en la que
- *R es el radio de la superficie interior del estator*
- *e = R - r, es la excentricidad, es decir, la distancia entre centros del rotor y del estator*
- *z es el nº de aletas o desplazadores, igual al número de cámaras de trabajo de la bomba*
- *b es la dimensión axial de las aletas*
- *δ es el espesor de cada aleta*

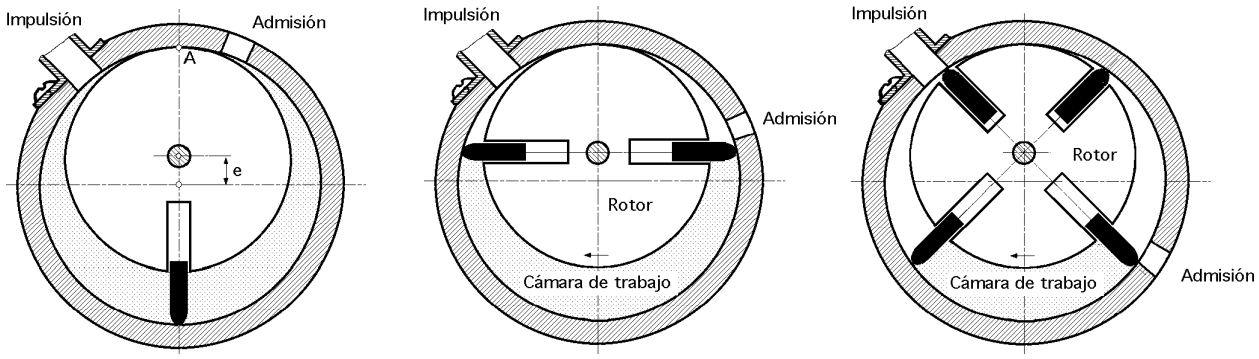


Fig VI.9a.b.c.- Bombas de una, dos y cuatro aletas deslizantes

El caudal aspirado es:

$$q_1 = \frac{V z n}{60} = \frac{2 e b \{ 2 \pi (R - e) - z \delta \} n}{60} \quad \frac{m^3}{seg}$$

observándose que con este mecanismo el grado de hermeticidad no puede ser grande, por cuanto la separación entre las cámaras de aspiración y de impulsión se efectúa sólo por contacto del borde de las aletas con el estator, y ésto hace que las presiones creadas por la bomba de aletas sean, en general, inferiores a las creadas por otras bombas rotativas.

Se puede aumentar la presión aumentando el número de aletas, o también, mejorando el contacto aletas-estator. En la Fig VI.10, el apriete de las aletas al estator se intensifica porque a través del orificio C que comunica la cámara de alta presión con las cabezas internas de las aletas, se suministra a éstas líquido a la presión correspondiente a la cavidad de impulsión.

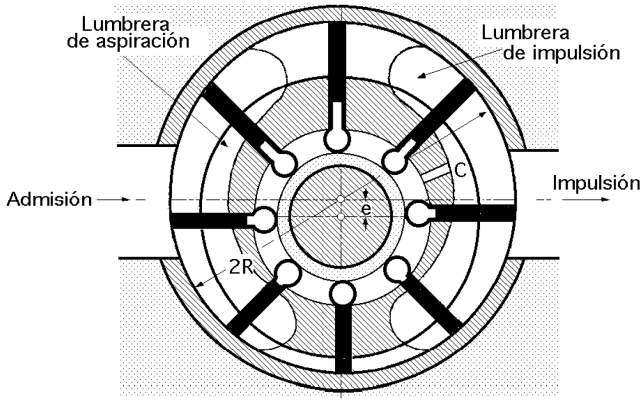


Fig VI.10
Esquema de bomba de aletas con contacto mejorado

El suministro de líquido a las cámaras de trabajo y su derivación a éstas, se efectúa a través de las lumbreras de aspiración y de impulsión, que tienen forma de arcos, y están unidas, respectivamente, a las conducciones de aspiración e impulsión de la bomba.

Las bombas de aletas admiten la posibilidad de regular su volumen de trabajo, modificando la excentricidad del rotor respecto al estator. Si disminuye la excentricidad, se reduce el suministro de la bomba, manteniendo invariable el número de revoluciones, y a la inversa, pero para eso se requiere que en la construcción de la bomba se prevea esta posibilidad, mediante el dispositivo adecuado.

VI.6.- BOMBAS HELICOIDALES

Las bombas helicoidales pueden ser de uno o varios tornillos, Figs VI.11.12. Si se considera una bomba helicoidal de tres tornillos, Fig VI.13, de los cuales el central es el conductor y los dos laterales los conducidos, para asegurar un cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión de la bomba, se necesita que los tornillos tengan un perfil cicloidal determinado. En el tornillo conductor este perfil es convexo, mientras que en los conducidos es cóncavo. Generalmente la rosca es de dos entradas, y la relación de engrane desde el tornillo conductor hasta los conducidos es igual a la unidad. Las cámaras de trabajo vienen limitadas entre los filetes de los tres tornillos y las superficies internas del estator; durante el giro de los tornillos, las cámaras de trabajo se desplazan, junto con el líquido, a lo largo de los ejes de rotación. El perfil de los tornillos es tal que los conducidos se descargan completamente, accionados por el conductor que es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando éste, al mismo tiempo, como rotor y como desplazador. Los tornillos conducidos desempeñan la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar al líquido.

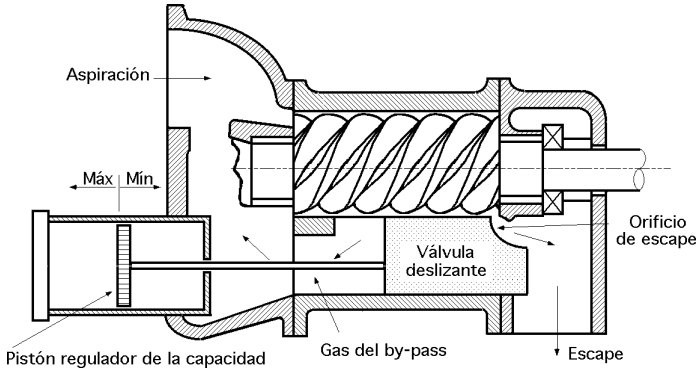


Fig VI.11.- Bomba de tornillo simple con regulación de la capacidad de volumen desplazado mediante válvula deslizante

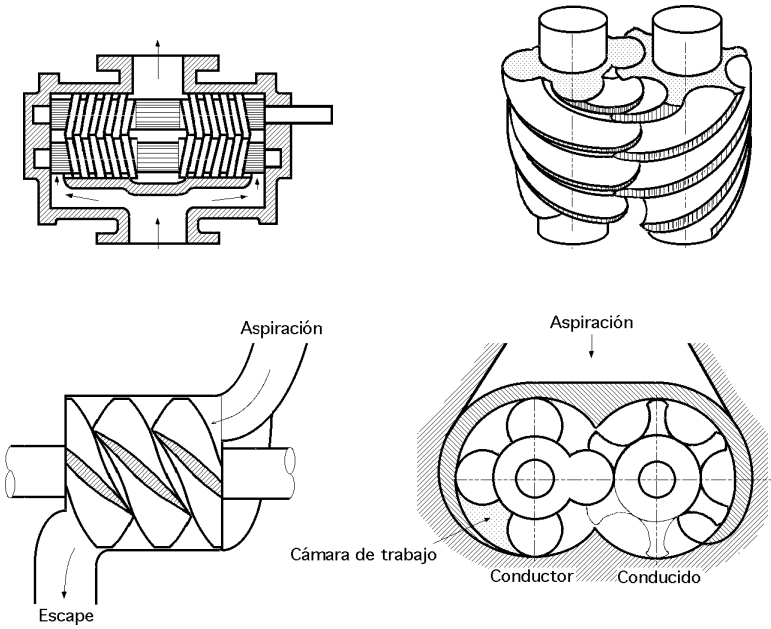


Fig VI.12.a.- Bomba de tornillo doble

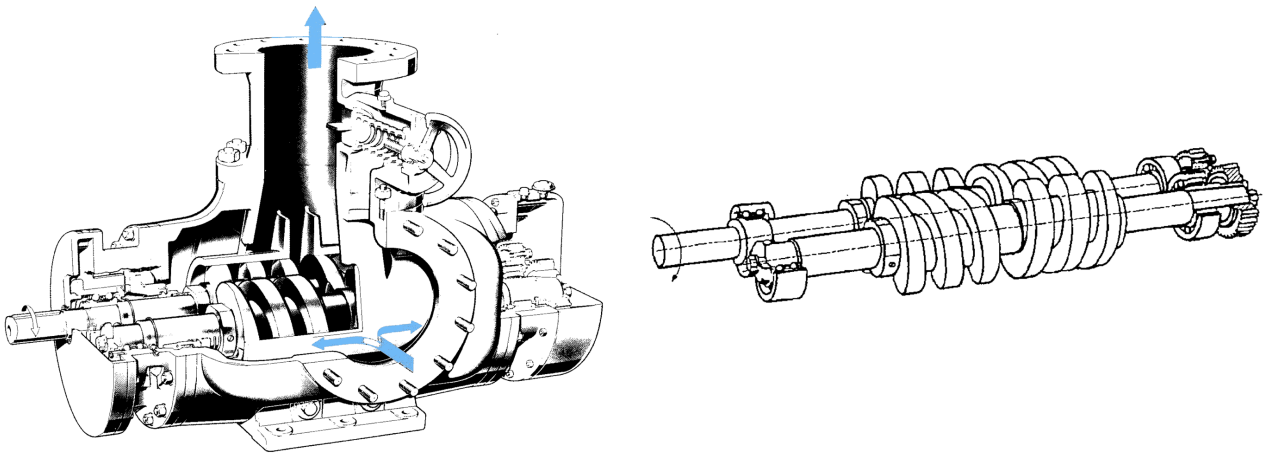


Fig VI.12.b.- Bomba de tornillo doble; vista de conjunto

El caudal medio aspirado es:

$$q_1 = \frac{\Omega\ t\ n}{60} = \left| \begin{array}{c} \Omega = 2{,}4\ D_i \\ Paso:\ t = \dfrac{10\ D_i}{3} \end{array} \right| = 0{,}1333\ D_i^2\ \ n$$

en la que Ω es la superficie de la sección de las cámaras de trabajo de la bomba, perpendicular a los ejes de rotación y D_i el diámetro interior de la rosca del tornillo conductor, igual al diámetro exterior del tornillo conducido.

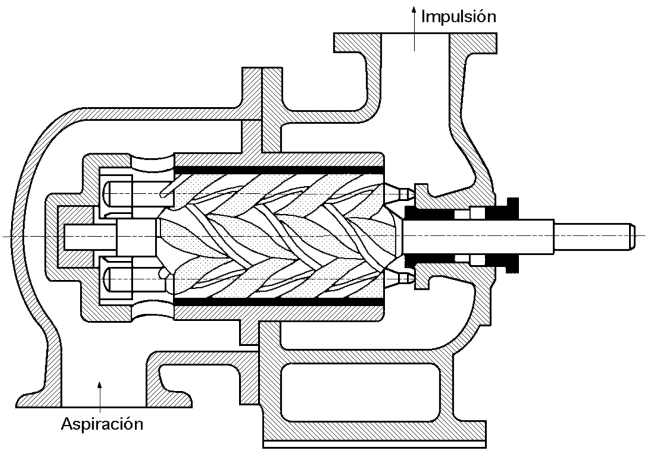


Fig VI.13.- Esquema de bomba helicoidal de 3 tornillos

Las bombas de tres tornillos son capaces de crear presiones entre 100÷200 atm; cuanto mayor sea la presión, tanto más larga tiene que ser la vía de traslación de las cámaras de trabajo y, en consecuencia, más largos deberán ser los tornillos. La longitud mínima de los tornillos, necesaria para conseguir una hermeticidad estable en la bomba, se considera igual a *1,25 t* aunque en la práctica y dependiendo de la presión requerida, esta longitud se elige entre $1{,}5 < t < 1{,}8$.

Esta bomba posee unas curvas características de suministro bastante uniformes, siendo capaz de trabajar a altas revoluciones, entre 3.000 y 5.000 rpm, distinguiéndose por un funcionamiento silencioso y seguro, pero tiene problemas parecidos a los planteados en la bomba de engranajes ya que es imposible regular el volumen de trabajo durante el movimiento.

En general, la fabricación de la bomba helicoidal es complicada. A veces se utilizan bombas de dos tornillos o de un tornillo, pero sus características son inferiores a las de tres tornillos con perfil cicloidal, sobre todo a la hora de conseguir y asegurar un alto grado de hermeticidad.

VI.7.- BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLO

Las bombas rotativas de émbolo se utilizan tanto con diseños de cinemática plana, con émbolos radiales, como con cinemática espacial, con émbolos axiales.

Bombas rotativas de émbolos radiales.- Las primeras, Fig VI.14, conocidas como *bombas radiales de émbolo*, constan de un estator (3), y un rotor (1) que lleva una serie de alojamientos radiales cilíndricos, en los que encajan unos émbolos (2) que desempeñan el papel de desplazadores, realizando a medida que gira el rotor, un movimiento de vaivén respecto a éste, al tiempo que sus extremos deslizan sobre la superficie interior del estator; a veces se sustituye el deslizamiento, por un balanceo de rodillos especiales.

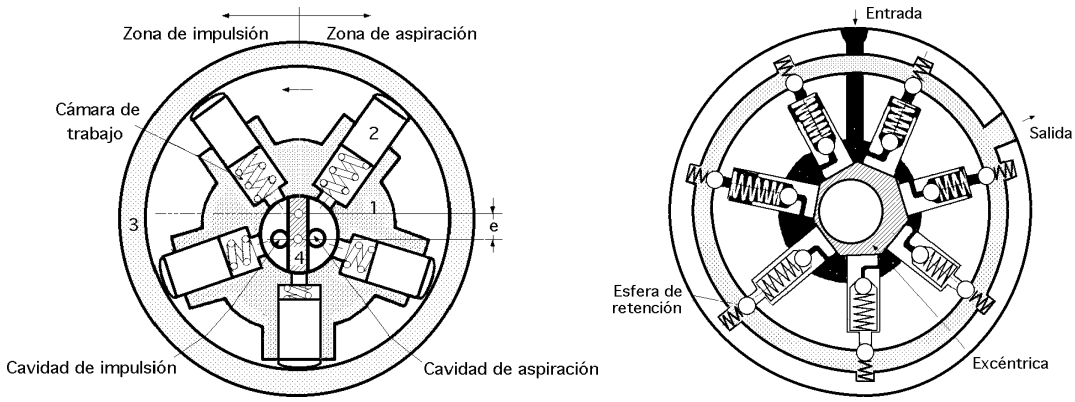


Fig VI.14.- Bombas rotativas de émbolo radiales (cinemática plana)

Las cámaras de trabajo de aspiración y de impulsión se comunican a través de orificios radiales, alternativamente, con las dos mitades de la cavidad central, que está dividida por un tabique (4). El líquido pasa de la cámara de aspiración, a las cámaras de trabajo y después de que éstas se cierran y trasladan, se expulsa a la cámara de impulsión; las cámaras de trabajo se cierran en el momento en que el orificio radial queda tras el tabique. Por consiguiente, cada cámara se cierra dos veces por cada vuelta del rotor, la primera, cuando su volumen es máximo y la segunda, cuando su volumen es mínimo, que se corresponde con el espacio nocivo.

El volumen útil V de cualquier cámara de trabajo es igual al volumen desalojado por cada émbolo, es decir:

$$V = \frac{\pi\, d^2}{4}\, 2\, e\text{, siendo: } \begin{cases} d \text{ el diámetro del émbolo} \\ e \text{ la excentricidad} \\ 2e \text{ el recorrido máximo del émbolo} \end{cases}$$

El caudal aspirado medio para z émbolos y n r.p.m. es:

$$q_1 = \frac{\pi\, d^2}{4}\, 2\, e\, \frac{z\, n}{60} = \frac{\pi\, d^2 e\, z\, n}{120}\ \frac{m^3}{seg}$$

Estas bombas se fabrican para presiones del orden de $200 \div 300$ atm y se emplean tanto para volúmenes de trabajo constantes, como variables, lo cual se consigue, al igual que en las bombas de aletas, variando la excentricidad.

Bombas rotativas de émbolos axiales.- En este tipo de bombas, el mecanismo de transmisión del movimiento a los desplazadores tiene una cinemática espacial. Las cámaras de trabajo cilíndricas van dispuestas en el rotor paralelamente al eje de rotación, o con un cierto ángulo respecto a dicho eje. En la Fig VI.15 se muestra un esquema sencillo de este tipo de bombas, en el que el rotor 1 tiene los alojamientos para los pistones, paralelos al eje de rotación; los pistones 2 que se desplazan mediante la acción de unos muelles deslizan sus extremos libres por un disco inclinado 3 en forma de arandela, que hace que los pistones ordenados circunferencialmente alrededor del eje, realicen un movimiento de vaivén en los alojamientos correspondientes, produciéndose de esta forma la as-

piración e impulsión del líquido. En la parte 4 de la bomba, a la que va adherida el rotor, existen dos ranuras anulares, una de las cuales se comunica con la parte de aspiración y la otra con la de impulsión.

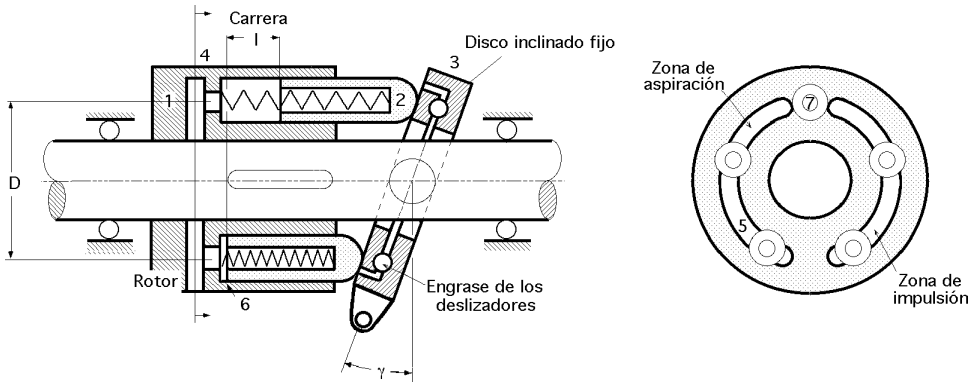


Fig VI.15.- Esquema de bomba rotativa con 5 émbolos axiales (cinemática espacial)

Al girar el rotor, los orificios 6 se desplazan por las ranuras 5 y, por lo tanto, van uniendo alternativamente los alojamientos con los conductos de aspiración e impulsión; cuando los orificios se encuentren en las posiciones 7, se cierra la cámara de trabajo y se obtiene el volumen máximo en la posición superior y el mínimo en la inferior.

El disco inclinado va fijo, mediante una charnela, de modo que puede girar alrededor del eje que intersecta el eje del rotor en ángulo recto y a la vez se modifica el ángulo de inclinación del disco, g, para regular el suministro.

El caudal aspirado medio q_1 que puede proporcionar este tipo de bomba es:

$$q_1 = \frac{\pi\, d^2 l}{4}\,\frac{z\,n}{60} = \frac{\pi\, d^2 D\, tg\,\gamma}{4}\,\frac{z\,n}{60}\,\frac{m^3}{seg}$$

en la que:
- *d es el diámetro de los émbolos*
- *D es el diámetro de la circunferencia del rotor en la que van dispuestos los ejes de los alojamientos*
- *z es el número de alojamientos*
- *l es el recorrido de un pistón cualquiera = D tg γ*

Sin embargo, las tendencias en el diseño y construcción de bombas rotativas axiales de émbolo con disco inclinado, van en el sentido de que los alojamientos de los pistones no se dispongan paralelamente al eje del rotor, sino formando un cierto ángulo φ con el mismo. En este caso, el desplazamiento de los pistones se produce no sólo por la acción de los muelles, sino también por las componentes de la fuerza centrífuga que actúan sobre los pistones al girar el rotor, lo cual permite disminuir las dimensiones de los muelles.

Si el disco inclinado es plano, el recorrido del pistón se determina geométricamente, suponiendo que cada émbolo tenga contacto con el disco en un punto que se encuentra en el eje del mismo.

De acuerdo con la Fig VI.16, y aplicando el Teorema del seno se tiene:

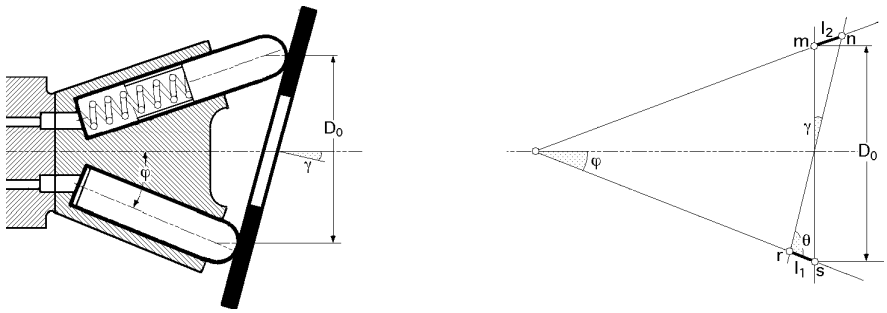


Fig VI.16.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados un ángulo j

$$\frac{l_1}{sen\,\gamma} = \frac{D_0}{2\,sen\,\theta} = \frac{D_0}{2}\,\frac{1}{sen\,(90 - \gamma + \varphi)} = \frac{D_0}{2}\,\frac{1}{cos\,(\varphi - \gamma)}$$

$$\frac{l_2}{sen\,\gamma} = \frac{D_0}{2\,sen\,\theta} = \frac{D_0}{2}\,\frac{1}{sen\,(90 - \gamma - \varphi)} = \frac{D_0}{2}\,\frac{1}{cos\,(\varphi + \gamma)}$$

en la que D_0 es el diámetro de la circunferencia sobre la que estarían los puntos de contacto de los émbolos con el disco para $\gamma = 0$.

El recorrido de cada émbolo es: $l = l_1 + l_2 = \frac{D_0}{2}\,sen\,\gamma\,\{\frac{1}{cos\,(\varphi - \gamma)} + \frac{1}{cos\,(\varphi + \gamma)}\}$

El caudal aspirado medio: $q_1 = \frac{\pi\,d^2}{4}\,l\,\frac{z\,n}{60} = \frac{\pi\,d^2 z\,n}{480}\,D_0\,sen\,\gamma\,\{\frac{1}{cos\,(\varphi - \gamma)} + \frac{1}{cos\,(\varphi + \gamma)}\}$

que, para $\varphi = 0$, se convierte en el correspondiente a émbolos con alojamientos paralelos al eje de giro.

A veces se mecaniza el disco dándole una forma cónica con el fin de que para $\gamma = 0$ los pistones sean perpendiculares a la superficie de apoyo y contacto; el ángulo β en el vértice de este cono, tiene por valor ($\beta = 90 - \varphi$), Fig VI.17.

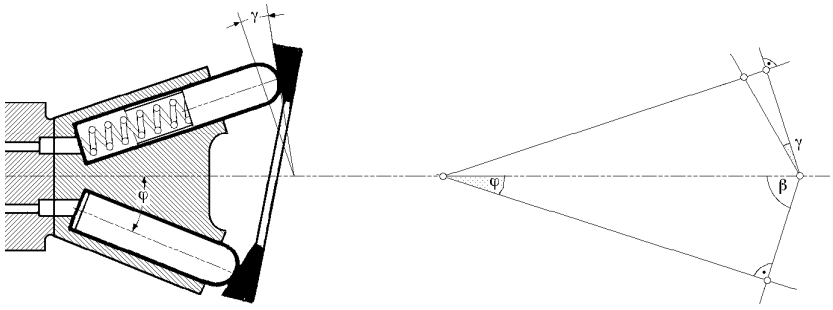


Fig VI.17.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados, con disco cónico

Mediante un desarrollo similar al caso anterior, se obtiene un recorrido l del pistón y un caudal aspirado, en la forma:

$$l = D_0\,\frac{tg\,\gamma}{cos\,\varphi} \quad ; \quad q_t = \frac{\pi\,d^2 z\,n}{480}\,D_0\,\frac{tg\,\gamma}{cos\,\varphi}$$

variando el caudal suministrado por la bomba en función del ángulo φ .

En la Fig VI.18, se muestra una bomba rotativa de émbolos con rotor de bloque inclinado. La rotación se transmite del eje motor 1 al rotor 2, a través de una articulación Cardan 3 que permite modificar el ángulo entre los ejes del eje y del rotor; éste va ubicado en un bloque oscilante 4 en el fondo del cual hay dos ranuras en forma anular, que son la de aspiración 5 y la de impulsión 6, semejantes a las de la bomba de disco inclinado. En ésta bomba regulable, el bloque oscilante 4 puede modificar el ángulo j; los émbolos van unidos al disco del eje motriz mediante vástagos provistos de charnelas.

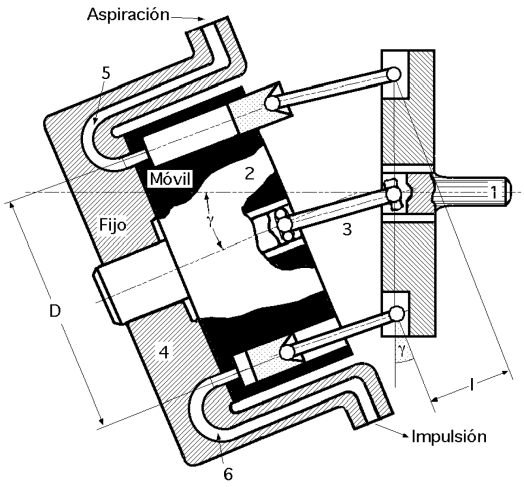


Fig VI.18.- Esquema de bomba rotativa de émbolos con bloque de émbolos inclinado

Si se desprecian los ángulos que forman los ejes de los vástagos de los émbolos con los ejes de los cilindros, el recorrido de los émbolos sería $l = D\ sen\ \gamma$, en la que D viene indicado en la Fig VI.18.

Existen también otras bombas rotativas, de inversión, muy utilizadas en la construcción de maquinaria, en las que el rotor se para y el estator se pone en rotación; con esta inversión, la bomba rotativa de émbolo se convierte en una bomba de émbolo, por cuanto sus cámaras de trabajo se inmovilizan y el movimiento absoluto de los desplazadores adquiere el carácter de vaivén.

Sin embargo, y dependiendo de su estructura y propiedades, estas bombas, si no poseen distribución por válvulas, son muy parecidas a las rotativas.

Irregularidad de suministro en las bombas rotativas.- Hemos visto que las bombas rotativas suministran el líquido con una cierta regularidad; en el estudio cinemático de los mecanismos de las bombas rotativas de émbolo, se puede observar que, la velocidad de desplazamiento de los émbolos, al igual que en un mecanismo biela-manivela, se puede considerar proporcional al seno del ángulo de giro φ del rotor. De acuerdo con la misma ley senoidal, el líquido suministrado por un émbolo se modifica en función del ángulo φ y del tiempo t.

El caudal total suministrado por la bomba se calcula sumando las ordenadas de estas funciones senoidales, Fig VI.19; se observa que el grado de irregularidad s en el suministro disminuye con el aumento del número de desplazadores de la bomba; hay que hacer constar, como se ha comprobado experimentalmente, que desde el punto de vista de mejorar la uniformidad en el suministro de la bomba, es conveniente utilizar un número impar de desplazadores.

El grado de irregularidad σ se determina mediante las siguientes fórmulas aproximadas:

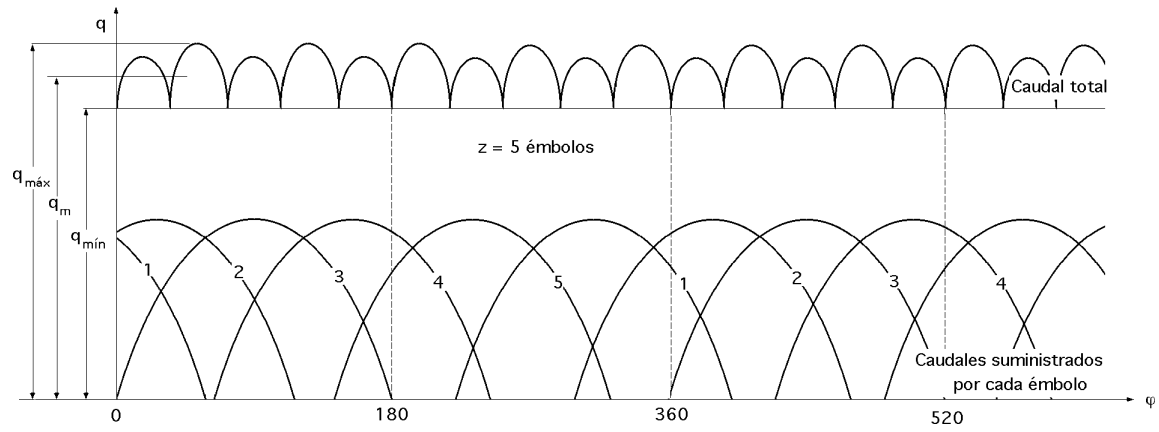


Fig VI.19.- Caudal suministrado por una bomba rotativa de 5 émbolos

- *Para un número impar z de desplazadores:* $\sigma = \dfrac{q_{máx} - q_{mín}}{q_{medio}} = \dfrac{125}{z^2}$ %

- *Para un número par z de desplazadores:* $\sigma = \dfrac{500}{z^2}$ %

lo que conduce a la Tabla VI.1 de valores del grado de irregularidad, en función del número *z* de desplazadores. Las bombas rotativas de émbolo llevan un número impar de émbolos, 5, 7 ó 9.

Tabla VI.1.- Valores del grado de irregularidad en función del número de émbolos

z	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*
σ %	*5*	*13,9*	*2,6*	*7,8*	*1,5*	*5*	*1*	*3,5*

Las bombas rotativas de émbolo que llevan un número par de émbolos, tienen un grado de irregularidad elevado, que viene motivado porque dos cámaras de trabajo se cierran simultáneamente, reduciéndose el suministro proporcionado por ellas a cero, mientras que con un número impar de desplazadores, sólo se cierra una cámara.

Curvas características de las bombas volumétricas rotativas.- Sabemos que la curva característica de una bomba es la relación existente entre la altura de presión creada por la bomba y el caudal suministrado por la misma, manteniendo constante el número de revoluciones.

Una expresión común del caudal aspirado para todas las bombas volumétricas rotativas es $q_1 = \dfrac{W\,n}{60}$ de la que se deduce que el caudal aspirado por la bomba volumétrica rotativa no depende de la presión, siendo su gráfica una recta paralela al eje de presiones o alturas manométricas.

Las curvas características teóricas de estas bombas para dos números de revoluciones n_1 y n_2 distintos, indican que, teóricamente, toda bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y del caudal.

Sin embargo las cosas suceden en forma algo distinta, por cuanto aparecen las fugas, debidas a que toda bomba tiene holguras entre las partes móviles y fijas, más o menos apreciables, por lo que bajo el efecto de la presión creada por la bomba, una cierta cantidad de líquido fluirá a través de es-

tas holguras en dirección opuesta a la de descarga, es decir, hacia la aspiración y, en consecuencia, la curva característica real no coincide con la teórica.

Cuando las holguras son pequeñas, el flujo a través de éstas es laminar y, por lo tanto, el caudal q que por ellas fluye es directamente proporcional a la presión $\Delta p = p_S - p_E$ creada por la bomba e inversamente proporcional a su viscosidad dinámica η, pero no a la primera potencia, sino, como se ha comprobado experimentalmente, a una cierta potencia m menor que la unidad; en general, para las bombas volumétricas el valor m = 0,5, por lo que:

Pérdida de caudal en holguras: $q^* = K \ \frac{\Delta p_{bomba}}{\eta^m} = K \ \frac{\Delta p_{bomba}}{\sqrt{\eta}}$

en la que K es una constante que depende de las características constructivas de la bomba, y de la magnitud de las holguras, siendo independiente del número de revoluciones.

El que m no sea igual a la unidad se puede explicar por el hecho de que al fluir el líquido a través de las holguras, las pérdidas de energía son bastante considerables, lo cual hace que el líquido a su paso por estas holguras se caliente, disminuyendo su viscosidad frente a la del líquido principal bombeado.

El *caudal impulsado* es: $q = \frac{W\,n}{60} - K \ \frac{\Delta p_{bomba}}{\eta^m} = \eta_{vol} \ q_1$

de la que se deduce que, las curvas características reales de las bombas volumétricas, son líneas inclinadas que cortan a las teóricas en, $\Delta p = 0$.

Cuanto mayor es la viscosidad del líquido, tanto menor será la fuga de caudal q^* por las holguras, y tanto mayor la pendiente de la curva característica. A veces se observa una cierta curvatura en las curvas características reales, explicándose esta irregularidad por un mal funcionamiento de la bomba, como puede ser un llenado defectuoso de las cámaras de trabajo, o por la aparición de cavitación, etc.

Cuando se modifican las condiciones de trabajo de la bomba, pasando por ejemplo de (n_1, η_1) a (n_2, η_2), se puede obtener la nueva curva característica, en la forma:

$$\frac{q_{t1}}{q_{t2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad ; \quad q_{t2} = q_{t1} \ \frac{n_2}{n_1}$$

y la relación de caudales de fugas $\frac{q_1^*}{q_2^*}$ para presiones y alturas manométricas iguales:

$$\Delta p_{1(bomba)} = \Delta p_{2(bomba)} \ \Rightarrow \ \frac{q_1^*}{q_2^*} = \left| \ q_1^* = k \ \frac{\Delta p_1}{\eta_1^m} \ ; \ q_2^* = k \ \frac{\Delta p_2}{\eta_2^m} \ \right| = \left(\frac{\eta_2}{\eta_1}\right)^m \ \Rightarrow \ q_2^* = q_1^* \ \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^m$$

De acuerdo con las magnitudes obtenidas para el caudal aspirado q_{t2} y las fugas q_2^* se construye una curva característica nueva.

Cuando la viscosidad dinámica del líquido permanezca constante, los resultados obtenidos en los ensayos de las bombas rotativas se presentan generalmente en un diagrama (q,n) para diversos valores de la presión Δp creada por la bomba, obteniéndose así una serie de rectas cuasi paralelas por cuanto los caudales de fugas q^* no dependen del número de revoluciones n, para un determinado valor de Δp, Fig VI.20, por lo que cuanto mayor sea la presión creada por la bomba, tanto más baja estará situada la recta correspondiente, por ser el caudal de fugas q mayor.

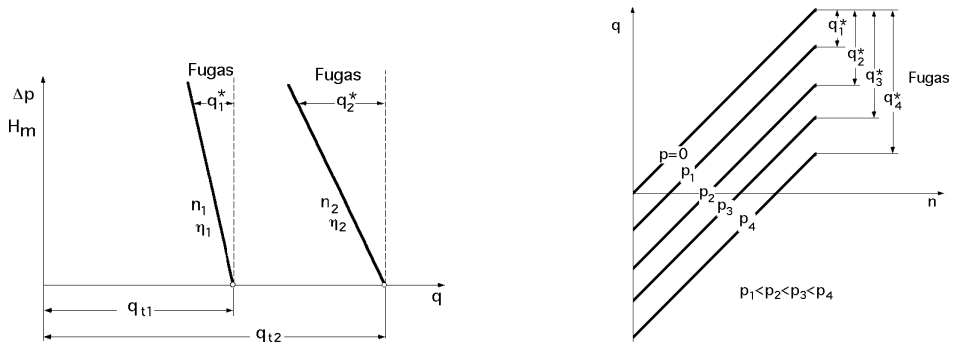


Fig VI.20.- Curvas características de bombas volumétricas

Cuando, por ejemplo, se produzca una disminución en el caudal impulsado, originada por un aumento en la resistencia de la red, se provoca un aumento considerable de la presión, por lo que habrá que proteger a la bomba de esta anomalía mediante un dispositivo especial, que puede ser una válvula reductora, la cual se abrirá cuando la presión en la cámara de impulsión esté por encima de un cierto valor, de forma que a través de ella vuelva a la cámara de aspiración una cierta cantidad de líquido (by-pass). En este caso, la curva característica de la bomba se modifica, como se muestra en la Fig VI.21; en la zona (AB), la válvula del by-pass está cerrada, por cuanto la presión es pequeña; el punto B indica el comienzo de apertura de la válvula, siendo la presión creada por la bomba igual a la tensión del muelle F dividida por la superficie de la válvula; en la zona (BC), el suministro de líquido a la tubería es:

$$q = q_t - q_{by\text{-}pass} - q^*$$

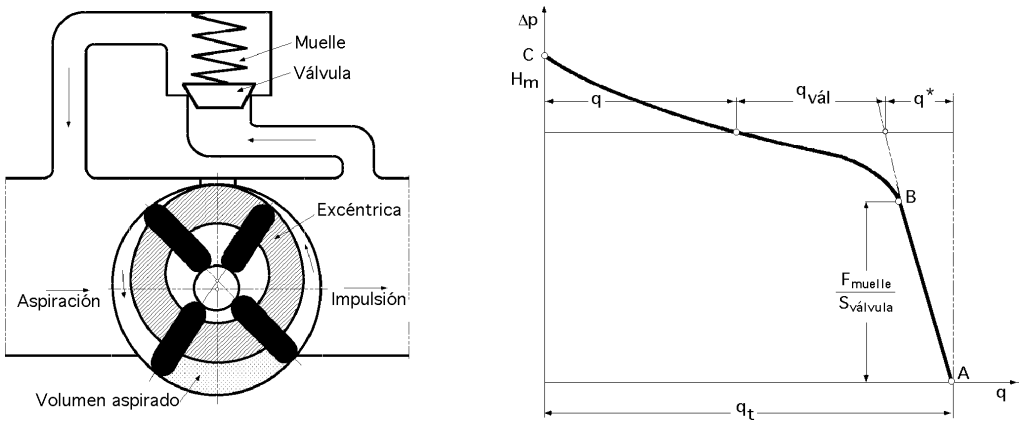


Fig VI.21.- Esquema de bomba rotativa con válvula reductora, y curva característica correspondiente

El punto C se corresponde con el cierre completo de la válvula de la tubería de impulsión, de forma que todo el caudal suministrado por la bomba retrocede a la cámara de aspiración a través de la válvula del by-pass.

Un dispositivo más perfeccionado utiliza un servomotor, compuesto de un cilindro con émbolo y vástago que actúa sobre la bomba regulable.

Al alcanzar la bomba una presión determinada, el émbolo 1 actúa comprimiendo el muelle 2 y hace girar la arandela 3 a un ángulo menor, disminuyendo el suministro por cuanto la presión apenas aumenta; la curva característica. En la zona (AB) la arandela forma un ángulo máximo; en el punto B, el ángulo comienza a disminuir, y en el punto C es muy pequeño, lo cual es necesario para compensar las fugas.

Si la presión en la cavidad del servo-cilindro de la bomba que contiene el muelle, fuese constante e igual, por ejemplo, a la atmosférica, la inclinación de la curva característica de la bomba en la zona (BC) se determinaría solamente por la rigidez del muelle; para obtener una curva característica de pendiente suave, hay que utilizar un muelle con poca rigidez, pero que al propio tiempo sea muy potente, es decir, de grandes dimensiones.

Con el fin de disminuir las dimensiones del muelle, y obtener una curva característica de pendiente lo más suave posible en la zona (BC), se hace que el líquido penetre en la cavidad del servomotor por el surtidor 4 de la línea de descarga, pasando por la válvula 5, bajo la acción del muelle 6 y la fuerza de la membrana 7, que se encuentra bajo la acción y presión de la cámara de impulsión.

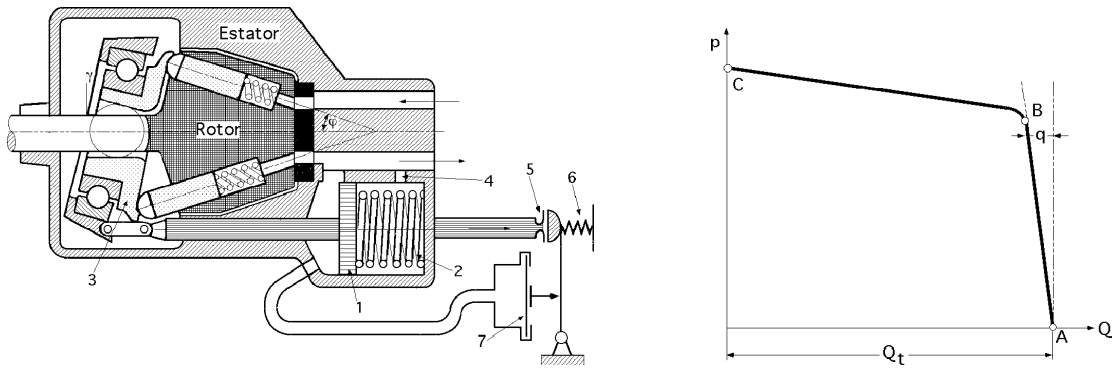


Fig VI.22.- Esquema de bomba regulable y variación del caudal impulsado a través de una válvula reductora

Cuando el disco de la bomba tenga una inclinación máxima, la válvula estará cerrada y las presiones por ambas partes del émbolo serán idénticas e iguales a la de impulsión. El disco se mantiene en la posición inclinada, por medio de la presión del muelle y la acción del líquido sobre el émbolo. Al aumentar la presión de descarga, la válvula se abrirá, el líquido comenzará a pasar, y la presión de la cavidad a la que pasa el líquido descenderá; la presión del líquido sobre el émbolo comprimirá el muelle y desplazará el disco a un ángulo menor.