V.- VOLUTAS, DIFUSORES, LUBRICACIÓN, EQUILIBRADO Y CIERRES

pfernandezdiez.es

V.1.- CÁLCULO DE LA VOLUTA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

La voluta de una bomba centrífuga es un dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión. Su cálculo y diseño se basan en el supuesto de que la componente circunferencial $\vec{c}_n$ de la velocidad en la cámara espiral, varía en proporción inversa al radio; la *combinación de una fuente y un vórtice* proporcionan, para un *número finito de álabes*, un perfil de álabe del impulsor en forma de espiral logarítmica, Fig V.1:

$$r = exp\ \frac{q\,\theta}{\Gamma} = \left| \begin{array}{l} \Gamma = 2\,\pi\ r\,c_n = Cte \\ q = 2\,\pi\ r\,c_m = Cte \end{array} \right| = exp\ \frac{c_m\,\theta}{c_n} = exp\,(\theta\ tg\,\alpha)$$

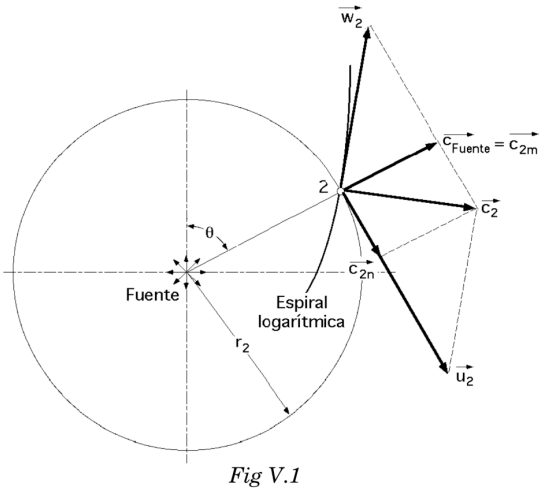

Fig V.1
Perfil del álabe como combinación de un manantial y un vórtice

siendo Γ la circulación de la velocidad a través del perímetro cerrado que abarca el rodete, por unidad de anchura; es una magnitud constante, como sabemos, para una voluta dada y para el régimen de trabajo con el que funciona la bomba.

Al aumentar el radio la velocidad $\vec{c}_n$ disminuye y la presión, por lo tanto, crece. Así, cuando surge la corriente en la espiral (voluta) la energía cinética del líquido comienza a transformarse en energía de presión, continuando este proceso en el difusor que, normalmente, se encuentra a continuación de la cámara espiral.

La circulación Γ se puede calcular a partir de la altura manométrica que crea la bomba, como:

$$\Gamma = 2\,\pi\,r_2\,c_{2n} = \left| \begin{array}{l} H_{t(máx)} = \dfrac{u_2\,c_{2n}}{g} = \dfrac{w\,r_2}{g}\,c_{2n} \\ r_2\,c_{2n} = \dfrac{g\,H_{t(máx)}}{w} \end{array} \right| = 2\,\pi\,\frac{g\,H_{t(máx)}}{w} = 2\,\pi\,\frac{g\,H_{man}}{w\,h_{man}} = 60\,\frac{g\,H_{man}}{n\,h_{man}}$$

A su vez, el caudal q_q en cualquier sección de la espiral o voluta, se puede considerar crece proporcionalmente al ángulo de inclinación θ de la sección, contado a partir de la sección inicial de la espiral, que es a su vez, también, sección final, es decir $q_\theta = \dfrac{\theta^o}{360}\,q$, en la que q es el caudal de líquido suministrado por la bomba a la tubería de impulsión.

Para el gasto elemental a través de una sección de dimensiones $b\,dr$ tomada en cualquier punto de la voluta de radio r y ángulo θ, Fig V.2, se tiene:

$$dq_\theta = b\,dr\,c_n = b\,dr\,\frac{\Gamma}{2\,\pi\,r} \quad \Rightarrow \quad q_\theta = \frac{\theta^o}{360}\,q = \frac{\Gamma}{2\,\pi}\int_{r=r_3}^{r=R}\frac{b}{r}\,dr$$

en la que $r_3 = (1{,}03 \div 1{,}05)\,r_2$, es el radio de la superficie cilíndrica que abarca el rodete impulsor, la cual es tangente a las secciones de la caja espiral.

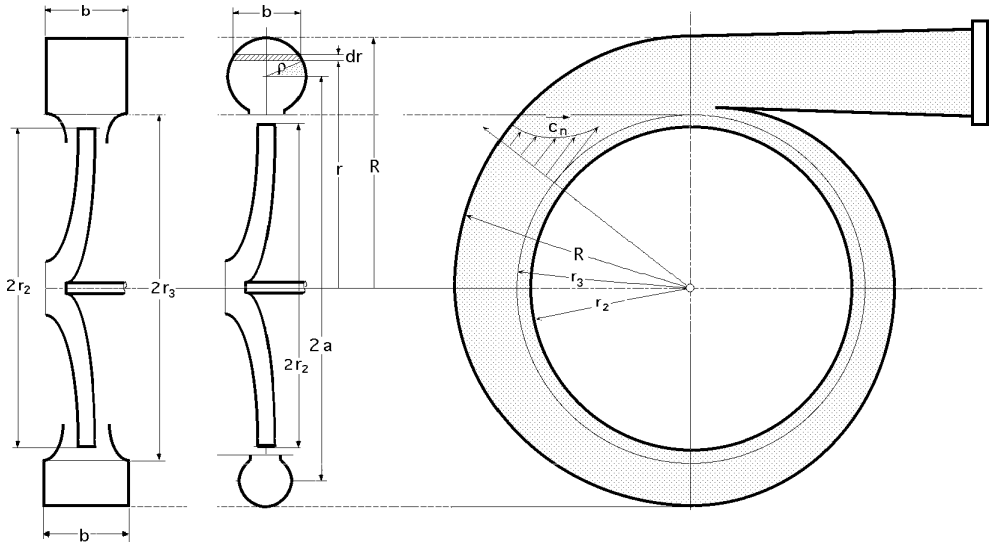

Fig V.2.- Volutas de una bomba centrífuga

Para una voluta de sección rectangular y anchura $b = Cte$ la expresión anterior toma la forma:

$$\frac{\theta^o}{360} = \frac{\Gamma}{2\,\pi\,q}\,b\,ln\,\frac{R}{r_3} = \ldots = \frac{g\,H_m b}{q\,w\,\eta_m}\,ln\,\frac{R}{r_3} = \frac{30\,g\,H_m b}{q\,\pi\,n\,\eta_m}\,ln\,\frac{R}{r_3} = 93{,}58\,\frac{H_m b}{q\,n\,\eta_m}\,ln\,\frac{R}{r_3}$$

y si se dan valores a θ desde 0º hasta 360º, por ejemplo a intervalos de 45º, se tendrán valores de R, desde r_3, hasta $R_{máx}$, o lo que es lo mismo, se obtendrá el contorno de la espiral.

Para: $\theta = 360^o$, el caudal impulsado es:

$$q_{\theta=360^o} = q = 93{,}58 \frac{H_{man}\ b}{n\ \eta_{man}}\ ln\ \frac{R}{r_3}$$

Si la sección transversal de la espiral es de forma circular, con radio ρ variable, se tiene:

$$b = 2\ \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}$$

siendo a la distancia entre el centro de la sección circular de la voluta y el eje del rodete impulsor, por lo que:

$$q_\theta = \frac{\Gamma}{\pi} \int_{a-\rho}^{a+\rho} \frac{\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}}{r}\, dr = \ldots = \Gamma\ (a - \sqrt{a^2 - \rho^2}\ )$$

deduciéndose:

$$\rho^2 - 2\ \frac{q_\theta}{\Gamma}\ a + \frac{q_\theta^2}{\Gamma^2} = \left| a = r_3 + \rho \right| = \rho^2 - 2\ \frac{q_\theta}{\Gamma}\ \rho - \frac{q_\theta}{\Gamma}\ (2\ r_3 - \frac{q_\theta}{\Gamma}) = 0$$

$$\rho = \frac{q_\theta}{\Gamma} \pm \frac{\sqrt{2\ q_\theta\ r_3}}{\Gamma} = \left| \ q_\theta = \frac{\theta}{360}\ q \ \right| = \frac{\theta}{360}\ \frac{q}{\Gamma} \pm \sqrt{\frac{2\ \theta\ q\ r_3}{360\ \Gamma}}$$

que permite calcular todas las dimensiones y contornos de la voluta de sección circular.

V.2.- VOLUTAS

La voluta, cámara espiral o caracol, es un canal de sección creciente que rodea por completo al impulsor y termina en un cono divergente en el que continúa el proceso de difusión. La principal ventaja del difusor de voluta es su sencillez, Fig V.3 a, que permite modelos simples de fácil construcción; sin embargo, la voluta es difícil de mecanizar lo que hace que su acabado no sea muy bueno; la desventaja más importante de la voluta es su tamaño, comparativamente mayor que el tamaño de la corona difusora de álabes y que en las bombas de varias etapas la hace a veces inaplicable.

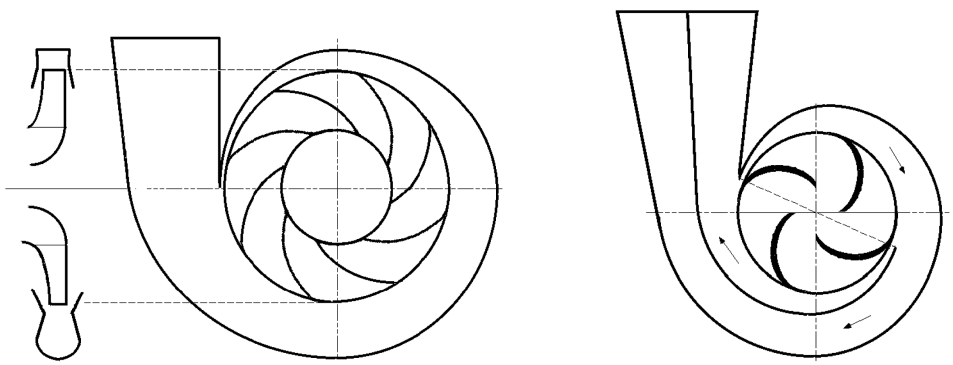

Fig VII3 a.b.- Difusor de voluta simple (a) ; Difusor de álabes directores (b)

La voluta se diseña para trabajar con el caudal de diseño; con cualquier otro caudal y debido a su disposición asimétrica, la distribución de presiones en la periferia del impulsor deja de ser uniforme, apareciendo sobre éste un empuje radial. La dirección y magnitud del empuje varía con el caudal, siendo máximo para un caudal nulo (válvula de impulsión cerrada), decreciendo a continuación casi a cero con el caudal nominal y volviendo a aumentar para caudales mayores.

El *peso del impulsor* suele ser despreciable comparado con el empuje radial, por lo que éste determina el diámetro del eje, función de las variaciones de caudal previstas.

El empuje radial con difusor de voluta suele ser mayor en impulsores de velocidad específica media $n_q \approx 50$, que en los muy lentos o rápidos.

En los casos en que se emplea voluta para bombas de varias etapas, el empuje radial se puede anular desfasando las diferentes volutas de manera conveniente.

El problema del empuje radial en las bombas monofásicas se soluciona, a veces, con una doble voluta Fig V.3 b, que consiste en dos medias volutas desfasadas 180º cuyos empujes son, por lo tanto, contrarios y aproximadamente iguales, anulándose prácticamente para cualquier caudal. En este caso, la voluta pierde simplicidad pero esta solución resulta muchas veces indispensable cuando se requieren amplias variaciones de caudal.

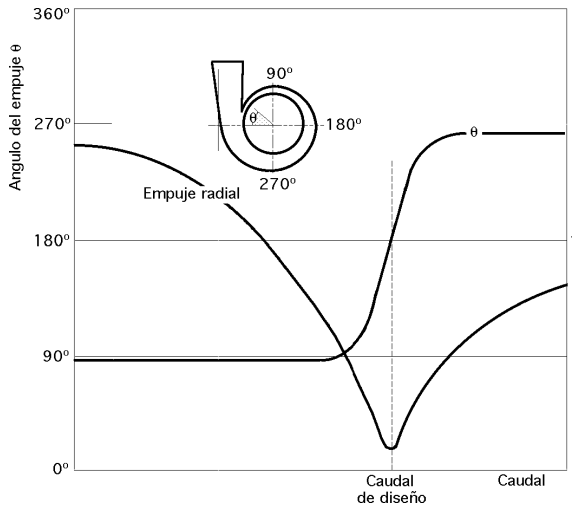

Fig V.4.- Variación de la magnitud y dirección del empuje radial con el caudal, en un difusor de voluta

Cuando en una bomba de voluta se recorta el diámetro del impulsor para hacer descender su curva característica, ya que en un impulsor el caudal es proporcional al diámetro d y la altura a d^2, se suelen recortar no sólo los álabes, sino también las paredes del impulsor, disminuyendo así las pérdidas por rozamiento del disco, proporcionales a d^5.

Sin embargo, si la distancia radial entre el impulsor y la voluta es demasiado grande para garantizar una buena conducción del líquido, conviene dejar intactas las paredes y recortar sólo los

álabes, pudiéndose llegar así a reducir el diámetro máximo hasta un 20% sin pérdida importante en el rendimiento.

V.3.- BOMBAS DE DIFUSOR

Difusor anular de voluta concéntrica o circular.- Algunas bombas llevan entre el rodete y la carcasa (caja espiral logarítmica), un anillo difusor sin álabes, cuyo ancho b_3 es igual al ancho b_2 del rodete a la salida. La configuración de la corriente en este anillo difusor es, teóricamente, idéntica a la de la voluta, ya que en ambas situaciones se pueden aplicar las mismas ecuaciones; su instalación es propia de ventiladores de alta presión y turbocompresores.

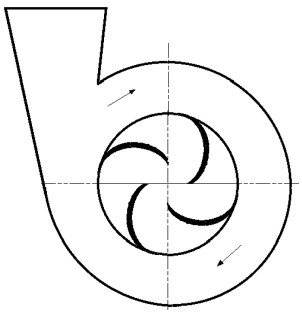

Fig V.5.- Difusor anular de voluta concéntrica

La sección de la cámara circular es constante, y va provista, al igual que la voluta, de un cono final tangencial difusor, Fig V.5. *En esta situación, ni las velocidades ni las presiones son constantes a lo largo de la periferia del impulsor, por lo que aparece un empuje radial para cada valor del caudal,* ya que la corriente a la salida de la caja espiral (voluta) cumple, teóricamente, con la ecuación $rc_n = Cte$; la velocidad del líquido próximo a la pared de la carcasa disminuye por efecto del rozamiento. En el difusor se recupera parte de la energía cinética y se uniformiza la corriente a la salida de la bomba; para evitar el desprendimiento el ángulo del difusor debe ser < 8º.

Los difusores anulares, al igual que las volutas, requieren un diámetro exterior relativamente grande para asegurar la transformación, en forma razonable, de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, lo que aumenta el tamaño y coste de la carcasa; por eso resulta más apropiado en máquinas pequeñas. El diámetro exterior de esta corona suele estar comprendido entre el 150% y el 180% del diámetro exterior del rodete d_2.

Su ventaja es que el empuje con válvula cerrada (caudal nulo) es bastante menor, hasta un 50%, que con el difusor de voluta y no crece tan rápidamente como en ésta para caudales superiores al nominal, por lo que este tipo de difusores se puede utilizar en algunas bombas en las que las variaciones de caudal previstas sean grandes. El menor rendimiento y mayor tamaño son desventajas que le limitan en gran manera. La voluta y el difusor anular sin álabes, tienen la ventaja de ser baratos y fáciles de construir. En las bombas se prefiere la voluta al difusor anular, no así en los ventiladores donde se emplea con frecuencia.

Difusor de corona directriz de álabes.- El difusor de corona directriz de álabes difusores consiste en una serie de canales difusores separados por álabes y colocados alrededor del impulsor, Fig V.6, pudiéndose considerar, en cierto modo, como una voluta múltiple, (a la voluta, se la puede considerar también como un difusor de un solo canal).

Por su simetría, el difusor de álabes directores no ejerce prácticamente empuje radial sobre el impulsor, lo que constituye una de sus principales ventajas. Su tamaño resulta comparativamente menor que el de la voluta y ésto es especialmente importante para bombas multicelulares; en general, su rendimiento es algo superior al de la voluta.

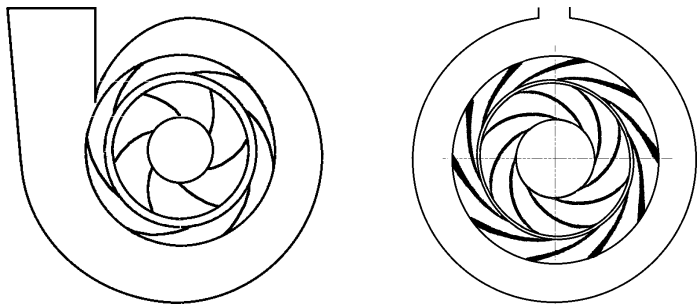

Fig V.6.- Difusor de voluta doble (corona directriz de álabes + difusor)

En las bombas con difusor de álabes directores, al recortar el diámetro del impulsor se dejan casi siempre intactas sus paredes, reduciendo únicamente el diámetro de los álabes. Aún así, la reducción máxima no suele ser mayor del 5% al 10% del diámetro primitivo, ya que más allá, el rendimiento baja excesivamente al crecer las pérdidas hidráulicas a la entrada del difusor; lo que hace que el campo cubierto con un solo impulsor sea menor que en las bombas de voluta.

Sin embargo, el difusor de álabes directores tiene una mayor tendencia que la voluta a producir un máximo en la curva característica (H_m, q) debido a que las pérdidas por choque son mayores con caudales pequeños, lo que es un inconveniente, ya que la parte creciente de esta curva es de funcionamiento inestable cuando la altura estática del sistema es mayor que la altura con válvula cerrada y, en cualquier caso, el trabajo en esa zona es poco recomendable, resultando la operación con otra bomba acoplada en paralelo, prácticamente imposible.

El difusor de álabes directores se emplea en bombas de flujo mixto y axiales, en gran número de las multicelulares y en algunas monofásicas grandes.

El difusor de corona directriz de álabes fijos es caro, pero aventaja a los de voluta y difusor anular sin álabes, en que es más compacto porque los difusores de álabes fijos permiten realizar conductos de mayor expansión con el mismo valor del ángulo inicial α_3 y de mejor rendimiento porque la corriente va mejor guiada.

Para ahorrar en los costos de fabricación y almacenaje, los fabricantes construyen, generalmente, un menor número de carcasas que de rodetes, por lo que una misma carcasa sirve para rodetes de diferentes diámetros. En esta situación la corona de álabes directrices tiene sobre la voluta la ventaja de que, mientras en ésta el rendimiento disminuye con caudales distintos al de diseño, en la corona de álabes directrices el rendimiento se puede mantener constante, reduciendo simplemente el diámetro exterior del rodete.

En Europa las tendencias se han orientado en el sentido de buscar más el rendimiento que la economía de fabricación, por lo que la gran mayoría de las bombas grandes están provistas de corona de álabes directrices; sin embargo, en USA se ha tendido a sacrificar algo el rendimiento $1\% \div 2\%$, equipando las bombas monofásicas con una voluta simple.

En las bombas de escalonamientos múltiples, tanto en Europa como en USA, se suele emplear la corona de álabes directrices. En bombas pequeñas normales el precio tiene más importancia que el rendimiento energético.

A título orientativo se puede decir que: *cuando la velocidad absoluta a la salida del rodete* $c_2 > 20$ *m/seg, resulta ventajoso colocar la corona de álabes directrices* que, a su vez, puede contribuir a la resistencia mecánica de la carcasa; el rendimiento de la corona de álabes directrices se puede estimar entre un $0{,}85 \div 0{,}93\%$ según el tamaño.

Para diseñar una corona de álabes directrices hay que tener en cuenta algunas consideraciones, como:

a) *Los diámetros de la corona, a la entrada y salida,* d_3 *y* d_4*, de valor:*

En rodetes sencillos: $d_3 = d_2 + (2 \div 5\ mm)$; $d_4 = 1{,}3\ d_3$

En rodetes de doble aspiración: $d_3 = d_2 + (2 \div 5\ mm)$; $d_4 = 1{,}8\ d_3$

En la práctica el diámetro d_4 depende de $\begin{cases} \text{- el número de álabes} \\ \text{- las dimensiones adoptadas} \end{cases}$ para la corona, oscilando entre $1{,}35\ d_2 < d_4 < 1{,}6\ d_2$.

b) El ancho b_3 *de la corona directriz se suele hacer, aproximadamente, igual a* $1{,}1\ b_2$ con el fin de recoger bien el fluido a la salida del rodete, de forma que la velocidad en ella esté comprendida en el intervalo: $0{,}75\ c_2 < c_3 < 0{,}85\ c_2$, según el tipo de bomba.

c) *El diámetro hidráulico de dicha sección tiene que ser mínimo, con el fin de disminuir las pérdidas, por lo que la sección transversal debería ser cuadrada*; las secciones circulares son más eficientes, según se ha comprobado, pero son más costosas de construir. Si se varía el espesor de los álabes directrices, se puede modificar a voluntad la forma y la sección transversal del conducto según las exigencias hidráulicas.

El ángulo de entrada de los álabes directrices α_3 se hace un poco mayor ($1^o \div 2^o$) que el ángulo α_2 de la corriente absoluta a la salida del rodete. Con esta medida las pérdidas a la entrada de la corona aumentan en un $(2 \div 3\%)$ pero la velocidad al paso del líquido entre los álabes disminuye, y con ello las pérdidas en esta zona; en resumen la suma de todas las pérdidas es mucho menor.

Algunos constructores utilizan un ángulo α_3 de la forma: $tg\ \alpha_3 = (1{,}1 \div 1{,}2)\ tg\ \alpha_2$

La línea media de los canales constituidos por los álabes directrices no debe tener una curvatura excesiva porque de lo contrario las corrientes secundarias que se crearían reducirían el rendimiento de la corona directriz.

El número de álabes de la corona directriz es, en general, mayor que el nº de álabes del rodete, pero no debe ser excesivo para que no aumenten demasiado las pérdidas; éste número se debe escoger de forma que no sea múltiplo del número de álabes del rodete para evitar las vibraciones causadas por el impacto periódico del fluido que sale del rodete sobre los álabes fijos de la corona.

La forma de los álabes directrices puede ser de espiral logarítmica, que es la trayectoria que seguiría el fluido a la salida del rodete, y que conduce a la transformación de la energía cinética en energía de presión.

Para la corona directriz se puede poner:

$$tg\ \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3n}} = \frac{q}{2\ \pi\ r_3\ b_3\ c_{3n}} = \left| c_{3n} = c_{2n} \right| = \frac{q}{2\ \pi\ r_3\ b_3\ c_{2n}}$$

y la ecuación de la espiral logarítmica de los álabes directrices: $r = r_3\ e^{\theta\ tg\ \alpha_3}$

En los ventiladores se utiliza a veces una corona directriz muy económica construida de chapa con álabes directrices rectos; el ángulo de difusión no debe ser > 12º. En este caso el número mínimo de álabes de la corona directriz es $Z_d = \frac{360}{12} = 30$.

La diferencia de diámetros $(d_3 - d_2)$ reduce el choque a la entrada de la corona directriz, con lo que se disminuye el ruido que se origina en esta zona.

V.4.- BOMBAS DE CÁMARA PARTIDA AXIAL Y RADIALMENTE

La parte exterior de una bomba está constituida por la carcasa; en ella se hallan el difusor y las bridas o conexiones de aspiración e impulsión o descarga. En su interior se alberga el impulsor que ha de ser accesible para las necesarias operaciones periódicas de revisión y mantenimiento; normalmente se utilizan dos tipos de carcasa que cumplen este objetivo de manera diferente:

- *Carcasa partida en dos mitades, según un plano axial, (horizontalmente)*
- *Carcasa abierta según un plano perpendicular al de giro, radialmente*

Bombas de cámara partida horizontalmente.- En estas bombas, el eje atraviesa el impulsor estando apoyado sobre rodamientos en ambos extremo. Las bridas de aspiración e impulsión suelen estar siempre en una misma mitad; en las bombas horizontales están en la mitad inferior, consiguiéndose con ésto que al desmontar la bomba no haya que tocar las conexiones de las tuberías, obteniéndose así un máximo de simplicidad y economía en la operación.

Al retirar la mitad superior de la carcasa, todas las partes móviles quedan completamente al aire, como el impulsor, eje, camisas y aros de cierre, empaquetaduras, prensaestopas, etc, por lo que la accesibilidad a las mismas está garantizada. En general la aspiración y la descarga son laterales, es decir, horizontales y opuestas, pero también pueden tomar otras posiciones.

Como contrapartida a la ventaja de ofrecer la máxima accesibilidad a los órganos internos de la bomba, esta disposición tiene la desventaja de ser más cara que la solución de carcasa partida radialmente; además, no se puede utilizar para presiones mayores de 125 kg/cm^2, ya que entonces la estanqueidad de cierre exigiría espárragos y bridas de unión de excesivo grosor.

Las presiones límites de aplicación dependen del tamaño de la bomba, que se determinan, a igualdad de condiciones de servicio, por la velocidad de giro. En bombas de alta velocidad y, por consiguiente, de tamaño reducido, el campo de presiones en que se aplica la construcción de cámara partida se amplía considerablemente.

Cuando en bombas de varias etapas la presión nominal es alta, las superficies de unión en ambas mitades no se hacen perfectamente planas, sino que se van separando hacia el exterior de las bridas, de forma que el apriete de los espárragos de unión asegure una junta perfectamente estanca.

La cámara partida horizontalmente se utiliza en bombas de tamaño medio y grande, de una o varias etapas, verticales y horizontales, y es típica con impulsores de doble aspiración en los que la tubería de aspiración se bifurca a ambos lados del impulsor hasta sus dos orificios de entrada.

Bombas de cámara partida radialmente.- La solución de carcasa partida por un plano perpendicular al de giro, es típica de las bombas de *impulsor en voladizo* y aspiración axial. El plano de la sección es, a menudo, anterior al difusor, por lo que la tapa de aspiración está embridada al cuerpo y el impulsor se desmonta por delante, es decir, por la parte contraria al acoplamiento. En las bombas verticales, el impulsor se desmonta por detrás.

En ciertos casos, se disponen a la vez las dos soluciones y, de esta manera, la misma bomba se puede utilizar indistintamente vertical y horizontalmente, pudiéndose elegir su sentido de rotación.

A veces se puede disponer de aspiración superior o inferior final, que es mucho más directa que la lateral de las bombas de cámara partida en las que el líquido ejecuta un giro de 90º para llegar al oído de aspiración, que es mucho más amplio porque al estar el impulsor en voladizo, no está atravesado por el eje. La aspiración se verifica mucho mejor y la $NPSH_r$ de este tipo de bombas es notablemente baja, por lo que también se suelen utilizar bombas de aspiración final para líquidos sucios y pastosos.

La construcción de bombas de cámara partida radialmente se aplica a bombas pequeñas, debido a que es más económica que la solución de cámara partida axialmente y, sobre todo, porque este tipo

se adapta muy bien a la construcción de un gran número de bombas de distintos tamaños, formando una serie con elementos intercambiables, con lo que se consiguen bajos costos de fabricación, reducción en los stocks y simplificación en los repuestos.

V.5.- CÁLCULO DE LA PRESIÓN MÍNIMA DE PRUEBA HIDROSTÁTICA

La presión de prueba hidrostática tiene que ser una vez y media la presión de diseño dada por el constructor de la máquina, multiplicada por un coeficiente ε_T de corrección de la temperatura.

La presión de prueba hidrostática dada por el suministrador ha de ser superior a la presión mínima:

$$p_{mín} = 1{,}5\ \varepsilon_T \left\{p_{dif}\ \left(1 + \frac{b}{100}\right)\left(\frac{n_{máx}}{n}\right)^2 + p_{máx\ asp}\right\}$$

en la que:

$$\varepsilon_T = \frac{\text{Límite elástico del material a la temperatura de prueba}}{\text{Límite elástico del material a la temperatura de operación}}$$

- p_{dif} *es la presión diferencial a válvula cerrada, considerando el máximo diámetro que se puede instalar en la bomba*
- *b es un porcentaje (por exceso) permitido por la norma API 610 como tolerancia a válvula cerrada*
- $n_{máx}$ *es la velocidad máxima que puede alcanzar el motor a válvula cerrada; para accionamiento por turbina se considerará la velocidad de disparo*
- *n es la velocidad normal de funcionamiento*
- $p_{máx\ asp}$ *es la presión de aspiración máxima, en atm*

El espesor *e* de la carcasa se calcula en base a la presión de prueba hidrostática de la bomba; a este espesor se añadirán 3 mm como sobreespesor de corrosión.

El espesor de la carcasa no será, en ninguna zona, inferior al calculado según la expresión:

$$e = \frac{p_{hid}\ D_{máx\ voluta}}{2\,(\sigma_{trab}\ \xi\ - 0{,}6\ p_{mín})}$$ siendo
- p_{hid} *es la presión de prueba hidrostática*
- $D_{máx\ voluta}$ *es el diámetro máximo de la voluta*
- σ_{trab} *es un coef. de fatiga correspondiente a la T de prueba hidrostática*
- ξ *es un coef. de seguridad a aplicar cuando hay partes soldadas*

El valor de ξ *depende del grado de la inspección radiográfica; para carcasas de fundición* $\xi = 1$.

V.6.- ESFUERZOS Y MOMENTOS ADMISIBLES SOBRE BRIDAS

Cuando una bomba está trasegando líquidos a alta o baja temperatura, en que las tuberías a conectar a las bombas van a transmitir esfuerzos sobre éstas debido a las tensiones producidas por los cambios térmicos, hay que limitar estas fuerzas para evitar la rotura de las bridas y para que el

momento resultante de los esfuerzos sobre la bomba no produzca un desalineamiento entre cuerpo de bomba y eje. El constructor proporciona unos esfuerzos admisibles en bridas, así como unos momentos totales máximos referidos a unos ejes principales que pasan por la bomba. Las tuberías a conectar han de tener un diseño de instalación tal que en ningún instante ejerzan sobre bridas y cuerpo de bomba esfuerzos y momentos que superen a los requeridos por el constructor de la máquina.

Las tuberías en su conexión a la bomba ejercen sobre ésta esfuerzos debidos a las dilataciones de las tuberías como consecuencia de cambios térmicos.

Cuando se usan juntas de expansión en la tubería, la bomba queda sometida a un esfuerzo, resultante de multiplicar la presión por la sección interna de la brida.

Si los valores de esfuerzos y momentos admisibles sobre las bridas de las bombas son muy altos, los medios a tomar para reducir las fuerzas provocadas por las tuberías serán menores.

El aplicar a una máquina un esfuerzo superior al admisible implica:

- *Para máquinas con impulsores de tornillo en que las tolerancias de éste con la carcasa son muy estrechas, una pequeña deformación del tornillo puede dar lugar al roce de parte del rotor con el estator, con la consiguiente destrucción de la máquina*

- *En el resto de equipos, un esfuerzo sobre el cuerpo lo desplaza respecto al motor, desalineando los ejes de la máquina motriz y la bomba, lo que se traduce en una concentración de esfuerzos en el acoplamiento y en los cojinetes, que tendrán una vida más corta. Por ello, en muchos casos es interesante utilizar bombas verticales, por cuanto éstas evitan los problemas de alineamiento en el montaje.*

Por la configuración de estas bombas se observa que cualquier esfuerzo externo se transmite a la cimentación a través del acoplamiento y nunca al accionamiento, lo que se traduce en una larga vida para los cierres y cojinetes, órganos esenciales de la bomba.

V.7.- COJINETES

Empuje radial.- Cuando una *bomba de una sola etapa* está operando a alta presión a caudal reducido, desarrolla un fuerte empuje radial en dirección casi opuesta a la abertura de la impulsión; la fuerza así desarrollada actúa sobre los cojinetes radiales y puede llegar a romper el eje, por lo que su grosor debe ser suficientemente grande.

En *bombas de etapas múltiples*, las volutas están alternadas a 180º para que el empuje radial de un rodete esté compensado con el de otro.

En *bombas con difusores*, como el líquido sale por ambos lados del eje, los empujes radiales se compensan entre sí.

Los *cojinetes radiales* absorben fuerzas según esta dirección y pueden ser de:

- *Bolas o rodillos (no hidrodinámicos)*

- *Camisas (hidrodinámicos)*

COJINETES NO HIDRODINÁMICOS.- En teoría no requieren lubricación dado que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista Fig V.7; pero ésto no es así ya que si la velocidad fuese constante se podría pensar en una rodadura sin deslizamiento, pero las pequeñas fluctuaciones de velocidad de giro del eje (debido a variaciones de la corriente, esfuerzos, etc.) hacen que, por inercia, las bolas o rodillos tiendan a desplazarse con la velocidad que poseían antes del cambio por fluctuación, lo que provoca un deslizamiento relativo entre bola y pista.

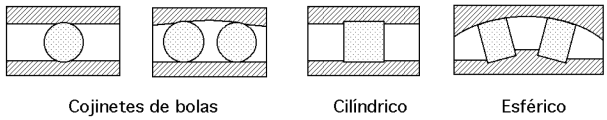

Fig V.7.- Tipos de cojinetes utilizados en bombas centrífugas

Este deslizamiento genera calor, por lo que si se desea disminuir esta fricción habrá que lubricar el cojinete creando una delgada película de aceite entre bola y pista.

Si seguimos la trayectoria circular de una bola (o rodillo) se observa que unas veces se halla sometida a carga y otras no; la carga produce una deformación en la bola, mientras que la descarga lleva la bola a su forma esférica primitiva; esta deformación alternativa provoca un calor de histéresis que habrá que evacuar mediante un refrigerante que puede ser el propio aceite; dependiendo de las cargas, el cojinete se lubrica con grasa o con baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

Límite de velocidad de cojinetes no hidrodinámicos.- Es función de la cantidad de calor que el cojinete sea capaz de generar; los cojinetes esféricos generan más calor y, por lo tanto, tienen límites de velocidades inferiores a los de bolas o cilíndricos. El aceite arrastra el calor y disminuye su generación en mayor medida que la grasa.

Normalmente el *límite de velocidad* de un cojinete queda reducido a un tercio o a la mitad cuando se pasa de lubricación de aceite a grasa.

La *carga* que puede soportar el 90% de un grupo de cojinetes idénticos durante 1 millón de revoluciones, antes de que aparezca el primer signo de fatiga, es de $\begin{cases} Bola: 6.000\ kg \\ Cilíndrico: 8.400\ kg \\ Esférico: 14.700\ kg \end{cases}$, y el tiempo de vida de $\begin{cases} Bola: 9.260\ horas\ (1\ año) \\ Cilíndrico: 59.700\ horas\ (7\ años) \\ Esférico: 380.000\ horas\ (43\ años) \end{cases}$

Límite de utilización de cojinetes no hidrodinámicos.- Los cojinetes no hidrodinámicos (bolas, rodillos, esferas, agujas) tienen un límite de utilización en bombas centrífugas que si se rebasa implica el paso a cojinetes hidrodinámicos (en película de aceite).

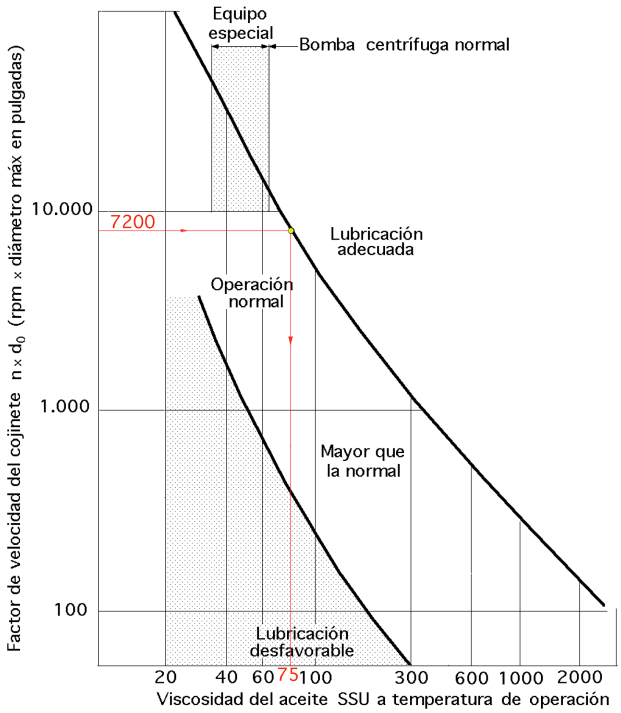

Fig V.8.- Viscosidad mínima permitida en los aceites de lubricación a la temperatura de operación

Este límite viene definido por el producto $(d_p n \leq 12.000)$ siendo d_p el diámetro primitivo del cojinete en pulgadas y n las revoluciones por minuto Fig V.8.

La refrigeración de la caja de aceite de cojinetes puede dar lugar a la condensación de humedades que pueden deteriorar la vida de los cojinetes.

Cuando en las cajas de cojinetes, como consecuencia de la refrigeración se alcanzan altos gradientes de temperatura, las tolerancias de los cojinetes se pueden reducir a valores inaceptablemente bajos; se sugiere que la temperatura en los cojinetes sea lo suficientemente baja que permita conseguir viscosidades mínimas, por debajo de las cuales no se puede funcionar ya que la película de aceite puede no tener suficiente cohesión, resultando un contacto metal-metal.

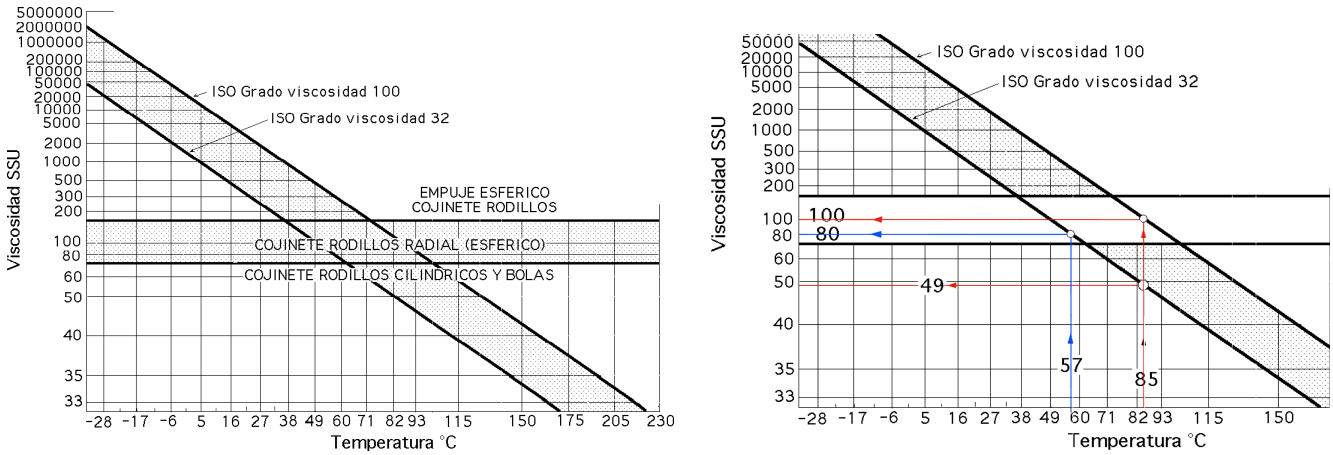

Fig V.9.- Viscosidad del aceite en función de la temperatura

Ejemplo.- *Se desea saber si un cojinete de bolas de diámetro primitivo 2 pulgadas que gira a 3.600 rpm, lubricado por un aceite ISO 32, y que refrigerado por agua alcanza una temperatura de 57°C, funciona correctamente.*

De la Fig V.8 se obtiene que para un factor de velocidad $d_p n = 7200$, la viscosidad mínima requerida es de unos 75 SSU; como la viscosidad del aceite en cuestión a la temperatura de 57ºC es según la Fig V.10 de 80 SSU, superior al mínimo requerido de 75 SSU, el cojinete funciona óptimamente.

Si se elimina la refrigeración por agua, y se supone que la temperatura que se puede alcanzar es del orden de 85ºC, la viscosidad para el mismo lubricante sería ahora de 49 SSU Fig V.10, que es inferior al valor mínimo exigido de 75 SSU. Llevando este valor de la viscosidad al gráfico de la Fig V.9 se observa que la viscosidad es inferior a la mínima permitida según la curva superior para el $d_p n = 7200$.

La solución radica en cambiar a un aceite ISO 100, suponiendo una temperatura de operación del orden de 85ºC; en la Fig V.9 se encuentra que corresponde a una viscosidad de 100 SSU, superior a lo exigido en ambos gráficos. Experimentalmente se ha comprobado que para lograr un amplio funcionamiento de la bomba sin que aparezcan problemas en los cojinetes, éstos y la viscosidad del aceite de lubricación deben cumplir con el criterio expuesto.

COJINETES DE CAMISA O HIDRODINÁMICOS.- En este tipo de cojinetes el árbol gira, casi concéntricamente dentro de un cilindro que le sirve de soporte. Si por su parte superior se deja caer aceite, el eje de la bomba en su giro comunica al aceite una presión Fig V.10, que crea un empuje sobre el eje que hace que éste nunca llegue a tocar el cilindro soporte (cojinete).

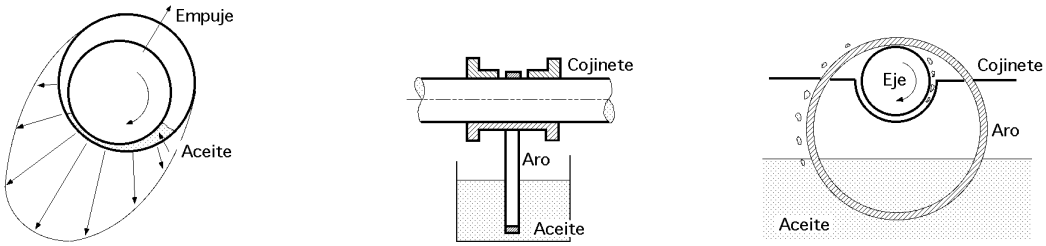

Fig V.10.- Cojinetes hidrodinámicos

Las presiones a que se ve sometido el lubricante hacen que se incremente su temperatura, por lo que es necesario un flujo continuo del mismo para evacuar el calor generado.

Dependiendo de la carga en el eje, potencia a transmitir, etc, se puede:

- Inyectar aceite a presión en el cojinete, mediante un sistema de presión (bombas, refrigerantes, filtros, válvulas, etc)

- Asegurar mediante aros de arrastre de aceite, la llegada de éste a la parte superior del cojinete, en donde se introduce por gravedad en el espacio comprendido entre el eje y el soporte, originándose allí la presión requerida por el efecto de bombeo del eje en su rotación; para ello se insertan unos aros a los que el eje provocará un giro que hará que aquellos eleven el lubricante desde su parte inferior, bañada por el aceite del recipiente, a la superior donde se encuentra el cojinete; este sistema se utiliza para cojinetes de bolas cuando en lugar de grasa y debido a las cargas requiere ser lubricado por aceite en que el arrastre de calor generado es más eficiente.

Existe otro tipo de cojinete que absorbe los empujes axiales y se denomina *cojinete de empuje o cojinete pivotante*.

Refrigeración de los cojinetes hidrodinámicos.- Para grandes bombas que manejen líquidos a temperatura inferior a 120ºC y que cumplan con:

Diámetro del cojinete < 75 mm ; velocidad de rotación, 3.000 ÷ 3.600 r.p.m.
Diámetro del cojinete < 150 mm ; velocidad de rotación, 1.500 ÷ 1.800 r.p.m.

se puede anular el sistema de refrigeración siempre que se haya comprobado, durante cuatro horas, la temperatura del aceite y la idoneidad de la viscosidad del mismo.

Lubricación por pulverización de aceite (niebla).- Este sistema consiste en suministrar en diferentes puntos una alimentación continua de aceite de lubricación, atomizado mediante un sistema de distribución a baja presión (500 mm. c.a.) utilizando aire comprimido.

Existen dos sistemas de lubricación por pulverización de aceite:

a) ***Sistema Dry Sump Oil Mist.-*** Consiste en la eliminación del depósito de aceite en la caja de cojinetes (cárter seco), que se lubrican directamente mediante un suministro continuo de aceite fresco. La turbulencia generada por la rotación de los cojinetes hace que las partículas de aceite suspendidas en la corriente de la nube de aceite, condensen en los elementos rodantes, mientras la niebla pasa a través de los cojinetes y sale a la atmósfera; esta técnica ofrece una serie de ventajas, como:

- Las partículas de desgaste de los cojinetes no se reciclan a través de los cojinetes, sino que son arrastradas al exterior
- Se elimina el cambio periódico de aceite
- No existe el problema de descomposición del aceite, ni la formación de barros, así como la contaminación
- No es efectivo para cojinetes de camisa, ya que se necesitaría una gran cantidad de aceite

b) ***Sistema Purge Oil Mist.-*** Consiste en la inyección de una nube de aceite, para reponer el de la caja de cojinetes. En este sistema se utiliza un depósito de aceite convencional integrado en la caja de cojinetes; la niebla de aceite tiene como misión aportar las pérdidas de lubricante que se originan; si el aporte es correcto, el sistema suministra la lubricación adecuada cuando por cualquier razón, el nivel de aceite en la caja de cojinetes desciende por debajo del aro de aceite o parte inferior del cojinete. El aceite se inyecta en la caja de cojinetes a una presión ligeramente superior a la atmosférica; este sistema:

- Previene de la entrada de humedad y polvo del aire exterior
- No evita la contaminación del aceite de la caja, como consecuencia del deterioro del aro de aceite o la pérdida de los aditivos antioxidantes

V.8.- VELOCIDAD CRÍTICA EN BOMBAS DE ALTA PRESIÓN

El líquido que rodea al eje en rotación ejerce una influencia sobre éste de tal forma que su comportamiento mecánico queda afectado de la siguiente forma:

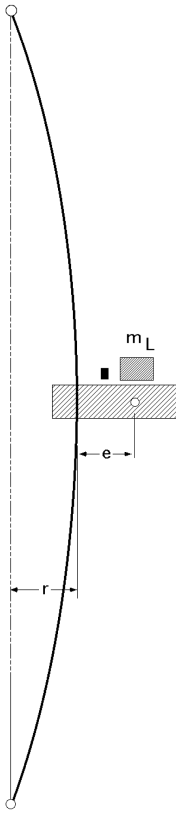

Fig V.11

En los casquillos o aros de desgaste, el líquido se opone al desplazamiento del eje; la relación entre la fuerza resistente y el desplazamiento es la rigidez del aro.

Si el eje gira en unos casquillos de tolerancias muy estrechas, flexa bajo la influencia de un cierto desequilibrio (fuerza centrífuga) y toma una posición excéntrica en el casquillo, el campo de presiones alrededor del casquillo se hace asimétrico, por lo que aparece una fuerza $F = k\, r\, \Delta p$, que se opone a la deflexión r proporcional a la misma, así como a la caída de presión a través del casquillo Δp.

En las bombas centrífugas, la presión es proporcional al cuadrado de la velocidad angular $\breve{w}^2$ por lo que la fuerza

$$F = - \frac{k\ \Delta p_0}{w_0^2}\ r\ w^2$$

ecuación análoga a la que define la fuerza centrífuga:

$$F = - \frac{m\ v^2}{r} = - m\ r\ w^2 = - \frac{k\ \Delta p_0}{w_0^2}\ r\ w^2 \quad \Rightarrow \quad m = - \frac{k\ \Delta p_0}{w_0^2} \quad ; \quad m_L = \frac{k\ \Delta p_0}{w_0^2}$$

siendo Δp_0 la caída de presión a la velocidad $\breve{w}_0$; el valor de m_L es la *masa de Lomakin*.

La Fig V.11 representa un sistema con eje sin masa, que posee una rigidez mecánica K_s y lleva una masa concentrada m de excentricidad inicial e. Si se supone que los aros de desgaste y los casquillos están representados por una masa m_L de Lomakin, a la velocidad angular $\breve{w}_0$ el eje flexa el valor r para el cual, tanto la fuerza centrífuga como la fuerza elástica, se compensan mutuamente en la forma:

$$m\,(r + e)\,w^2 = (K_s + m_L w^2\,)\,r \quad \Rightarrow \quad \frac{r}{e} = \frac{m\ w^2}{(m - m_L\,)\,w^2 - K_s}$$

Cuando se alcanza la velocidad angular crítica, el valor de (r/e) tiende a cero, (se desprecia el amortiguamiento), siendo la velocidad crítica: $w_{crít} = \sqrt{\dfrac{K_s}{m - m_L}}$

Si el eje gira en el aire $m_L = 0$, la velocidad crítica viene dada por, $w_{crít} = \sqrt{\dfrac{K_s}{m}}$

La relación entre las velocidades críticas, considerando el eje inmerso en el líquido y en el aire,

es, $\frac{w_{crít}}{w_{seco}} = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{m}{m_L}}}$

Cuando la masa m coincide con la masa de Lomakin, resulta que no existe velocidad crítica en el rotor; a medida que aumenta la velocidad de rotación, la variación de presión Δp a través de los aros de desgaste también aumenta, así como la nueva velocidad crítica.

V.9.- EQUILIBRADO DEL IMPULSOR

Equilibrado estático.- Los impulsores tienen que estar equilibrados estática y dinámicamente; un rotor estará desequilibrado estáticamente cuando el c.d.g. no coincida con el centro de giro. Si el c.d.g. se halla desplazado una distancia r del centro de giro, cuando este impulsor esté girando a una velocidad angular $\breve{w}$, el eje y los cojinetes se hallarán sometidos a una fuerza $f = m\ r\ w^2$, siendo m la masa del impulsor.

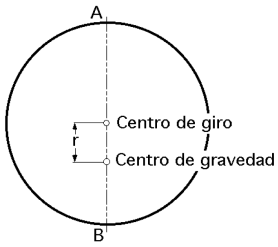

Fig V.12

Si: $r = 0 \Rightarrow f = 0$, y el c.d.g. coincide con el centro de giro (rotor equilibrado totalmente); al aumentar el valor de las variables m y r, el valor de f crece linealmente, mientras que un incremento de la velocidad angular $\breve{w}$ incide cuadráticamente sobre el valor de f.

Para efectuar el equilibrado del rotor se ha de pasar de un equilibrio estable a un equilibrio indiferente. En la Fig V.12 se observa que el c.d.g. y el centro de giro están alineados según la vertical.

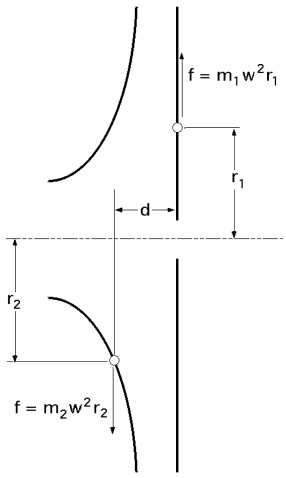

Fig V.13

Para desplazar el c.d.g. hacia el centro de giro se puede poner una masa m_A en el punto A de forma que: $m_A \frac{D}{2} = m_r$, o bien se elimina esta misma masa en el punto B que es lo que se hace normalmente.

Equilibrado dinámico.- Las dos caras del impulsor pueden estar:

- Juntas equilibradas estáticamente

-Separadas con un desequilibrio estático localizado, Fig V.13, en donde al girar el impulsor aparecen dos fuerzas iguales y opuestas separadas una distancia d que generan un par perpendicular al plano de la figura, de forma que el impulsor tiende a flexar y, por lo tanto, el eje.

Para equibrar dinámicamente el impulsor hay que contrarrestar estas fuerzas o desequilibrar independiente cada cara del impulsor; para el caso de dos o más impulsores se sigue un tratamiento similar.

V.10.- ACOPLAMIENTOS

La transmisión del movimiento de rotación entre el eje de la máquina conductora y el de la conducida, se realiza por medio de un acoplamiento; si éste es rígido los:

- *Errores en la alineación*
- *Desplazamientos debidos a la dilatación por las altas temperaturas del líquido bombeado*

originan grandes esfuerzos axiales y radiales que se transmiten a ambas máquinas con el consiguiente deterioro, por lo que es necesario que el acoplamiento tenga la elasticidad suficiente para absorber estos esfuerzos.

El acoplamiento puede ser de:

- *Discos flexibles*
- *Laminillas en forma de resorte*
- *Engranajes con dientes abombados para permitir desplazamientos angulares entre ejes*

Cuando el desmontaje de alguna pieza de la bomba requiera un espacio axial sin necesidad de soltar la unión de las bridas de la bomba a sus tuberías, se monta el acoplamiento con una pieza intermedia (espaciador) entre los platos lado bomba y lado motor.

El parámetro básico para la selección de un acoplamiento es el par que se ha de transmitir desde el motor a la bomba, que queda determinado si se conoce la potencia absorbida por la máquina y la velocidad de giro, que se calcula mediante tablas de selección en función de la relación (potencia/velocidad de giro). Un dato a tener presente es el máximo par que el acoplamiento ha de transmitir y que se presenta durante la puesta en marcha de la bomba; su valor depende de la curva de arranque del motor eléctrico.

Los fabricantes de acoplamientos tienen presente que, durante el arranque, el par es superior al nominal de operación, lo que no evita el que se deba verificar si el par en exceso considerado por el fabricante, como consecuencia del arranque, sea igual o superior al incremento de dicho par de arranque del motor respecto al par nominal.

Cuando los motores eléctricos llevan cojinetes de camisas (generalmente para potencias superiores a 200 CV), es imprescindible limitar el desplazamiento axial del eje del motor (como consecuencia de su dilatación térmica), para evitar que los cojinetes hagan impacto contra los topes.

Los valores límite del juego axial son del orden de ±3 mm.

V.11.- EMPAQUETADURAS

Se llaman empaquetaduras o cierres, a ciertos dispositivos cuyo fin es proporcionar un cierre que reduzca la cantidad de líquido que se pierde por fugas entre una parte en movimiento y otra fija de

un equipo. No obstante, y cuando las características del líquido que se bombea lo permitan, esa empaquetadura no está diseñada para crear una total estanqueidad, ya que estas mismas fugas sirven para lubricar las partes móviles y fijas en contacto.

Las formas más simples de empaquetaduras están formadas por varios anillos de un material flexible insertados dentro de una cámara circular que se llama caja de empaquetaduras, Fig V.14. Un anillo circular que se mantiene mediante pernos ajustables, ejerce presión contra los anillos, apretándolos fuertemente contra el eje.

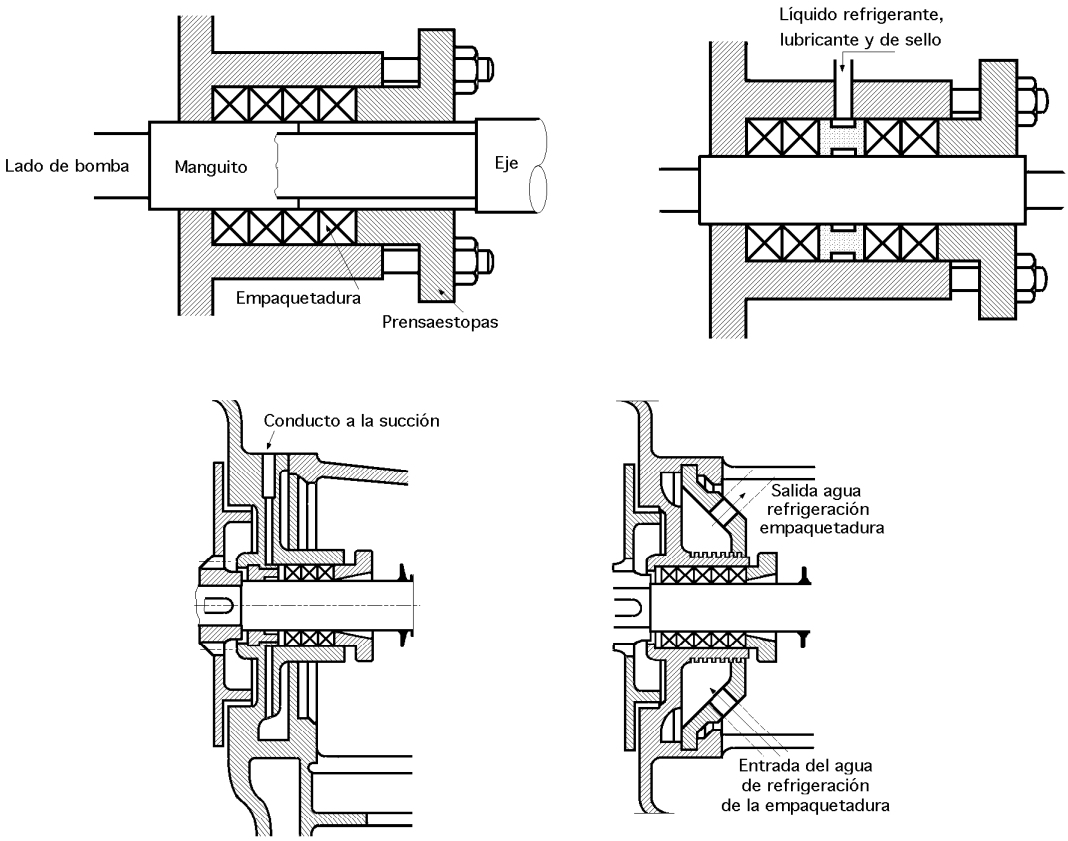

Fig V.14.- Tipos de cierres con empaquetadura

Si el líquido que se maneja no es apto para la lubricación, ésta se consigue mediante un aceite que se introduce hacia la mitad de la caja de prensaestopas o de empaquetaduras, lubrica el eje y debe cumplir con uno o más de los siguientes puntos:

- Como lubricante cuando el líquido bombeado no puede hacerlo

- Como un medio para limpiar partículas abrasivas

- Para eliminar líquidos corrosivos que pudieran fugar

- Como refrigerador de las empaquetaduras cuando se manejan líquidos calientes; en este caso el aceite circula y se enfría a fin de ir eliminando calor

- Evita que el aire o agua pueda entrar en la carcasa si la presión en su interior es inferior a la atmosférica

En algunas condiciones, el líquido que escapa a través de los anillos de la empaquetadura, puede hacer las mismas funciones que el aceite de lubricación y luego es devuelto a la línea de aspiración con lo que se reducen las pérdidas y se reduce el empuje axial.

Para productos petrolíferos y agua se usan anillos de asbesto grafitado.

Otras veces se emplean { *metales blandos como plomo o aluminio* / *materiales sintéticos, como plásticos, teflón, caucho*

Para controlar las fugas de empaquetaduras hay que tener en cuenta lo siguiente:

- Las empaquetaduras nuevas se hinchan cuando su humedecen o calientan, por lo que hay que aflojar el casquillo de cierre para disminuir la presión

- No incrementar la presión en la empaquetadura bruscamente, apretando los pernos del casquillo por igual

En las plantas { *de refino* / *petroquímicas* / *químicas*, las empaquetaduras están prácticamente en desuso y sustituidas por cierres mecánicos.

En las plantas donde los líquidos trasegados contienen gran cantidad de partículas abrasivas (papel, alúmina, etc.) se usan empaquetaduras, ya que con estas condiciones operativas, la vida de los cierres mecánicos se acortaría sensiblemente.

Para evitar el derrame del líquido de la bomba a la empaquetadura, se le inyecta un líquido, que puede ser exterior al sistema, o mediante recirculación de la descarga de la bomba, que asegure la refrigeración y lubricación de la empaquetadura en su contacto con la camisa del eje.

A veces no existe aportación de líquido mediante conexión exterior sobre la caja de empaquetaduras y simplemente se aprovecha la sobrepresión de la cámara del impulsor respecto a la atmósfera, dejando escurrir al líquido para que, a través de la empaquetadura, salga al exterior en forma de gotas, con lo que se restringe el escape de líquido y se asegura la refrigeración y lubricación de las estopas.

Si el líquido a bombear tiene partículas abrasivas que pudieran dañar a la empaquetadura y camisa, se utiliza una recirculación intercalando un separador ciclónico de partículas o se instala una conexión exterior de líquido limpio y compatible con el líquido bombeado.

Cuando la tensión de vapor del líquido bombeado esté próxima a la atmosférica, si se utiliza recirculación o salida directa restringida del líquido desde la cámara de la bomba al exterior a través de la empaquetadura, el líquido en su intento de salir a la atmósfera se calentará sensiblemente, debido al roce de la estopa con el eje, lo que se traduce en un aumento de la tensión de vapor del líquido que puede superar a la atmosférica, por lo que el carácter lubricante y refrigerante del líquido

quedaría inhibido, ya que pasaría a la fase de vapor; la vida de la empaquetadura se acortaría prematuramente y la camisa de la empaquetadura sería refrigerada mediante inyección de agua.

Para conseguir un escape aceptable de líquido, se pueden seguir dos caminos, instalando:

- *Pocas estopas y aumentando la tensión sobre el prensaestopas*
- *Un gran número de estopas y disminuyendo la tensión sobre el prensaestopas*

En el primer caso el salto de presión desde la cámara del impulsor a la atmósfera se realiza con poco número de estopas; si se desea restringir el derrame, habrá que aumentar sensiblemente el apriete sobre el prensaestopas, por lo que el rozamiento entre empaquetadura y eje sería muy alto y al cabo de cierto tiempo éste quedaría muy rebajado como consecuencia del desgaste; la vida de la empaquetadura sería muy corta.

En el segundo caso el problema quedaría solventado, pero la longitud de la caja de empaquetadura sería inviable si el número de estopas es muy elevado, por lo que hay que llegar a una solución de compromiso instalando un máximo de siete estopas.

Cuando el líquido a manejar es tóxico o inflamable, interesa colocar un *quench* (inyección exterior) en la parte exterior de la caja de empaquetadura que sirve para arrastrar a zona segura el líquido de goteo que escurre a través de la empaquetadura.

V.12.- CIERRES MECÁNICOS

Los cierres mecánicos están sustituyendo paulatinamente a los sistemas de empaquetaduras; su principal ventaja sobre éstas radica en la reducción de las fugas o pérdidas. Su uso por ahora está limitado para bombas en las condiciones de temperatura y presión inferiores a 250ºC y 35 kg/cm^2, aún cuando su diseño y duración van mejorando continuamente.

Los anillos de las empaquetaduras se construyen con diferentes tipos de materiales según el servicio que deban prestar; cualquier fuga de un producto que hierva por debajo de 95ºC se puede perder.

Los productos pesados pueden ir a un sumidero y ser recuperados, pero la solución más económica es impedir que escapen de la máquina y se pierdan.

Además de las limitaciones de temperatura y presión, los cierres mecánicos solo se pueden emplear en bombas centrífugas y no en las alternativas. Cuando una bomba que tenga cierres mecánicos está en reserva, conviene mantenerla a su presión de aspiración.

La principal desventaja de los cierres mecánicos, Fig V.15, es su mayor coste inicial y el hecho de que una vez que empiezan a perder líquido no hay forma de cortar la fuga.

Para cortarla hay que parar la bomba y la reparación lleva un tiempo mayor que el que se necesitaría para reparar un cierre de empaquetaduras, por lo que el uso de cierres mecánicos está justificado sólo cuando se pretenda una reducción de pérdidas de líquido.

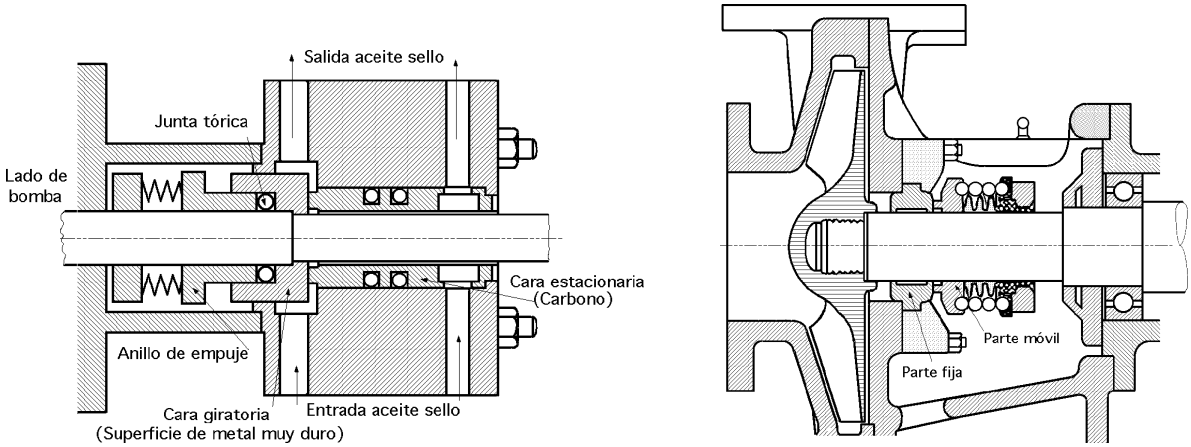

Fig V.15.- Cierres mecánicos de una superficie de contacto

Diseño de cierres mecánicos.- Un cierre mecánico consta de un anillo que gira con el eje mantenido por la presión de un muelle contra anillo o asiento estacionario que suele ser de carbón.

El eje a la salida precisa de unas ciertas tolerancias para evitar fricciones con la carcasa, por lo que a través del espacio así originado una fracción del líquido bombeado se va a derramar al exterior, siendo necesaria una cierta hermeticidad entre el eje y la carcasa, que se consigue mediante el cierre mecánico o la empaquetadura.

La parte rotatoria del cierre y la estacionaria, tienen unas superficies de contacto perfectamente pulimentadas para que exista una holgura del orden de cien milésimas de milímetro.

La parte giratoria se suele hacer de acero inoxidable. Las dos partes se deben mantener siempre muy juntas para evitar la acumulación de óxidos, polvo, etc.

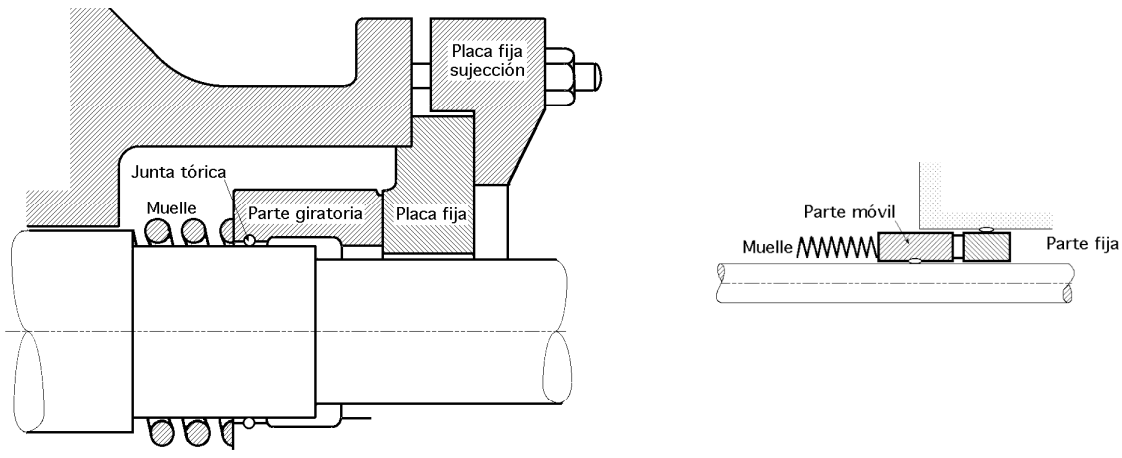

Fig V.16.- Cámara de cierre

El cierre, Fig V.16, consta de dos partes, una fija, solidaria a la carcasa con juntas de estanqueidad, y otra giratoria solidaria al eje.

Las partes fija y móvil se hallan en contacto, friccionando la cara móvil sobre la fija; este contacto entre caras da lugar a la hermeticidad del sistema.

La fuerza que ejerce la cara móvil sobre la fija viene dada por la presión del líquido en la cámara de cierre. La hermeticidad a bomba parada se consigue mediante uno o varios muelles.

Equilibrado de cierres mecánicos.- Vamos a considerar la cara móvil de un cierre no equilibrado, Fig V.17a, en la que la superficie S_1 coincide con la S_2 de contacto, ejerciendo el líquido una fuerza total, $p\,S_1$.

En la cara móvil representada en la Fig V.17b, la fuerza total que el líquido ejerce sobre la superficie S_1 es $p\,S_1$, y como aquí, $S_2 > S_1$, éste es un cierre equilibrado, ya que el grado de equilibrio viene dado por la relación $\frac{S_1}{S_2}$

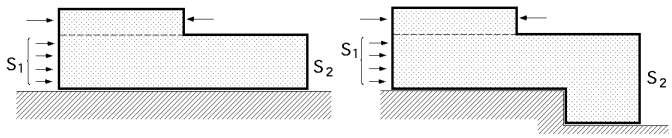

Fig V.17a.b.- Cara móvil de un cierre

El equilibrio de un cierre viene dado por la presión en la caja del cierre.

Si la presión es alta, interesa que la sección S_1 sea pequeña para que el producto $p\,S_1$ disminuya y la fuerza de contacto en la superficie S_2 sea lo suficientemente baja como para no deteriorar el cierre o que se verifique un desgaste prematuro.

Para bajas presiones en la caja del cierre, interesa un cierre no equilibrado.

Las caras del cierre, en su frotamiento, requieren de una cierta refrigeración y lubricación, que se logran mediante la inyección de líquido bombeado, que se recircula tomándolo de la impulsión e inyectándolo en el cierre.

Si el líquido se bombea a alta temperatura:

- Para refrigerarlo se utiliza un intercambiador de calor

- Si tiene partículas en suspensión, en la recirculación se puede intercalar un separador ciclónico

Cuando la fuente de inyección es exterior, y si el cierre es simple y no se puede recircular el líquido bombeado (alta temperatura, carácter abrasivo, etc.), se inyecta a las caras del cierre un líquido exterior sellador siempre que éste sea compatible con el líquido que se bombea.

Cuando se bombean líquidos tóxicos o de fácil inflamabilidad, la hermeticidad del cierre se asegura haciendo circular, entre la cara fija del cierre y la tapa, un líquido exterior sellador.

En caso de rotura del cierre, el líquido sellador arrastrará el líquido peligroso sin que exista la posibilidad de que éste se escape a la atmósfera; la hermeticidad se asegura instalando una empaquetadura en el extremo de la caja del cierre junto a la tapa. El líquido sellador se utiliza en los cierres dobles, Fig V.18, y cuando exista la posibilidad de que el líquido cristalice en contacto con la atmósfera. Los líquidos exteriores de vapor, o de agua caliente, se utilizan cuando existe la necesidad de mantener altas temperaturas en la cara del cierre, bien por estar transvasando líquido con posibilidad de cristalización a baja temperatura, o por la necesidad de mantener en las caras del cierre una fase de vapor del líquido bombeado.

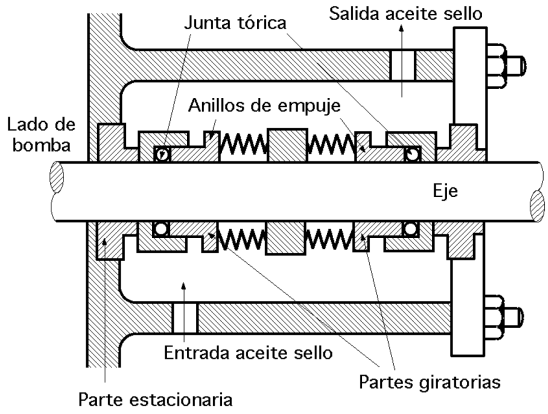

Fig V.18.- Cierre mecánico (doble) con dos superficies de contacto

Cierres mecánicos dobles.- Cuando se bombean líquidos abrasivos, volátiles, fáciles de cristali-zar, y a alta temperatura, se provoca una recirculación en el sistema de cierre y se perjudica la vida de las caras del cierre.

Para *líquidos muy tóxicos*, interesa aumentar el grado de seguridad del cierre en caso de rotura (si es simple), que se soluciona mediante la instalación de un cierre doble, que puede ser de caras opuestas o en tándem, Fig V.19, y que requiere de una alimentación exterior que sirve para refrigerar y lubricar sus caras, y arrastrar la pequeña cantidad de materia tóxica que haya podido entrar en la cámara del cierre.



Fig V.19.- Cierres dobles de caras opuestas y en tándem

El *líquido sellador* puede circular en circuito abierto o cerrado; en circuito cerrado la refrigeración puede ser por sistema termosifónico (variación de la densidad del líquido con la temperatura), o

mediante un intercambiador de calor (con una pequeña bomba); el circuito cerrado se utiliza cuando no se requiere un arrastre de la pequeña cantidad del líquido de la bomba que pudiera introducirse en la caja del cierre.

El *sistema termosifónico* se usa en bombas frías o criogénicas y emplea como líquido de sellado, una disolución de metanol o propanol en agua. La presión en la cámara de cierre tiene que ser, por lo menos, igual a la presión de impulsión de la bomba.

V.13.- CLASIFICACIÓN DE LOS CIERRES MECÁNICOS

Cierres mecánicos para alta velocidad.- El factor velocidad decide el método en que se debe montar el cierre y a tal objeto se aconseja:

- Cabezal rotativo (disposición normal) hasta 3.500 rpm

- Cabezal estacionario (disposición invertida) hasta 10.000 rpm

- Cierres especiales para servicio de gas hasta aproximadamente 7.500 rpm

- Para velocidades más altas se aconsejan materiales como el carburo de tungsteno, que tiene la propiedad de ser autopulidor y tener bajos coeficientes de rozamiento

Cierres mecánicos para líquidos viscosos.- Presentan dos problemas:

- Dificultades para mantener la película líquida entre las caras que rozan

- Atascamiento del o de los muelles

Para prevenir estos inconvenientes, se aconseja:

- Reducir a la mitad el espesor de la cara de carbón si la viscosidad supera los 1.500 seg. Reedwood n°1

- Caras invertidas o cierres especiales para servicios pesados si la viscosidad supera los 3.000 seg. Reedwood n° 1.

- Cierres montados externamente y con asientos calentados mediante vapor.

- Cierre de muelle único

Cierres mecánicos para disoluciones.- Una disolución lleva consigo tres problemas esenciales:

- En cabezales rotativos (disposición normal), las caras que rozan drenan hacia el exterior

- En cabezales estacionarios (disposición invertida), cristalización entre las caras que rozan

- Tendencia al agarrotamiento de las caras

Antes de hacer una recomendación, es importante conocer con exactitud si la disolución es sobresaturada y contiene sólidos en suspensión o si es diluida y el líquido es limpio.

A título indicativo, para soluciones acuosas, se sugiere:

- Cierre simple para concentraciones al 20% y temperaturas de unos 20°C (solución fría) o concentraciones

al 10% y temperaturas superiores a 80ºC (soluciones calientes).

- Cierre doble para concentraciones superiores al 20%.

Cierres mecánicos para sólidos en suspensión.- En estos casos se aconsejan las siguientes soluciones:

- Cierres simples con caras de carbón y cerámica, y con recirculación desde la impulsión, cuando se trate de concentraciones inferiores al 5% en peso y solamente cuando la cámara del cierre esté sobredimensionada

- Inyección exterior de líquido entre las caras

- Separador ciclónico

- Cierre con muelle único

- Cierre montado externamente en baño de aceite, de agua o bien de líquido compatible

- Cierre doble con líquido refrigerante de flushing a una presión de 2 a 3 kg/cm^2 superior a la existente en la cámara del cierre

Cierres mecánicos para servicios de gas.- Como no es posible mantener la película líquida entre las caras, se prescriben en estos casos cierres dobles; el creciente empleo de estas aplicaciones ha sugerido la construcción de cierres para gases. Por tener que funcionar en seco, dichos cierres se diseñan de forma que puedan desprender rápidamente el calor, reduciendo al mínimo el desgaste.

Para valores bajos del factor *pV* se pueden usar también cierres tipo standard, teniendo además en consideración las siguientes precauciones:

- Cierres con anillos estacionarios enfriados y cargas de los muelles reducidas hasta la mitad (montados internamente)

- Cierres equilibrados con carga de los muelles hasta aproximadamente la mitad (montados externamente)

Tabla.- V.1.- Propiedades de algunos materiales

Material	*Límite de temp.*	*Peso espec.*	*Rest. quím.*	*Resist. compresión*	*Resist. abras.*
Neopreno	*-55ºC a +425ºC*	*1,25*	*Pobre*	*-*	*Ligera a buena*
Fluorocarbón du Pont Viton	*-25ºC a +235ºC*	*1,85*	*Buena*	*Excelente*	*Ligera a buena*
Etileno. Propileno EPDM	*-50ºC a +175ºC*	*0,86*	*-*	*-*	*-*
Poliacrilato	*-30ºC a +175ºC*	*1,09*	*-*	*Ligera*	*-*
Silicona	*-115ºC a +260ºC*	*1,1-1,6*	*Buena*	*Buena*	*Pobre*
Uretano	*-55ºC a +115ºC*	*1,25*	*Buena*	*Ligera a buena*	*Excelente*
Perfluorelastomer du Pont Kalrez (ECD-006)	*-35ºC a +290ºC*	*2,01*	*Buena*	*Ligera a buena*	*Ligera a buena*
Goma sintética (interior). Teflón (exterior)	*Hasta 205ºC*	*-*	*Buena*	*Super. a solo teflón*	*Ligera*
Flúor o silicona	*-70ºC a +205ºC*	*1,4*	*Buena*	*-*	*Ligera*

Cierres mecánicos para altas y bajas temperaturas.- El problema de los cierres mecánicos son las juntas; el material de la junta que más alta temperatura soporta es el Perfluoroelastomer que llega a 280ºC.

Para bajas temperaturas la silicona es el elemento óptimo, pues puede soportar hasta -120ºC.

Trabajar fuera de estos límites de temperatura implica cierres de ejecución distintos a los con-

vencionales, para evitar la complicación de intercalar circuitos de refrigeración o de calefacción en la línea de recirculación del cierre.

Existen cierres especiales que operan a temperaturas del orden de 400ºC de máxima y -180ºC de mínima, que se construyen eliminando las juntas convencionales. La ventaja de estos cierres es que no requieren líquido sellador, lo que simplifica notablemente la instalación.

En algunos casos se instala un sistema de refrigeración de la caja del cierre por agua, para evitar la formación de la fase de vapor entre las caras del cierre como consecuencia de las altas temperaturas. Si el producto maneja partículas abrasivas, se puede optar por instalar un sistema de inyección proveniente de la descarga de la bomba, intercalando un separador ciclónico.

Otra solución sería la inyección exterior de un líquido, compatible con el de bombeo.

Para evitar las coquizaciones se puede prever la inyección exterior de un líquido de arrastre.

V.14.- SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA CARCASA

Aunque debido a las características del líquido bombeado, una carcasa de fundición puede cumplir las presiones y temperaturas de operación, las *carcasas de acero* se utilizan en las siguientes condiciones:

***Si el líquido es tóxico o inflamable**:*

- Para temperaturas superiores a 177°C

- Para líquidos con presión de vapor superior a 1 atm, medida a la temperatura de bombeo o a 38ºC, según el valor superior

- Para líquidos con pesos específicos menores de 0,825 a temperatura de bombeo, junto con una presión máxima de descarga de 10,5 kg/cm^2

- Cuando la presión de descarga supere los 17,5 kg/cm^2

*Para **líquidos relacionados con el refino y la petroquímica** se utilizan carcasas de:*

a) Hierro fundido

b) Bronce

c)) Acero al C, apto para soldadura autógena para servicios de alta temperatura, y para aplicaciones relativamente no corrosivas, cuando se precisen cualidades físicas superiores a las del hierro fundido

d)) Los aceros al Cr cubren un rango variable entre el acero al cromo (4%÷ 6%) apto para trasegar productos de corrosión suave, como agua de alimentación de calderas desaireadas, y el acero al cromo 17% apto para trasegar soluciones oxidantes, como altas concentraciones de ácido nítrico.

- El acero al Cr 11,5%÷13% tiene excelente resistencia al agua fresca y ácidos de corrosión suave como el ácido carbónico

- El de mayor contenido en Cr es el más resistente a la corrosión en aquellas aplicaciones para las cuales estén especificados

- El más conocido de los aceros inoxidables, y ampliamente usado, es el acero inoxidable 18-8 (austenítico), siendo su resistencia a la corrosión superior a la de los anteriores

e) El Alloy 20 es satisfactorio para todas las aplicaciones anteriores y para algunos de los líquidos más corrosivos como los ácidos clorhídrico y sulfúrico caliente de mediana concentración

f) El Ni-Resist comprende dos tipos de hierro fundido austenítico. El tipo I tiene buena resistencia a la corrosión para una gran variedad de líquidos; se utiliza en la industria química para bombear pulpas de muchas sales, solamente cuando no se especifica el tipo II que, libre de Cu, se emplea para bombear líquidos altamente alcalinos. Ambos tipos tienen, comparativamente, un alto coeficiente de dilatación que se debe tener en cuenta cuando se prevean altas temperaturas

g) El Monel cubre las aleaciones Ni-Cu, que tienen una excelente resistencia a la corrosión de una gran variedad de líquidos no oxidantes, particularmente agua de mar y otras soluciones cloradas. Dentro de límites restringidos de temperatura y concentración se pueden usar para bombear los ácidos clorhídrico y fluorhídrico. No es adecuado para usar con ácido nítrico y la mayor parte de las aguas ácidas de mina

h) Las fundiciones comerciales de Ni se usan para manejar álcalis calientes en industrias de detergentes, donde se desean productos puramente blancos; aunque el níquel tiene excelente resistencia a todos los corrosivos, su fundición presenta problemas, por lo que se prefieren normalmente otras aleaciones comerciales.

V.16.- MANIOBRAS DE ARRANQUE Y PARADA

Puesta en marcha de una bomba centrífuga.- Para poner en marcha una bomba centrífuga hay que tener presente las siguientes consideraciones:

a) Comprobar todos los purgadores, bridas, líneas, etc., asegurándose de que no se ha olvidado ninguna junta ciega

b) Si la bomba está recién instalada, comprobar :

- *Que puede girar sin dificultad rodándola a mano*
- *Que el sentido de rotación del motor es el correcto*
- *La lubricación de los cojinetes y demás partes móviles*
- *Los cierres líquidos*
- *El cierre de la válvula de impulsión*
- *La apertura plena de la válvula de aspiración*
- *Llenar de líquido la carcasa*
- *Purgar el aire o vapor por el purgador situado en la parte más alta de la carcasa*
- *Si el líquido que se va a bombear está caliente hay que dejarle fluir hasta que caliente la carcasa*

c) Si la bomba está accionada por una turbina, hay que purgar la línea de vapor a través de la misma con el fin de calentarla y eliminar condensados, asegurarse que la válvula de vapor de escape está abierta y comprobar asimismo la lubricación

d) Poner en marcha la bomba hasta alcanzar la presión normal y abrir entonces la válvula de impulsión lentamente y asegurarse que la presión se mantiene en su valor. Hay que tener en cuenta que si se abre demasiado rápidamente la válvula de impulsión, se puede originar una pulsación repentina con la pérdida de la succión

Parada de una bomba centrífuga

a) Cerrar la válvula de impulsión; ésto reduce la carga del motor y evita el retroceso si la válvula de retención no funcionase

b) Parar el motor o turbina

c) Dejar la bomba llena de líquido a menos que el producto tenga un alto punto de congelación o viscosidad; en este caso vaciar la bomba cerrando previamente la válvula de aspiración, abrir la purga de presión de la bomba y volver a cerrar esta purga. Si la bomba se deja preparada para entrar en servicio, dejar la aspiración abierta

- Si existen líneas que lo permiten, mantener calientes las bombas de reserva

- Si se va a hacer en la bomba alguna reparación, cerrar todas las válvulas de bloqueo y vaciar la bomba

Comprobación de una bomba centrífuga en funcionamiento

a) Comprobar la presión de descarga

b) Comprobar la empaquetadura. Si tiene anillo empaquetador, comprobar que no está sobrecalentada o comprobar la presión si tiene engrase de anillo. Si el cierre es mecánico no se precisa ajuste

c) Comprobar el nivel de aceite lubricante en la envoltura del cojinete

d) Comprobar manualmente si existe una excesiva vibración y ruidos

INCIDENCIAS

a) El motor no anda:

- Comprobar el pulsador principal

- Probar a girar el eje manualmente

- Si se nota un zumbido no mantener el botón de arranque impulsado más de dos segundos

b) El motor tarda en alcanzar la velocidad:

- Tocar los cojinetes

- Probar a mover manualmente y ver si la empaquetadura está demasiado apretada

c) El motor se dispara continuamente cuando está andando:

- No probar a ponerlo en marcha más de dos o tres veces seguidas

- No utilizar materiales extraños para ajustar el botón de arranque

- El motor echa humo:

a) Pararlo inmediatamente

b) Si la bomba no impulsa líquido, puede que no esté bien cebada, por lo que es necesario llenarla completamente de líquido, siendo a veces difícil expulsar hasta la última burbuja de aire o vapor.

c) Puede ser que la velocidad de giro sea demasiado baja, con lo que la altura alcanzada no es suficiente para vencer la carga de la bomba

d) El rotor o la línea de aspiración pueden estar obstruidos

e) Entra aire en la bomba por alguna fuga

f) La succión no es suficiente

g) La bomba está girando en sentido contrario al debido

***- La bomba impulsa líquido pero no el suficiente**: Puede ser debido a alguna de las razones anteriores o a que el rodete esté parcialmente obstruido*

a) Defectos mecánicos : *Son debidos a desgastes en los anillos de cierre, carcasa, juntas de bridas, etc.*

b) Fallo de la bomba nada más ponerla en marcha por
- *Succión insuficiente*
- *Bolsas de aire en la línea de aspiración*
- *Empaquetaduras estropeadas y entrada de aire*

c) Presión insuficiente por
- *Velocidad baja*
- *Vapor o aire en el lquido*
- *Diámetro del rodete demasiado pequeño*
- *Sentido de giro invertido*
- *Anillos gastados*

d) Ruidos anormales por
- *Cavitación*
- *Mal alineamiento*

e) La bomba consume demasiada potencia por
- *Velocidad excesiva*
- *Sentido de giro inverso*
- *Eje combado, empaquetaduras demasiado apretadas.*

f) Fugas de líquido por el prensaestopas
- *Empaquetaduras estropeadas o lubricación insuficiente*
- *Empaquetaduras mal colocadas*
- *Manguitos descentrados*
- *Eje torcido o doblado*

g) Fallo repetido de algún cojinete por
- *Mala lubricación*
- *Mal alineamiento*
- *Cavitación*
- *Mala instalación*