

8.1 Válvulas de control

8.1.1 Generalidades

En el control automático de los procesos industriales, la válvula de control juega un papel muy importante en el bucle de regulación. Realiza la función de variar el caudal de fluido de control que modifica, a su vez, el valor de la variable medida, comportándose como un orificio de área continuamente variable. Dentro del bucle de control tiene tanta importancia como el elemento primario, el transmisor y el controlador. En la figura 8.1 puede verse una válvula de control típica. Se compone básicamente del cuerpo y del servomotor.

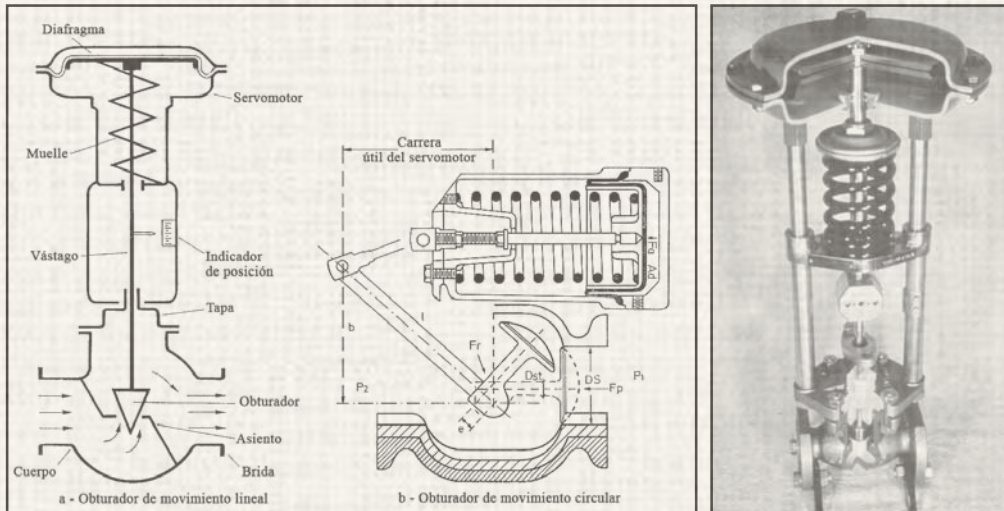


Figura 8.1 Válvula de control típica. Fuente: Honeywell

La válvula de control neumática consiste en un servomotor accionado por la señal neumática de 3-15 psi (0,2-1 Kg/cm²). El servomotor está conectado directamente a un vástago que posiciona el obturador con relación al asiento. La posición relativa entre el obturador y el asiento permite pasar el fluido desde un caudal nulo (o casi nulo) hasta el caudal máximo, y con una relación entre el caudal y la carrera que viene dada por las curvas características de la válvula.

El cuerpo de la válvula de control contiene en su interior el obturador y los asientos, y está provista de rosca o de bridas para conectar la válvula a la tubería. El obturador es quien realiza la función de control de paso del fluido y puede actuar en la dirección de su propio eje o bien tener un movimiento rotativo. Está unido a un vástago que pasa a través de la tapa del cuerpo y que es accionado por el servomotor.

8.1.2 Tipos de válvulas

Las válvulas pueden ser de varios tipos según sea el diseño del cuerpo y el movimiento del obturador. Básicamente, se clasifican en dos grandes grupos: válvulas con obturador de *movimiento lineal* y válvulas con obturador de *movimiento rotativo*.

8.1.2.1 Válvulas con obturador de movimiento lineal

Las válvulas de movimiento lineal, en las que el obturador se mueve en la dirección de su propio eje, se clasifican en válvula de globo, válvula en ángulo, válvula de tres vías mezcladora o diversora, válvula de jaula, válvula de compuerta, válvula en Y, válvula de cuerpo partido, válvula Saunders y válvula de compresión.

8.1.2.1.1 Válvula de globo

Llamada así por disponer de un obturador en forma de globo, se caracteriza porque el flujo de entrada o salida es perpendicular al eje del obturador. Pueden verse en las figuras 8.2a, 8.2b y 8.2c y son de *simple asiento*, de *doble asiento* y de *obturador equilibrado*.

Las válvulas de simple asiento, que cierran en contra de la presión del proceso, precisan de un actuador de mayor tamaño. Por lo tanto, se emplean cuando la presión diferencial del fluido es baja y se precisa que las fugas, a través de la válvula con el obturador en posición de cierre, sean mínimas. El cierre estanco se logra con asientos provistos de una arandela de teflón o de otros materiales blandos.

En la válvula de doble asiento, o de simple asiento con obturador equilibrado, la fuerza de desequilibrio desarrollada por el fluido a través del obturador es menor que en la válvula de simple asiento. Esto es debido a que, en la válvula de doble asiento, el fluido actúa en sentidos contrarios sobre los obturadores, y en la válvula con obturador equilibrado lo hace por encima y por debajo del único obturador. Por este motivo se emplean en válvulas de gran tamaño o bien cuando deba trabajarse con una alta presión diferencial. En posición de cierre, las fugas a través de la válvula son mayores que en una válvula de simple asiento, debido a que es mecánicamente imposible que el doble obturador asiente perfectamente sobre los dos asientos.

Como dato orientativo, puede señalarse que según la norma ANSI/FCI 70-2-2006, las fugas admisibles son del 0,01% del caudal máximo en la válvula de simple asiento (clase IV metal a metal) y de 0,1% en la válvula de doble asiento (clase III). Asimismo, las válvulas con asiento dotado de anillo de teflón para cierre estanco (clase VI) admiten un caudal de fuga del 0,00001%, o 0,15 a 6,75 ml/minuto de aire o nitrógeno.

8.1.2.1.2 Válvula en ángulo

La *válvula en ángulo* (figura 8.2d) presenta un flujo de salida perpendicular al flujo de entrada con un recorrido menos curvilíneo que en una válvula de globo, por lo que permite obtener un flujo de caudal regular sin excesivas turbulencias y es, además, adecuada para sustituir a una válvula de globo cuando el fluido circula con sólidos en suspensión o a excesiva velocidad provocada por una alta presión diferencial de trabajo.

El diseño de la válvula es idóneo para el control de fluidos que vaporizan (*flashing*), es decir para los fluidos que dentro del estrechamiento existente en las partes internas (entre el obturador y el asiento) y debido a una alta presión diferencial, han aumentado su velocidad y se encuentran a una presión inferior al punto de vaporización. En estas condiciones, el fluido está en estado líquido a la entrada y salida de la válvula y en estado de vapor/líquido dentro de la misma. De este modo, las

burbujas de vapor formadas implosionan (pasando a líquido) y pueden provocar daños mecánicos graves al chocar contra las partes internas o contra el cuerpo de la válvula.

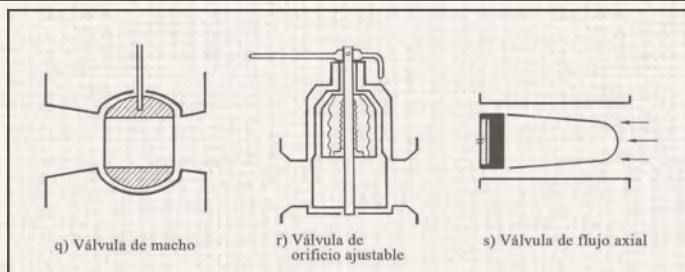
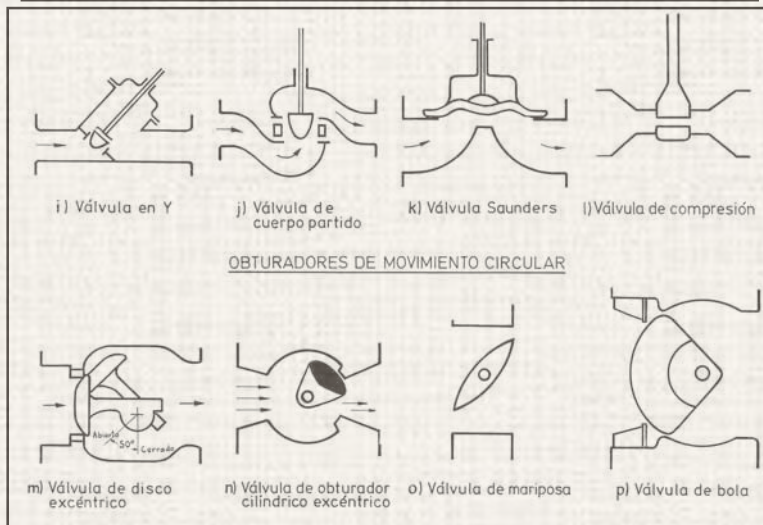
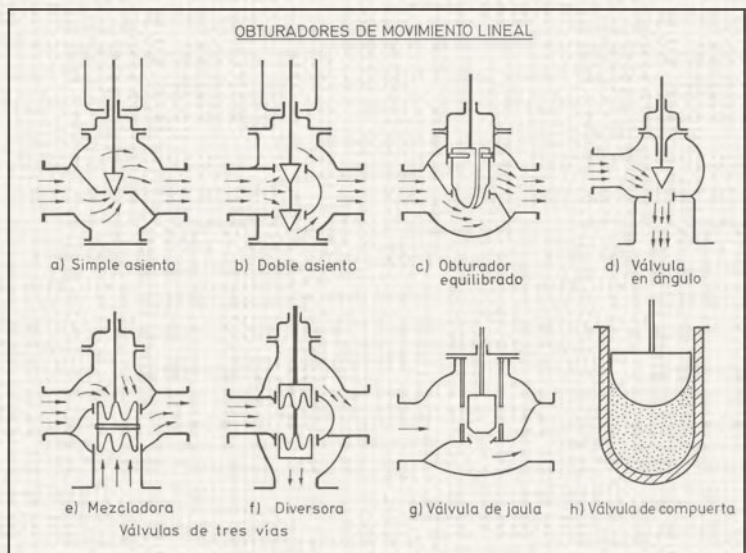


Figura 8.2 Tipos de válvulas de control

8.1.2.1.3 Válvula de tres vías

La *válvula de tres vías* se emplea generalmente para mezclar fluidos –válvulas *mezcladoras* (figura 8.2e)– o bien para derivar, de un flujo de entrada, dos de salida –válvulas *diversoras* (figura 8.2f).

Las válvulas de tres vías intervienen típicamente en el control de temperatura de intercambiadores de calor, facilitando un control muy rápido de la temperatura, gracias a que el fluido de calefacción (vapor o fluido térmico) puede derivar, a través de la válvula, sin pasar por el intercambiador.

8.1.2.1.4 Válvula de jaula

La *válvula de jaula* (figura 8.2g y figura 8.3) recibe esta denominación por la forma de jaula que tiene, bien con los orificios dispuestos en una jaula fija en cuyo interior desliza el obturador, en cuyo caso se denomina *válvula de jaula fija* o bien con orificios en el obturador, en cuyo caso se denomina *válvula de jaula móvil*.

Las *válvulas de jaula fija* pueden tener los orificios mecanizados de tal modo que la relación carga-caudal, obtenida al moverse el obturador, proporciona las características de caudal deseadas. Por otra parte, permiten un fácil desmontaje del obturador y favorecen la estabilidad de funcionamiento al incorporar orificios que permiten eliminar prácticamente el desequilibrio de fuerzas producido por la presión diferencial del fluido. Por este motivo, este tipo de obturador equilibrado, se emplea en válvulas de gran tamaño o bien cuando deba trabajarse con una alta presión diferencial.

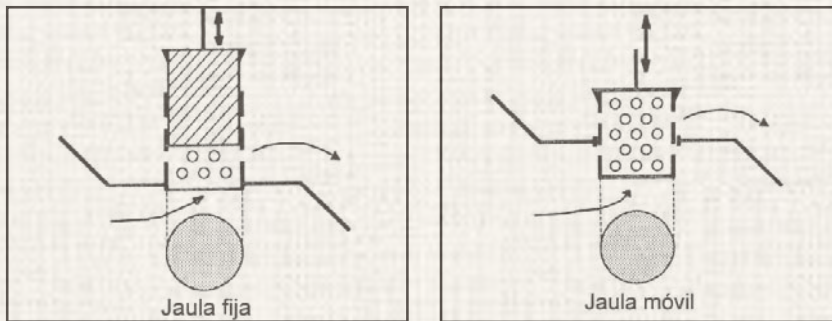


Figura 8.3 Válvulas de jaula

Como el obturador está contenido dentro de la jaula, la válvula es muy resistente a las vibraciones y al desgaste. Por otro lado, el obturador puede disponer de aros grafitados que asientan contra la jaula y permiten lograr un cierre estanco. Sin embargo, no es la válvula adecuada cuando el fluido es pegajoso, viscoso o contiene sólidos en suspensión, ya que entonces el fluido tiende a colocarse entre el obturador y la jaula y puede dar lugar a obstrucciones y agarrotamientos.

8.1.2.1.5 Válvula de compuerta

Esta válvula (figura 8.2h), denominada también válvula de tajadera, efectúa su cierre con un disco vertical plano, o de forma especial, y que se mueve verticalmente al flujo del fluido.

Por su disposición es adecuada generalmente para control todo-nada, ya que en posiciones intermedias tiende a bloquearse. Tiene la ventaja de presentar muy poca resistencia al flujo de fluido cuando está en posición de apertura total y, por lo tanto, se caracteriza por una baja caída de presión.

8.1.2.1.6 Válvula en Y

La *válvula en Y* (figura 8.2i) tiene el asiento y el obturador inclinados 45° respecto al flujo del fluido. Si el cuerpo está instalado en horizontal, es difícil desmontar las partes internas inclinadas 45° con relación a la horizontal. Es adecuada como válvula de cierre y de control. Como válvula todo-nada se caracteriza por su baja pérdida de carga y como válvula de control presenta una gran capacidad de caudal.

Posee una característica de autodrenaje cuando está inclinada con un cierto ángulo. Se emplea usualmente en instalaciones criogénicas.

8.1.2.1.7 Válvula de cuerpo partido

Esta válvula (figura 8.2j) es una modificación de la válvula de globo de simple asiento teniendo el cuerpo partido en dos partes entre las cuales está presionado el asiento.

Esta disposición permite una fácil sustitución del asiento y facilita un flujo suave del fluido sin espacios muertos en el cuerpo. Se emplea principalmente para fluidos viscosos y en la industria alimentaria.

8.1.2.1.8 Válvula Saunders

En la válvula *Saunders* o de *diafragma* (figura 8.2k) el obturador es una membrana flexible que, a través de un vástago unido a un servomotor, es forzada contra un resalte del cuerpo, que actúa de asiento, cerrando así el paso del fluido. La válvula se caracteriza porque el cuerpo puede revestirse fácilmente de goma o de plástico para trabajar con fluidos agresivos. Tiene la desventaja de que el servomotor de accionamiento debe ser muy potente.

Se utiliza principalmente en procesos químicos difíciles, en particular en el manejo de fluidos negros o agresivos o bien en el control de fluidos conteniendo sólidos en suspensión.

8.1.2.1.9 Válvula de manguito

La *válvula de manguito*, que puede verse en la figura 8.2l, funciona mediante el pinzamiento de dos o más elementos flexibles, por ejemplo un tubo de goma. Igual que las válvulas Saunders o de diafragma, se caracteriza porque proporciona un óptimo control en posición de cierre parcial y se aplica, fundamentalmente, en el manejo de fluidos negros corrosivos, viscosos o conteniendo partículas sólidas en suspensión.

8.1.2.2 Válvulas con obturador de movimiento rotativo

Las válvulas en las que el obturador tiene un *movimiento rotativo* se clasifican en: válvula de disco excéntrico rotativo (*Camflex*), válvula de obturador cilíndrico excéntrico, válvula de mariposa, válvula de bola, válvula de macho, válvula de orificio ajustable y válvula de flujo axial.

8.1.2.2.1 Válvula de disco excéntrico (Camflex)

La *válvula de disco excéntrico (Camflex)* (figura 8.2m y 8.4) consiste en un obturador de superficie segmentada esférica que se autoalinea durante el movimiento de giro excéntrico, proporcionando un cierre estanco y unas bajas fuerzas dinámicas del fluido. Esto permite utilizar un servomotor de par reducido. Por otra parte, la tapa de extensión permite la operación para un margen amplio de temperaturas.

La válvula puede tener un cierre estanco mediante aros de teflón dispuestos en el asiento y se caracteriza por su gran capacidad de caudal, comparable a las válvulas de mariposa y a las de bola.

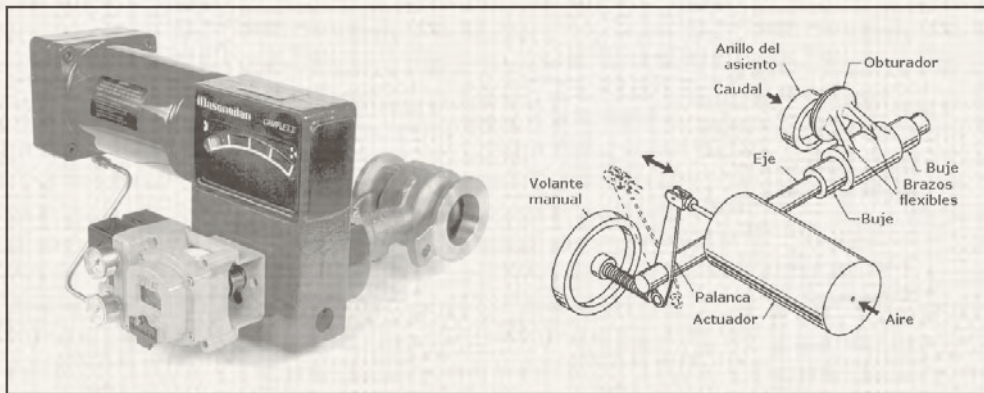


Figura 8.4 Válvula Camflex. Fuente: Masoneilan (Dresser)

8.1.2.2.2 Válvula de obturador cilíndrico excéntrico

Esta válvula (figura 8.2n) tiene un obturador cilíndrico excéntrico que asienta contra un cuerpo cilíndrico. El cierre hermético se consigue con un revestimiento de goma o de teflón en la cara del cuerpo donde asienta el obturador.

La válvula es de bajo coste y es adecuada para fluidos corrosivos o conteniendo sólidos en suspensión.

8.1.2.2.3 Válvula de mariposa

En la *válvula de mariposa* (figura 8.2o) el cuerpo está formado por un anillo cilíndrico dentro del cual gira transversalmente un disco circular. La válvula puede cerrar herméticamente mediante un anillo de goma encastrado en el cuerpo.

Un servomotor exterior acciona el eje de giro del disco y ejerce su par máximo cuando la válvula está casi cerrada (en control todo-nada se consideran 90° y en control continuo 60° , a partir de la posición de cierre, ya que la última parte del giro es bastante inestable), siempre que la presión diferencial permanezca constante. En la selección de la válvula es importante considerar las presiones diferenciales correspondientes a las posiciones de completa apertura y de cierre; se necesita una fuerza grande del actuador para accionar la válvula en caso de una caída de presión elevada.

Las válvulas de mariposa se emplean para el control de grandes caudales de fluidos a baja presión.

8.1.2.2.4 Válvula de bola

En estas válvulas, el cuerpo tiene una cavidad interna esférica que alberga un obturador en forma de esfera o de bola (de ahí su nombre). La bola tiene un corte adecuado (usualmente en V) que fija la curva característica de la válvula, y gira transversalmente accionada por un servomotor exterior. El cierre estanco se logra con un aro de teflón incorporado al cuerpo contra el cual asienta la bola cuando la válvula está cerrada. En posición de apertura total, la válvula equivale aproximadamente al 75% del tamaño de la tubería. La válvula de bola se emplea principalmente en el control de caudal de fluidos negros, o bien en fluidos con gran porcentaje de sólidos en suspensión.

El tipo más común de las válvulas de bola es la válvula de bola segmentada, llamada así por la forma de segmento esférico del obturador (figura 8.2p).

8.1.2.2.5 Válvula de macho

Es una válvula de bola típica (figura 8.2q) que consiste en un macho u obturador de forma cilíndrica o troncocónica con un orificio transversal igual al diámetro interior de la tubería. El macho ajusta en el cuerpo de la válvula y tiene un movimiento de giro de 90°.

Se utiliza generalmente en el control manual todo-nada de líquidos o gases y en regulación de caudal.

8.1.2.2.6 Válvula de orificio ajustable

En la *válvula de orificio ajustable* el obturador consiste en una camisa de forma cilíndrica que está perforada con dos orificios, uno de entrada y otro de salida, y que gira mediante una palanca exterior accionada manualmente o por medio de un servomotor. El giro del obturador tapa, parcial o totalmente, las entradas y salidas de la válvula, controlando así el caudal. La válvula incorpora, además, una tajadera cilíndrica que puede deslizar dentro de la camisa gracias a un macho roscado de accionamiento exterior. Así, la tajadera puede fijarse manualmente en una posición determinada para limitar el caudal máximo (figura 8.2r).

La válvula es adecuada en los casos en que es necesario ajustar manualmente el caudal máximo del fluido, cuando el caudal puede variar entre límites amplios de forma intermitente o continua y cuando no se requiere un cierre estanco. Se utiliza para combustibles gaseosos o líquidos, vapor, aire comprimido y líquidos en general.

8.1.2.2.7 Válvula de flujo axial

Las *válvulas de flujo axial* consisten en un diafragma accionado neumáticamente que mueve un pistón, el cual, a su vez, comprime un fluido hidráulico contra un obturador formado por un material elastómero. De este modo, el obturador se expansiona para cerrar el flujo anular del fluido. Este tipo de válvulas se emplea para gases y es especialmente silencioso. Otra variedad de la válvula de flujo axial es la válvula de manguito, que es accionada por compresión exterior del manguito a través de un fluido auxiliar a una presión superior a la del propio fluido. Se utiliza también para gases (ver figura 8.2s).

Obturador movimiento lineal		Obturador movimiento rotativo		
Globo	Jaula	Bola	Camflex	Mariposa
Cierre estanco	Cierre no estanco	Mayor rangeabilidad	Buena rangeabilidad	Lineal
Apertura rápida	Apertura rápida	Cierre estanco	Característica lineal	Económica
Actuador de mayor tamaño	Resistente a cavitación y poco ruido	Cierre no estanco a Δp	Lechadas de líquidos	Difícil cerrarla a Δp
Menores caudales que la de jaula	Mayores caudales que la de globo	No adecuada para cavitación y ruido	Resistente a cavitación	No adecuada para cavitación y ruido
La dinámica del fluido influye	Menor caudal que la rotativa	Uso limitado en fluidos corrosivos		Mínimo espacio de instalación
Adecuada para fluidos corrosivos o erosivos	Más cara	Buena para sólidos en suspensión y lechadas		
	No adecuada para fluidos sucios	Mayor capacidad que la de globo		

Tabla 8.1 Válvulas con obturador de movimiento lineal y rotativo

En la tabla 8.1 se comparan las válvulas con obturador de movimiento lineal y rotativo más importantes.

8.1.3 Cuerpo de la válvula

El *cuerpo* de la válvula debe resistir la temperatura y la presión del fluido sin pérdidas, tener un tamaño adecuado para el caudal que debe controlar y ser resistente a la erosión o a la corrosión producidas por el fluido.

El cuerpo y las conexiones a la tubería (bridadas o roscadas) están normalizados de acuerdo con las presiones y temperaturas de trabajo en las normas DIN y ANSI, entre otras, según puede verse en la figura 8.5 y 8.6.

Cabe señalar los puntos siguientes:

- a) Las conexiones roscadas se utilizan hasta 2".
- b) Las bridas pueden ser planas, con resalte, machihembradas y machihembradas con junta de teflón.
- c) Las conexiones soldadas pueden ser con encaje o con soldadura a tope. Las primeras se emplean para tamaños de válvulas hasta 2", y las segundas desde 2 ½" a tamaños mayores.

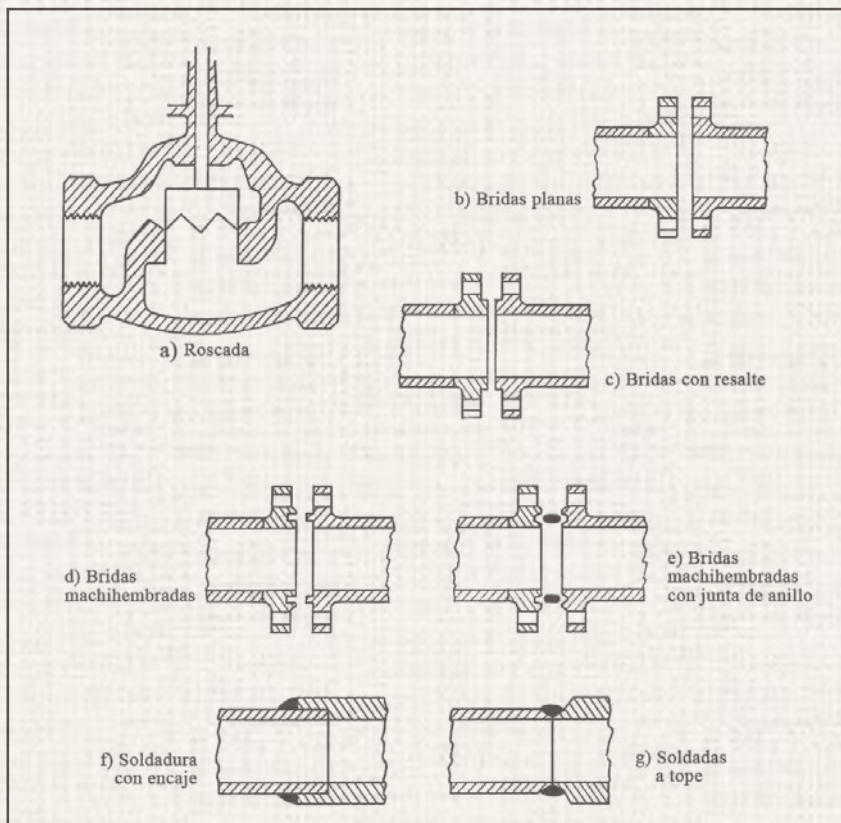


Figura 8.5 Tipos de conexiones del cuerpo a la tubería

El cuerpo suele ser de hierro, acero y acero inoxidable y en casos especiales los materiales pueden ser de monel, hastelloy B o C, etc. En las tablas 8.2, 8.3, 8.4 y 8.5 figuran los materiales más empleados con su composición principal.

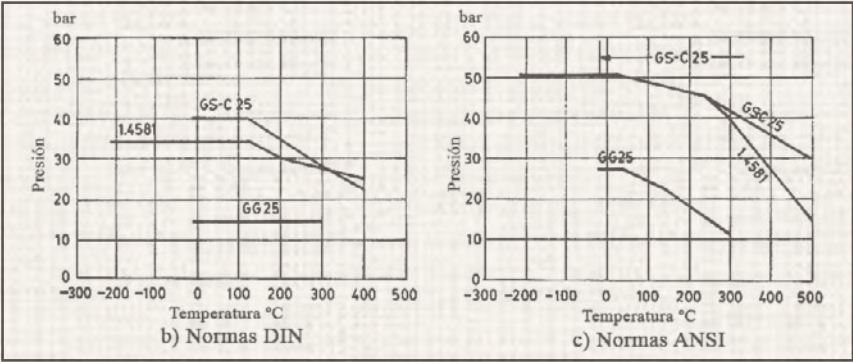


Figura 8.6 Normas DIN, ANSI de cuerpos de válvulas de control

Material	Nominal lb	bar a °C	bar a °C	Norma ANSI
Bronce	150	10,3 - 208	15,5 - 65	BI 624-1971
	300	20,7 - 216	34,5 - 65	Material ASTM B62
Hierro fundido	125	8,5 - 178	dic-65	B16.1-1975
	250	17 - 207	27 - 65	Material ASTM A126

Tabla 8.2 Cuerpos de bronce e hierro fundido. Fuente: Honeywell

Tipo	Especificación DIN • ASTM	Composición %								
		C máx.	Mn máx.	Si máx.	P máx.	S máx.	Cr	Ni	Mo	Otros
Hierro fundido	GG 25									
	A 126-clase B*									
Acero al carbono	GS-C 25	0,25	0,8	0,5	0,05	0,05	3 máx			
	A 216-WCB*	0,3	1,0	0,6	0,05	0,06				
Acero inox. 18/8/3	1.4581	0,08	1,5	1,5	0,05	0,03	17-19,5	10,5-12,5	2-2,5	Nb>8×%C
	A 351-CF10 Mc*	0,10	1,5	1,5	0,04	0,04	15-18	13-16	1,75-2,5	Nb>10×%C 1,2 % máx.

Tabla 8.3 Materiales estándar para el cuerpo de la válvula. Fuente: Honeywell

En aplicaciones químicas hasta 140 °C y 10 bar, son de elección las válvulas termoplásticas, en particular por su resistencia a la corrosión, abrasión y congelación, por su alta pureza y por su bajo coste. No son adecuadas en casos de fuerte vibración o en ambientes con posible abuso mecánico.

Tipo	Especificación DIN * ASTM	Composición %								
		C máx.	Mn máx.	Si máx.	P máx.	S máx.	Cr	Ni	Mo	Otros
Acero CrMo	7357	0,20	0,8	0,5	0,04	0,04	1-1,5		0,45-0,55	
	A 217-WC 6*	0,20	0,8	0,6	0,05	0,06	1-1,5		0,45-0,65	
Acero CrMo 5 %	7362	0,12	0,5	0,4	0,04	0,04	4-6,5		0,45-0,65	
	A 217-C 5*	0,20	0,7	0,75	0,05	0,06	4-6,5		0,45-0,65	
Acero Ni 3,5 %	5638	0,12	0,8	0,5	0,025	0,025		3,3-3,8		
	A 352-LC 3*	0,15	0,8	0,6		0,05		3-4		
Inox. 18/8	4552	0,10	2	1,5	0,04	0,04	17,5-20	9-11		Nb > 8 × % C
	A 351-CF 8 C*	0,08	1,5	2	0,04	0,04	18-21	9-12		Nb > 10 × % C 1,2 % máx.
Inox. 18/8	4308	0,08	2	2	0,04	0,04	17,5-20	9-11		
	A 351-CF 8*	0,08	1,5	2	0,04	0,04	18-21	8-11		
Acero LC	4404	0,03	2	1	0,04	0,04	16,5-18,5	11-13	2-2,5	
	A 351-CF 3 M*	0,03	1,5	1,5	0,04	0,04	17-21	9-13	2-3	
Hastelloy B	Euzonit 70	0,03						62-65	28-32	Fe 1 máx.
	Hastelloy B	0,05						62-65	26-30	Fe 4-7 Co 2,5
Hastelloy C	Euzonit 60	0,02					17	60	20	Fe 1 máx.
	Hastelloy C	0,08					15-17	54	15-17	Fe 7 W 3-4,5 Co 2,5 V 0,35
Monel	G-NiCu30Si2	0,35	1,5	2				62-68		Cu 26-33 Fe 2,5
	Monel	0,3	1,5	1,5				62-68		Cu 28-32 Fe 3
Bronce (Olkusil)	G-CuZn16Si4									Cu 80 Si 4 Zn 16
	B 198-13 B									Cu 80 Si 4 Zn 16

Tabla 8.4 Materiales especiales para el cuerpo de la válvula

8.1.4 Tapa de la válvula o casquete

La *tapa de la válvula* de control tiene por objeto unir el cuerpo al servomotor. A su través desliza el vástago del obturador accionado por el motor. Este vástago dispone, generalmente, de un índice que señala en una escala la posición de apertura o de cierre de la válvula.

Para que el fluido no se escape a través de la tapa es necesario disponer una caja de empaquetadura entre la tapa y el vástago. La empaquetadura ideal debe ser elástica, tener un bajo coeficiente de

rozamiento, ser químicamente inerte y buen aislante eléctrico, con el fin de no formar un puente galvánico con el vástago que dé lugar a una corrosión de partes de la válvula.

Tipo	Resistencia a la tensión	Resistencia a la flexión	Resistencia a compresión	Dureza Rockwell	Temperatura máxima (° C)	Presión máx (bar)
Cloruro Polivinilo (PVC)	480	1030	890	115	77	10
Cloruro Polivinilo Clorinado (CPVC)	620	1100	1030	118	107	10
Polipropileno (PP)	340	620	620	95	107	10
Polipropileno fibra vidrio (PPG)	690	—	—	107	122	10
Fluoruro Polivinilideno (PVDF)	510	960	960	110	137	10

Tabla 8.5 Materiales termoplásticos para el cuerpo de la válvula. Fuente: Masoneilan

La empaquetadura que se utiliza normalmente es de teflón cuya temperatura máxima de servicio es de 220 °C. A temperaturas superiores o inferiores a este valor es necesario, o bien emplear otro material (grafito puro, etc.) o bien alejar la empaquetadura del cuerpo de la válvula para que se establezca así un gradiente de temperaturas entre el fluido y la estopada, y esta última pueda trabajar satisfactoriamente.

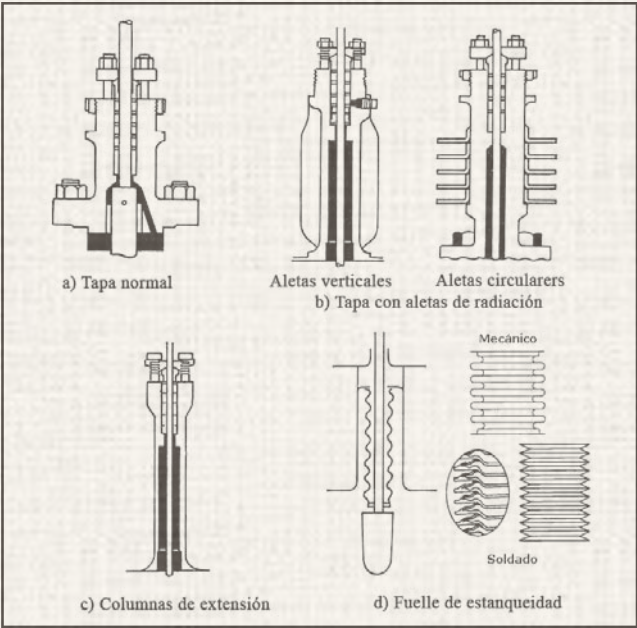


Figura 8.7 Tipos de tapas

La empaquetadura normal no proporciona un sello perfecto para el fluido. En el caso de fluidos corrosivos, tóxicos, radiactivos o muy valiosos hay que asegurar un cierre total en la estopada. Los fuelles de estanqueidad lo proporcionan al estar unidos por un lado al vástago y por el otro a la tapa. La estanqueidad lograda es tan perfecta que las posibles fugas sólo pueden detectarse mediante ensayos realizados con un espectrómetro de masas.

Dependiendo de las temperaturas de trabajo de los fluidos y del grado de estanqueidad deseada existen los siguientes tipos de taps:

- 1. Tapa normal (figura 8.7a) adecuada para trabajar a temperaturas del fluido variables entre 0 °C y 220 °C.
- 2. Tapa con aletas de radiación circulares o verticales (figura 8.7b) que puede trabajar entre -20 °C y 450 °C, recomendándose que, por encima de 350°C, la válvula se monte invertida para evitar el calentamiento por convección de la empaquetadura.
- 3. Tapa con columnas de extensión (figura 8.7c). Las columnas son adecuadas cuando el fluido está a temperaturas muy bajas. Como guía en su selección se recomiendan las longitudes de la tabla 8.6.
- 4. Tapa con fuelle de estanqueidad (figura 8.7d) para temperaturas de entre - 20 °C y 450 ° C.

Longitud columnas de extensión		
Tamaño de la válvula en pulgadas	Temperatura de trabajo	
	-21 °C a -80 °C	-80 °C a -150 °C
1/2 a 2 1/2	400 mm	600 mm
3 a 6	600 mm	800 mm
8 a 12	800 mm	1000 mm

Tabla 8.6 Columnas de extensión (Fuente: Honeywell)

La caja de empaquetaduras de la válvula consiste en unos anillos de estopada comprimidos por medio de una tuerca o bien mediante una brida de presión regulable con dos tuercas. La empaquetadura puede ser apretada manualmente de modo periódico o bien ser presionada elásticamente con un muelle apoyado interiormente en la tapa (figura 8.8).

La empaquetadura normal suele ser de aros de teflón, de sección en V, comprimidos con un resorte con la ventaja de que el teflón es autolubricante y no necesita engrase. Precisa de un vástago muy bien mecanizado (50 a 100 micras rms) para que la empaquetadura de teflón asiente correctamente. Cuando el fluido y las condiciones de servicio no permiten el empleo aislado del teflón se utiliza grafito en forma de filamento, laminado y cinta. El grafito sustituyó al amianto que fue dejado de utilizar por cuestiones de salud humana. El grafito tiene un coeficiente de dilatación semejante al metal del vástago, de modo que el choque térmico no es un problema. Su coeficiente de rozamiento es del orden de 7 a 10 veces mayor que el del teflón, por lo que siempre que sea posible debe emplearse éste. No debe permitirse que se inicie una fuga porque es difícil solucionarla después. El grafito, en presencia de humedad, puede dar lugar a una severa corrosión galvánica del vástago, con lo que pueden presentarse fugas a largo plazo. En los casos en que el fluido es tan tóxico que debe impedirse su fuga a través de la estopada y por alguna razón no pueden emplearse los fuelles de estanqueidad, se utilizan empaquetaduras dobles con dos collarines de lubricación.

Esta disposición permite la inyección de gas inerte o líquido (*flashing*). Incluso, si partes pequeñas del fluido fugan, pueden recuperarse por succión a través de dichos collarines.

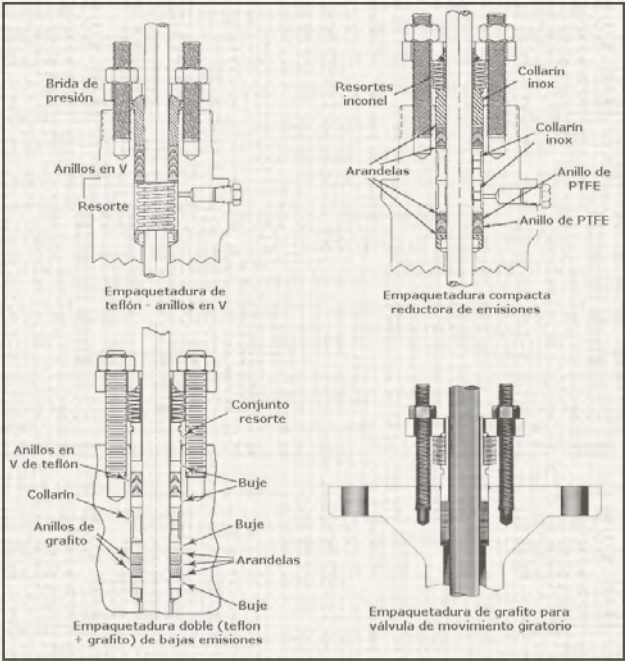


Figura 8.8 Tipos de empaquetaduras. Fuente: Fisher (Emerson)

Existen diversos tipos de empaquetaduras en función de la presión, temperatura de trabajo y el tipo de fluido. En la tabla 8.7 puede verse una guía de selección.

Tipos de empaquetaduras							
	Descripción	Presión máxima (bar)	Temperatura máxima	Índice de la empaqueta dura	Índice de vida útil	Rozamiento de la empaquetadura	Observaciones
Obturator de movimiento lineal	Teflón en V	20	-18 °C a 93 °C	Mejor	Muy larga	Muy bajo	Adecuado en general para todo tipo de productos. Inadecuado para aceite o para productos que precipitan cristales o que contienen fangos o en la industria nuclear.
	Compacta reductora de emisiones	—	-46 °C a 232 °C	Superior	Muy larga	Bajo	Bajo nivel de fuga, bajo rozamiento, bajo mantenimiento
	Doble (teflón + grafito) de bajas emisiones	—	-46 °C a 232 °C	Superior	Muy larga	Bajo	Adecuado para la industria nuclear y para fluidos no oxidantes
Obturator de movimiento rotativo	Teflón en V	103	-46 °C a 232 °C	Superior	Muy larga	Bajo	Adecuado en general para todo tipo de productos. Inadecuado para aceite o para productos que precipitan cristales o que contienen fangos o en la industria nuclear.
	Grafito para válvula movimiento rotativo	103	-18 °C a 315 °C	Superior	Muy larga	Moderado	Adecuado para la industria nuclear y para fluidos no oxidantes

Tabla 8.7 Tipos de empaquetaduras. Fuente: Fisher (Emerson)

Las empaquetaduras con engrase están dejando de utilizarse por precisar de una válvula de engrase que periódicamente debe vigilarse para eliminar posibles fugas de producto al exterior.

La *Norma de Aire Limpio (Clean Air Act)* de 24 de febrero de 2004 limita las emisiones a la atmósfera de fluidos químicos orgánicos volátiles. Su observancia ha conducido, a los fabricantes de válvulas de control, a rediseñar las empaquetaduras del vástago, que son la causa principal de las emisiones que se producen. Se han mejorado los materiales obteniendo una vida útil más larga sin degradación de la empaquetadura, y se ha conseguido un menor rozamiento con lo que no ha sido necesario pensar en aumentar el tamaño del actuador como en algunas aplicaciones de válvulas normales.

Las fugas en las empaquetaduras más usuales (aros de teflón en V, etc.) se deben a la pérdida de la carga axial debida al desgaste y al choque térmico por los diferentes coeficientes de dilatación del acero del vástago y del material de la empaquetadura (el teflón 10 veces más que el acero). En las válvulas normales, la carga axial se mantiene apretando periódicamente la empaquetadura, lo que, aparte de un mantenimiento más caro, comporta un mayor rozamiento de la estopada, con el correspondiente aumento de la histéresis y de la zona muerta de la válvula y un empeoramiento del control. Los nuevos sistemas de estopadas contienen aros de perfluoroelastómero (PFE) alternando con aros de teflón rellenos con fibras de grafito. Mientras que la estopada clásica de aros de teflón muestra fugas mayores de 500 ppm después de ser sometida a 10.000-40.000 ciclos, la nueva estopada después de 250.000 ciclos (3 años de funcionamiento) se mantiene todavía muy por debajo de las 500 ppm.

Las normas que se utilizan para comprobar las fugas en la empaquetadura de las válvulas son ISO 15848, ANSI/FCI 91-1 y VDI 2440. Los fluidos elegidos para comprobar las fugas son el helio en Europa y el metano en América. El comité de válvulas de control IEC SC 65BWG9 recomienda someter la válvula de control a ensayos en el punto medio de la carrera, lo que es más representativo de la operación de la válvula y que proporciona un mayor número de ciclos que en la válvula todo-nada que sólo abre y cierra. En la tabla 8.8 puede verse una comparación de los métodos de valoración de las fugas de la estopada de las válvulas de control.

Normas	ISO 15848	ANSI/FCI 91-1	VDI 2440
Fluido de ensayo	He o CH ₄	CH ₄ (N ₂)	He
Método de detección	global	Sniffing EPA 21	global
Tasa de fugas	10 ⁻⁶ mg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	500 ppmv	10 ⁻⁴ mbar·l·s ⁻¹ ·m ⁻¹ (1.76·10 ⁻⁵ mg·s ⁻¹ ·m ⁻¹)
	10 ⁻⁴ mg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	100 ppmv	10 ⁻² mbar·l·s ⁻¹ ·m ⁻¹ (1.76·10 ⁻³ mg·s ⁻¹ ·m ⁻¹)
	10 ⁻³ mg·s ⁻¹ ·m ⁻¹		Temperatura > 250 °C
Carrera de la válvula	100% para válvula todo-nada	100%	Sin especificar
	±10% para válvula de control		
Número de ciclos	20.000, 60.000, 100.000	5.000, 25.000, 100.000	Sin especificar

Tabla 8.8 Normas de detección de fugas en válvulas de control. Fuente: Fisher (Emerson)

El mantenimiento normal de las válvulas con empaquetadura estándar consiste en inspecciones periódicas y en un programa activo de mantenimiento de las válvulas que manejan fluidos orgánicos volátiles. Con las nuevas empaquetaduras, si se llega como máximo a fugas mayores de 500 ppm

en sólo el 0,5% de las válvulas de la planta, la Norma de Aire Limpio permite efectuar únicamente inspecciones anuales.

8.1.5 Partes internas de la válvula. Obturador y asientos

8.1.5.1 Generalidades

Como *partes internas* de la válvula se consideran las piezas internas desmontables que están en contacto directo con el fluido. Estas piezas son el vástago, la empaquetadura, el collarín de lubricación en la empaquetadura (si se emplea), los anillos de guía del vástago, el *obturador* y el *asiento* o los asientos. Hay que señalar que el obturador y el asiento son los encargados de controlar el caudal gracias al orificio de paso variable que forman cuando varía su posición relativa, y que además tienen la misión de cerrar el paso del fluido.

En la selección del obturador y los asientos intervienen tres puntos principales:

- 1. Materiales normales y los especiales aptos para contrarrestar la corrosión, la erosión y el desgaste producidos por el fluido.
- 2. Características de caudal en función de la carrera.
- 3. Tamaño normal o reducido que permite obtener varias capacidades de caudal de la válvula con el mismo tamaño del cuerpo.

8.1.5.2 Materiales

El obturador y los asientos se fabrican, normalmente, en acero inoxidable porque este material es muy resistente a la corrosión y a la erosión del fluido. Cuando la velocidad del fluido es baja, pueden utilizarse PVC, fluorocarbonos y otros materiales blandos, solos o reforzados con fibras de vidrio o grafito. En algunas válvulas pueden utilizarse obturadores y asientos de cerámica. En las tablas 8.9 y 8.10 figuran los materiales utilizados en los obturadores y asientos.

Límites de temperatura de materiales de partes internas		
Material	Aplicaciones	Límites de temperatura
304 SST, S30400, CF8	obturadores y asientos sin revestimiento	−268 °C a 316 °C
316 SST, S31600, CF8M	obturadores y asientos sin revestimiento	−268 °C a 316 °C
317 SST, S31700, CG8M	obturadores y asientos sin revestimiento	−268 °C a 316 °C
416 SST, S41600, 38 HRC min	jaulas, obturadores y asientos	−29 °C a 427 °C
CA6NM, 32 HRC min	jaulas, obturadores y asientos	−29 °C a 482 °C
Nitronic 50(1), S20910 alta resistencia	ejes, vástagos y pernos	−198 °C a 593 °C
440 SST, S44004	bujes, obturadores y asientos	−29 °C a 427 °C
17-4 PH, S17400, CB7Cu-1, H1075	jaulas, obturadores y asientos	−62 °C a 427 °C
Aleación 6, R30006, CoCr-A	obturadores y asientos	−198 °C a 816 °C
Recubrimiento autocatalítico de níquel	revestimiento partes internas	−198 °C a 400 °C
Cromado galvanico	revestimiento partes internas	−198 °C a 316 °C
Cromado galvanico en el obturador de bola en V	revestimiento partes internas	−198 °C a 427 °C
Revestimiento de cromo	revestimiento partes internas	−198 °C a 593 °C
Monel (2) K500, N05500	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 427 °C
Monel (2) 400, N04400	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 427 °C
Hastelloy (3) B2, N10665, N7M	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 427 °C

Tabla 8.9 Materiales en las partes internas y límites de temperatura. Fuente: Fisher (Emerson)

Hastelloy (3) C276, N10276, CW2M	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 427 °C
Titanio Grados 2, 3, 4, C2, C3, C4	obturadores y asientos sin revestimiento	−59 °C a 316 °C
Níquel, N02200, CZ100	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 316 °C
Aleación 20, N08020, CN7M	obturadores y asientos sin revestimiento	−198 °C a 316 °C
NBR, caucho de nitrilo	asientos	−29 °C a 93 °C
FKM Fluoroelastómero (Viton®(4))	asientos	−18 °C a 204 °C
PTFE, politetrafluoroetileno	asientos	−268 °C a 232 °C
PA (nylon)	asientos	−51 °C a 93 °C
HDPE, polietileno de alta densidad	asientos	−54 °C a 85 °C
CR, cloropreno (Neopreno(2))	asientos	−40 °C a 82 °C
1. Marca registrada de Armsco teal Corp. 2. Monel e Inconel son marcas registradas de Special Metals Corp. 3. Hastelloy es una marca registrada de Haynes International 4. Marca registrada de DuPont Performance Elastomers		

Tabla 8.9 final Materiales en las partes internas y límites de temperatura. Fuente: Fisher (Emerson)

8.1.6 Corrosión y erosión en las válvulas. Materiales

No existe, actualmente, ningún material que resista la *corrosión* de todos los fluidos, por lo cual, en muchos casos, es necesario utilizar materiales combinados cuya selección dependerá del medio específico donde deban trabajar.

La tabla 8.10 permite seleccionar los materiales resistentes a la corrosión, debiendo señalar que sólo constituye una guía sin ser una recomendación exacta, ya que la gran variedad de condiciones de servicio puede alterar las características de resistencia del material.

Realmente, la selección particular de un material específico dependerá de las pruebas experimentales a que se someta en el proceso.

Cuando el material resistente a la corrosión es caro o no adecuado, pueden utilizarse materiales de revestimiento, tales como plásticos, fluorocarbonos, elastómeros, vidrio, plomo y tantalio. Como es lógico, el revestimiento no debe fallar pues el fluido atacaría el metal base y la válvula se perforaría.

Los materiales termoplásticos son resistentes a la corrosión frente a muchos materiales químicos (ácido sulfúrico, ácido nítrico, etc.) y poseen unas buenas características dieléctricas (de 0,9 a 1,18 kV/m con el ensayo ASTM D149).

No resisten las vibraciones mecánicas pero pueden ser el material idóneo de recubrimiento de metales para manejar las dos condiciones, corrosión y vibraciones. En la tabla 8.11 pueden verse sus características.

La erosión se produce cuando partículas, a alta velocidad en el seno del fluido, chocan contra la superficie del material de la válvula. Estas condiciones se encuentran en la vaporización de un líquido (*flashing*), con arena, fangos, etc., y en la cavitación, es decir, la formación continua de burbujas de vapor y su implosión a líquido a la salida de la válvula, en la zona de vena contraída, cuando la tensión de vapor del líquido llega a ser inferior a la presión del vapor saturado.

La posible presencia del fenómeno de la erosión, ante el gran número de fluidos y la gran variedad de condiciones de servicio que se encuentran actualmente en la industria, obliga a seleccionar el tipo y material del cuerpo y del obturador a fin de resistirla, en particular en condiciones extremas de presión diferencial y de temperatura.

Corrosión de metales en contacto con fluidos a temperatura ambiente																
A = material adecuado; B = corrosión de pequeña a moderada. Utilizar con precaución; C = insatisfactorio																
Fluido	Aluminio	Latón	Hierro fundido y Acero	416 & 440C	17-4 inox	304 inox	316 inox	Duplex inox	254 SMO	Aleación 20	Aleación 400	Aleación C276	Aleación B2	Aleación 6	Titanio	Zirconio
Aceite vegetal del algodón	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Aceites de petróleo refinados	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acetaldehído	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acetato sódico	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acetileno	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acetona	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido acético con aire	C	C	C	C	B	B	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A
Acido acético libre de aire	C	C	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido benzoico	A	A	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido bórico	C	B	C	C	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A
Acido carbónico	A	B	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido cítrico	B	C	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido crómico	C	C	C	C	C	C	C	B	A	C	C	A	B	C	A	A
Acido de horno de coque	C	B	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A
Acido esteárico	C	B	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A
Acido fórmico	B	C	C	C	C	C	B	A	A	A	C	A	B	B	C	A
Acido fosfórico (aireado)	C	C	C	C	B	A	A	A	A	A	C	A	A	A	C	A
Acido fosfórico (con aire)	C	C	C	C	B	B	B	A	A	A	B	A	A	B	C	A
Acido hidroclicórico (aireado)	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	B	A	C	C	A
Acido hidroclicórico (sin aire)	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	B	A	C	C	A
Acido hidrofluórico (aireado)	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	B	B	B	C	C	C
Acido hidrofluórico (sin aire)	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	A	B	B	C	C	C
Acido nítrico	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	C	B	C	C	A	A
Acido oleico	C	C	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Acido oxálico	C	C	C	C	B	B	B	A	A	A	B	A	A	B	C	A
Acido pícrico	C	C	C	C	B	B	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A
Acido Sulfúrico (aireado)	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	C	A	A	B	C	A
Acido sulfúrico (sin aire)	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	B	A	A	B	C	A
Acido sulfuroso	C	C	C	C	C	B	B	A	A	A	C	A	A	B	A	A
Agua de mar	C	A	C	C	C	C	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Agua destilada	A	A	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Agua tratada de aminas, agua de caldera de vapor	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A
Aguarrás	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Alcoholes	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Alquitrán	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Amoniaco	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A

Tabla 8.10 Materiales resistentes a la corrosión. Fuente: Fisher (Emerson)

Fluido	Aluminio	Latón	Hierro fundido y Acero	416 & 440C	17-4 Inox	304 Inox	316 Inox	Dúplex Inox	254 SMO	Aleación 20	Aleación 400	Aleación C276	Aleación B2	Aleación 6	Titanio	Zirconio
Anilina	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	B
Asfalto	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Azufre	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Benceno (Benzol)	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Bromo húmedo	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	C	C	C
Bromo seco	C	C	C	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	C	C
Butano	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Carbonato potásico	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Carbonato sódico	C	C	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cerveza	A	A	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloro húmedo	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	B	B	B	C	A	A
Cloro seco	C	C	A	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	C	A
Cloruro amónico	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	B	A	A	B	A	A
Cloruro cálcico	C	C	B	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de estaño	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	C	A	A	B	A	A
Cloruro de etilo	C	B	C	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro de zinc	C	C	C	C	C	C	C	B	B	B	A	A	A	B	A	A
Cloruro férrico	C	C	C	C	C	C	C	C	B	C	C	A	C	C	A	A
Cloruro Potásico	C	C	B	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cloruro sódico	C	A	C	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Creosota	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Cromato sódico	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Dióxido carbónico húmedo	A	B	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Dióxido carbónico seco	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Dióxido de azufre seco	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	C	A	A	B	A	A
Disulfuro de carbono	C	C	A	B	B	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A
Dowtherm (fluido térmico)	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Etano	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Éter	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Etilen glicol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Etileno	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Fluor húmedo	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	B	B	B	C	C	C
Fluor seco	B	B	A	C	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	C	C
Formaldehído	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Fosfato amónico (Mono-Básico)	B	B	C	B	B	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A
Freón húmedo	C	C	B	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Freón seco	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Furfural	A	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gas natural	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gasolina refinada	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Glucosa	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidrógeno	A	A	A	C	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A
Hidróxido amónico	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	B

Tabla 8.10 continuación Materiales resistentes a la corrosión. Fuente: Fisher (Emerson)

Frente a la erosión, los materiales termoplásticos tienen el doble de duración que los metálicos en los casos en que el caudal no supera los 3 m/s y el tamaño de las partículas flotantes en el líquido no supera los 300 mesh (tamaño de tamiz de separación de sólidos definido por el número de mallas por pulgada lineal).

Fluido	Aluminio	Latón	Hierro fundido y Acero	416 & 440C	17-4 inox	304 inox	316 inox	Dúplex inox	254 SMO	Aleación 20	Aleación 400	Aleación C276	Aleación B2	Aleación 6	Titanio	Zirconio
Hidróxido magnésico	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido potásico	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido sódico	C	C	A	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hipoclorito cálcico	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	C	A	B	B	A	A
Hipoclorito sódico	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	A	B	C	A	A
Leche	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Licor negro de sulfato	C	C	A	C	C	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Mercurio	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	C	A
Metanol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Metil Etil Cetona	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Nitrato amónico	B	C	B	B	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	C	A
Nitrato de plata	C	C	C	C	B	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A
Oxígeno	C	A	C	C	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	C	C
Peróxido de hidrógeno	A	C	C	C	B	A	A	A	A	A	C	A	C	A	A	A
Potasa caústica (ver Hidróxido potásico)																
Propano	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Resina	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sosa caústica (ver Hidróxido sódico)																
Sulfato Amónico	C	C	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de aluminio	C	C	C	C	B	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A
Sulfato de cobre	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	C	A	A	C	A	A
Sulfato de zinc	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfuro amónico	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A
Sulfuro de hidrógeno	C	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tetracloruro de carbono	A	A	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tiosulfato sódico	C	C	C	C	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tricloroetileno	B	B	B	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Trióxido de azufre seco	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	B	A	A	B	A	A
Vapor	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Vinagre	B	B	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Whiskey y vinos	A	A	C	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Yodo	C	C	C	C	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	C	B

Tabla 8.10 final Materiales resistentes a la corrosión. Fuente: Fisher (Emerson)



Figura 8.9 Daños por cavitación y flashing

Tipo	Acidos débiles	Acidos fuertes	Acidos oxidantes	Alcalis débiles	Alcalis fuertes	Disolventes orgánicos (100 %)	Disolventes orgánicos	Gas agresivo Cl_2, SO_2
Cloruro Polivinilo (PVC)	✓	✓	✓	✓	✓	X	✓	✓
Cloruro Polivinilo Clorinado (CPVC)	✓	✓	✓	✓	✓	X	✓	✓
Polipropileno (PP)	✓	✓	X	✓	✓	*	✓	X-✓
Polipropileno fibra vidrio (PPG)	✓	✓	X	✓	*	*	✓	X-✓
Fluoruro Polivinilideno (PVDF)	✓	✓	✓	✓	*	✓	✓	X-✓

✓ = Bueno

* = Admisible (alguna influencia en el material)

X = No recomendado

Tabla 8.11 Materiales termoplásticos resistentes a la corrosión

El desgaste por abrasión por día para dos materiales termoplásticos comparado con el hierro fundido es:

Cloruro de Polivinilo (PVC): 0,10 gramos/día, lo que equivale a 0,07 cm/día

Polipropileno (PP): 0,13 gramos/día, lo que equivale a 0,14 cm/día

Hierro fundido: 7,85 gramos/día, lo que equivale a 1,12 cm/día

Figuran, a continuación, en orden decreciente de resistencia a la erosión, los tipos de válvulas más adecuados:

- +



—

 1. Válvula en ángulo de simple asiento, con obturador contorneado-fluido tendiendo a cerrar.
 2. Válvula de jaula de cierre estanco.
 3. Válvula de globo de simple asiento con obturador contorneado.
 4. Válvula de globo de simple asiento con obturador en V.
 5. Válvula de jaula equilibrada.
 6. Válvula de globo de doble asiento con obturador contorneado.
 7. Válvula de globo de doble asiento con obturador en V contorneado.

Nótese que la válvula de doble asiento sometida a una alta presión diferencial tiene una velocidad de fuga del fluido elevada cuando está próxima a la posición de cierre, con lo cual los efectos de la erosión son mayores que en la válvula de simple asiento que casi no tiene fugas. Asimismo, un obturador contorneado es más adecuado que uno en V; éste distribuye el flujo de fluido a través de uno o dos de los orificios en V mientras que el primero lo hace alrededor de la periferia del obturador.

La válvula en ángulo es más favorable que la de globo ya que su cuerpo y su obturador no están sometidos a un tan alto grado de variación de recorrido de los filetes de fluido.

El obturador y el asiento son los más castigados por la erosión. Existen materiales especiales que recubren el obturador y el asiento o que los forman totalmente según sea el grado de protección deseado. En la figura 8.10 puede verse el tipo de recubrimiento que se les aplica y en la tabla 8.12 los códigos de la norma API 600.

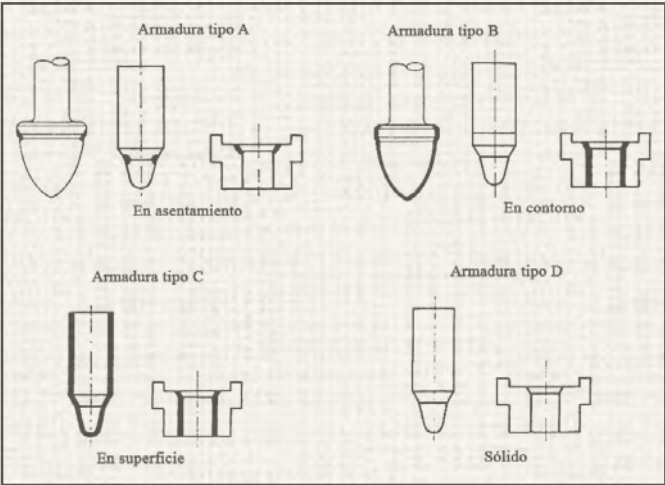


Figura 8.10 Tipos de endurecimiento del obturador y asiento (resistencia a la erosión)

Partes internas (Trim) de las válvulas resistentes a la corrosión (API 600)					
Disco del asiento en el cuerpo de la válvula: Roscado desmontable; Soldado; Integral (utilizado cuando el material de las partes internas es el mismo que el del cuerpo de la válvula)					
Código	Material	Asiento	Obturador	Disco del asiento	Vástago y otras partes internas
1	410	410	410	410	410
2	304	304	304	304	304
3	F310	310	310	310	310
4	410 endurecido	410 endurecido	410 endurecido	410	410
5	Endurecido	Stellite	Stellite	410	410
5A	Endurecido	Ni-Cr	Ni-Cr	410	410
6	410 y Cu-Ni	Cu-Ni	410	410	410
7	410 y 410 endurecido	410 endurecido	304 endurecido	410	410
8	410 y Endurecido	Stellite	410	410	410
8A	410 y Endurecido	Ni-Cr	410	410	410
9	Monel	Monel	Monel	Monel	Monel
10	316	316	316	316	316
11	Monel y Endurecido	Stellite	Monel	Monel	Monel
12	316 y Endurecido	Stellite	316	316	316
13	Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20
14	Aleación 20 y Endurecido	Stellite	Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20
15	304 y Endurecido	Stellite	Stellite	304	304
16	316 y Endurecido	Stellite	Stellite	316	316
17	347 y Endurecido	Stellite	Stellite	347	347
18	Aleación 20 y Endurecido	Stellite	Stellite	Aleación 20	Aleación 20

Tabla 8.12 Materiales especiales de partes internas resistentes a la erosión (fuente: API 600)

La comprobación de las partes internas de la válvula se realiza mediante los siguientes procedimientos:

- Inspección visual.
- Examen superficial de partículas magnéticas. Se hace circular una corriente continua a través de la pieza para inducir un campo magnético en la misma. Los defectos superficiales o próximos a la superficie de la pieza distorsionan el campo magnético, formándose un campo magnético secundario a través del defecto. Si en estas condiciones se extiende un polvo magnético (seco o suspendido en un líquido) se hacen visibles los defectos en la pieza.
- Líquido penetrante superficial. Se limpia y seca la superficie de la pieza. El líquido colorante se aplica mediante cuchara, cepillo o por aspersión y se retira el exceso. Se seca de nuevo la superficie y se aplica un producto desarrollador (líquido o polvo) y se examina la pieza con luz adecuada (ultravioleta o negra).
- Examen radiográfico. La radiografía (rayos X o rayos gamma) revela las variaciones de densidad del material y, por lo tanto, los defectos. Se compara la radiografía de la pieza con las de placas planas de espesor conocido, perforadas con orificios de diámetro también conocido.
- Examen por ultrasonidos. Puede detectar materiales extraños y discontinuidades en la pieza.

8.1.7 Características de la válvula

El obturador determina la *característica de caudal de la válvula*, es decir, la relación que existe entre la carrera del obturador y el caudal de paso del fluido.

8.1.7.1 Características de caudal inherente

La característica de un fluido incompresible fluyendo en condiciones de presión diferencial constante a través de la válvula se denomina *característica de caudal inherente* y se representa, usualmente, considerando como abscisas la carrera del obturador de la válvula y, como ordenadas, el porcentaje de caudal máximo bajo una presión diferencial constante.

Las curvas características más significativas son: apertura rápida, lineal e isoporcentual, siendo las más empleadas estas dos últimas. Existen otras curvas características como las parabólicas y las correspondientes a las válvulas de tajadera, mariposa, Saunders y con obturador excéntrico rotativo.

Las curvas características se obtienen mecanizando el obturador para que, al variar la carrera, el orificio de paso variable existente entre el contorno del obturador y el asiento configure la característica de la válvula. En la figura 8.11 pueden verse varios tipos de obturadores cuya forma y mecanización determinan esta característica.

El obturador con *característica de apertura rápida* (figura 8.11a) tiene la forma de un disco plano, con lo que el caudal aumenta mucho al principio de la carrera llegando rápidamente al máximo. En el obturador con *característica lineal* (figuras 8.11b, 8.11f, 8.11g, 8.11i), el caudal es directamente proporcional a la carrera según la ecuación:

$$q = K \times l$$

en la que:

q = caudal a pérdida de carga constante

K = constante

l = carrera de la válvula

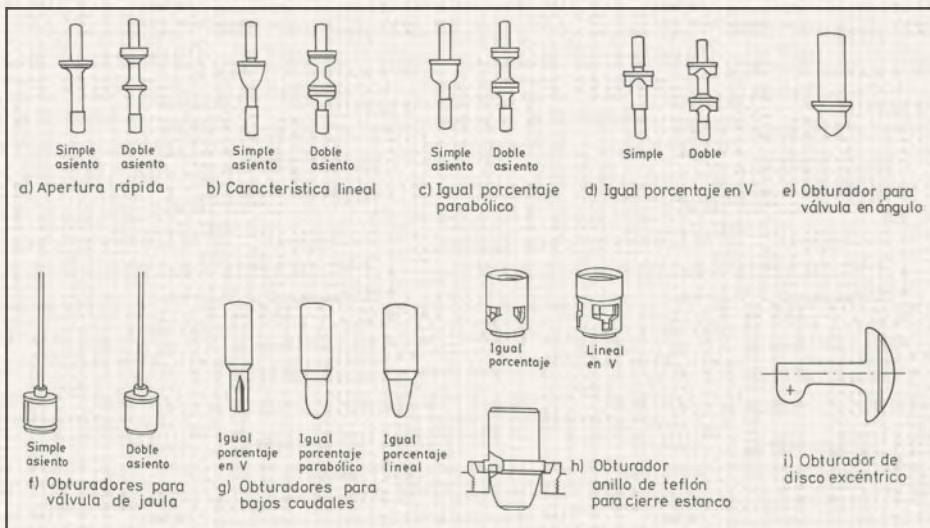


Figura 8.11 Tipos de obturadores

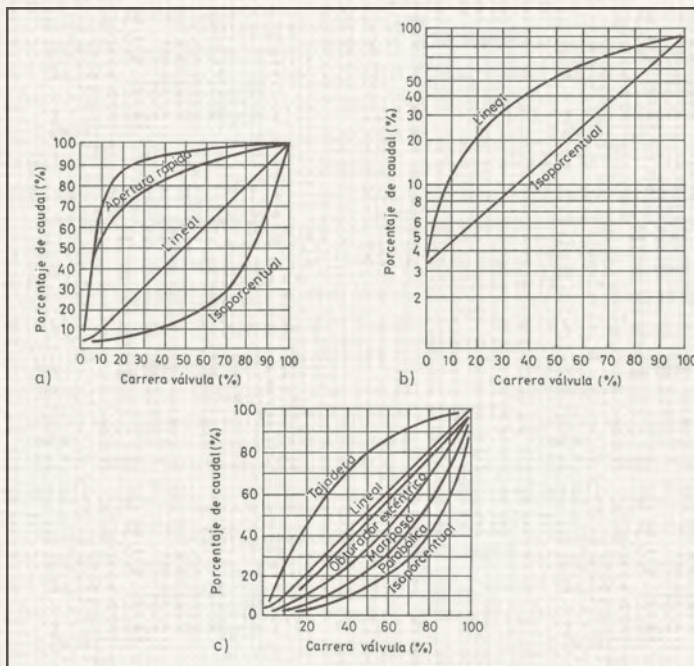


Figura 8.12 Curvas características inherentes de la válvula

Gráficamente se representa por la línea recta de la figura 8.12a. La rangeabilidad (*rangeability*) o *gama de caudales regulables*, que la válvula es capaz de regular manteniendo la curva característica inherente, es de 15 a 1 o de 30 a 1 en la válvula lineal. Si bien, teóricamente, podría ser infinita, las dificultades de fabricación la limitan a este valor.

En el obturador con característica isoporcentual (figuras 8.11b, 8.11f, 8.11g y 8.11i), cada incremento en porcentaje de carrera del obturador produce un incremento porcentual igual en el caudal. La ecuación correspondiente es:

$$\frac{\partial q}{\partial l} = a \times q$$

en la que:

q = caudal a pérdida de carga constante

l = carrera

a = constante

De aquí:

$$\frac{\partial q}{q} = a \partial l$$

E integrando:

$$\int \frac{dq}{q} = \int a \times dl$$

Luego:

$$q = b \times e^{al}$$

en la que:

a y b son constantes

e = base de los logaritmos neperianos

Si suponemos los valores siguientes:

$$l=0; q = q_{\text{mínimo}} = b$$

$$l=1; q = q_{\text{máximo}} = q_{\text{mínimo}} \times e^a$$

Luego:

$$q = q_{\text{mínimo}} \times \left(\frac{q_{\text{máximo}}}{q_{\text{mínimo}}} \right)^l$$

$$\frac{q}{q_{\text{máximo}}} = \frac{1}{\frac{q_{\text{máximo}}}{q_{\text{mínimo}}}} \times \left(\frac{q_{\text{máximo}}}{q_{\text{mínimo}}} \right)^l = \frac{1}{R} \times R^l$$

que da el porcentaje de caudal en función de la rangeabilidad o *gama de caudales regulables* de la válvula. Y, si $R = 50$:

$$\frac{q}{q_{\text{máximo}}} = 0,02 \times 50^l$$

En la figura 8.12 puede verse que su representación gráfica varía si cambia el valor de R . La curva isoporcentual se caracteriza porque al principio de la carrera de la válvula, la variación de caudal es pequeña y, al final, pequeños incrementos en la carrera se traducen en grandes variaciones de caudal.

La curva *característica parabólica* corresponde a la ecuación:

$$q = K \times l^2$$

Las curvas características de las válvulas de tajadera y mariposa pueden verse en la figura 8.12c.

8.1.7.2 Características de caudal efectivas

Hay que señalar que, en la mayor parte de las válvulas que trabajan en condiciones reales, la presión diferencial cambia cuando varía la apertura de la válvula, por lo cual, la curva real que relaciona la carrera de la válvula con el caudal, se aparta de la característica de caudal inherente. Esta nueva curva recibe el nombre de *característica de caudal efectiva*.

Como la variación de presión diferencial señalada depende de las combinaciones entre la resistencia de la tubería y las características de las bombas y tanques del proceso, es evidente que una misma válvula instalada en procesos diferentes presentará, inevitablemente, curvas características efectivas distintas.

Sea, por ejemplo, un circuito típico de un proceso industrial formado por una bomba centrífuga, la válvula de control y la tubería (figura 8.13a). Es evidente que las características de impulsión de la bomba y la pérdida de carga absorbida por el sistema variarán según sea el grado de apertura de la válvula. En la figura 8.13b, puede verse que las diferencias entre la presión de impulsión de la bomba y la pérdida de carga de la tubería al variar el caudal corresponden a la pérdida de carga absorbida por la válvula y que ésta aumenta al disminuir el caudal.

Expresando la pérdida de presión de la válvula a su capacidad nominal (apertura completa), con relación a la pérdida de carga del sistema (línea + válvula) se obtiene un coeficiente r . El valor de este coeficiente dependerá del tamaño relativo de la válvula con relación al de la tubería (menor $\emptyset$ de válvula = mayor valor de r) y de la resistencia de la tubería con relación al conjunto (menor resistencia = mayor r).

Para cada valor de r puede construirse una curva característica efectiva que se apartará de la curva inherente y que coincidirá con ella cuando $r = 1$, es decir, cuando la línea no absorbe presión y queda toda disponible para la válvula. Si el valor de r fuera muy pequeño, la válvula de control absorbería muy poca presión y quedaría muy distorsionada la característica inherente (figuras 8.13c y 8.13d).

Para que la exposición sea más clara estudiemos la variación de r en un proceso más sencillo en el que la pérdida de carga total del sistema es constante (caso de un depósito que descarga a un nivel más bajo a través de una válvula de control (figura 8.13e), en lugar de depender de la característica de una bomba como en el ejemplo anterior estudiado.

De un modo general, el caudal que pasa por la válvula corresponde a la ecuación:

$$Q_v = K \times A \times \sqrt{\Delta p}$$

en la que:

Q_v = caudal a través de la válvula

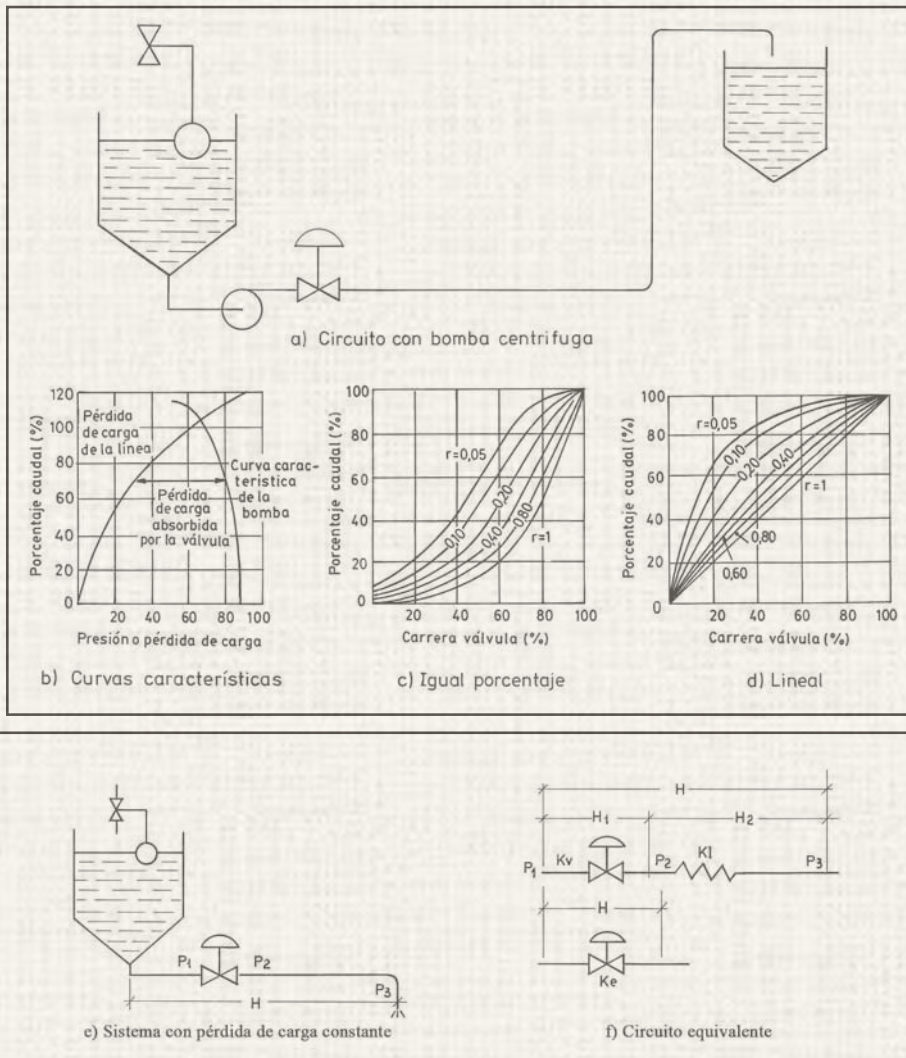


Figura 8.13 Curvas características efectivas de una válvula de control

K = constante

A = área de paso

Δp = presión diferencial a través de la válvula

Si consideramos una pérdida de carga de 1 bar y llamamos K_v al caudal que circula, tenemos:

$$K_v = K \times A$$

Luego:

$$Q_v = K_v \sqrt{\Delta p}$$

Y, por analogía, el caudal que pasa por la tubería es:

$$Q_l = K_l \sqrt{\Delta p}$$

Expresión en la que K_l es el caudal que pasa por la tubería con una pérdida de carga de 1 bar; es decir, es una constante.

Por otro lado, el coeficiente efectivo de la válvula que sustituye al conjunto anterior válvula + tubería sería K_e .

Representando con H las caídas de presión, pueden establecerse las siguientes ecuaciones:

$$Q = K_v \sqrt{H_1} = K_l \sqrt{H_2} = K_e \sqrt{H}$$

$$H = H_1 + H_2 = Q^2 \times \left(\frac{1}{K_v^2} + \frac{1}{K_l^2} \right)$$

Luego:

$$K_e = \frac{K_v}{\sqrt{1 + \left(\frac{K_v}{K_l} \right)^2}}$$

Y, como:

$$\frac{K_v}{K_{v \max}} = q_i$$

siendo q_i la característica de caudal inherente resulta:

$$K_e = \frac{K_{v \max}}{\sqrt{\left(\frac{K_{v \max}}{K_l} \right)^2 + \frac{1}{q_i^2}}}$$

Cuyo valor máximo es:

$$K_{e \max} = \frac{K_{v \max}}{\sqrt{\left(\frac{K_{v \max}}{K_l} \right)^2 + 1}}$$

Luego:

$$\frac{K_e}{K_{e \max}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{K_{v \max}}{K_l} \right)^2 + 1}}{\sqrt{\left(\frac{K_{v \max}}{K_l} \right)^2 + \frac{1}{q_i^2}}}$$

Y, como:

$$r = \frac{H_1}{H} = \frac{\frac{Q_{max}^2}{K_{vmax}^2}}{\frac{Q_{max}^2}{K_{vmax}^2} + \frac{Q_{max}^2}{K_l^2}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{K_{vmax}}{K_l} \right)^2}$$

Y, sustituyendo en la ecuación anterior, se obtiene la expresión final:

$$q_e = \frac{1}{\sqrt{1 - r + \frac{r}{q_i^2}}}$$

que es una familia de curvas efectivas función del valor de r y de la característica inherente q_i . Si $r = 1$, la característica inherente se confunde con la efectiva.

Si la característica es lineal, $q_i = K \times l$, resulta:

$$q_e = \frac{1}{\sqrt{1 - r + \frac{r}{K^2 \times l^2}}}$$

Si la característica es isoporcentual con *rangeabilidad* $R = 50$, $q_i = 0,02 \times 50^l$, resulta:

$$q_e = \frac{1}{\sqrt{1 - r + \frac{r}{0,0004 \times 50^{2l}}}}$$

Estas dos familias de curvas están representadas en las figuras 8.13c y 8.13d, respectivamente. En la figura 8.13c puede verse que la característica isoporcentual se desplaza gradualmente hacia una curva característica lineal al ir disminuyendo r , es decir, al bajar la pérdida de carga disponible para la válvula y aumentar simultáneamente el porcentaje de pérdida de presión en la línea. Asimismo, en la figura 8.13d se aprecia que la curva característica inherente lineal se va aproximando a una curva de apertura rápida al ir disminuyendo el valor de r .

8.1.7.3 Selección de la característica de la válvula

Las *curvas efectivas* de las válvulas de control plantean un problema, el de la selección de la curva adecuada que satisfaga las características del proceso. Este punto no está suficientemente definido y es motivo de discusión constante motivada, en parte, por la falta de datos completos del proceso, de los cuales se carece a menudo: incluso a veces existe un desacuerdo aparente entre los estudios prácticos y teóricos realizados sobre la válvula.

Desde un punto de vista ideal, la característica efectiva de la válvula debe ser tal que el bucle de control tenga la misma estabilidad para todas las variaciones de carga del proceso. Un bucle de control es estable si la ganancia del bucle es menor que 1.

En el proceso (figura 8.14a), la ganancia total del bucle de control equivale al producto de las ganancias del proceso, del transmisor, del controlador y de la válvula de control.

Es decir, a:

$$G = \frac{\Delta v}{\Delta q} \times \frac{\Delta t}{\Delta v} \times \frac{\Delta s}{\Delta t} \times \frac{\Delta q}{\Delta s}$$

expresión en la que:

Δq = variación de caudal del fluido de control

Δv = incremento de la variable del proceso

Δt = incremento de la señal de salida del transmisor

Δs = incremento de la señal de salida del controlador a la válvula de control

Para facilitar el estudio dinámico, el transmisor y la válvula de control se consideran incluidos dentro del proceso, con lo cual la expresión anterior pasa a:

$$G = \frac{\Delta s}{\Delta t} \times \frac{\Delta t}{\Delta s}$$

Es evidente que la válvula de control puede modificar la ganancia del bucle. De aquí, la conveniencia de estudiar esta influencia a fin de que las variaciones que produzca, sobre la ganancia total del bucle, no den lugar a inestabilidad en el proceso para algunos puntos o en toda la carrera de la válvula.

Para simplificar el estudio consideraremos que las ganancias del transmisor y del controlador son constantes.

Señalemos que muchos procesos son lineales, es decir, sus ganancias se mantienen constantes:

$$\left(\frac{\Delta v}{\Delta q} \right) = cte$$

Así sucede en el control de nivel y de caudal con señal lineal.

En otros procesos, la ganancia deja de ser constante tal como ocurre en el control de presión, en la medida de caudal con elemento deprimógeno de diafragma y en el control de temperatura en un intercambiador.

En el *control de presión* de la figura 8.14b, la ganancia del proceso es $\Delta v / \Delta q$.

Aplicando la fórmula clásica de las válvulas de control, que más adelante se expondrá, resulta:

$$q = K_v \sqrt{\frac{v - p_0}{\rho_0}} = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_0}}$$

en la que:

q = caudal

K_v = constante

$v - p_0 = \Delta p$ = presión diferencial

ρ_0 = densidad del fluido

O bien:

$$\Delta p = \frac{q^2}{K_v^2} \times \rho_o$$

La variación de presión, respecto al caudal, es:

$$\frac{\Delta p}{\Delta q} = \frac{2q}{K_v^2} \times \rho_o$$

Expresión en la que puede verse que la ganancia del proceso es directamente proporcional al caudal del producto.

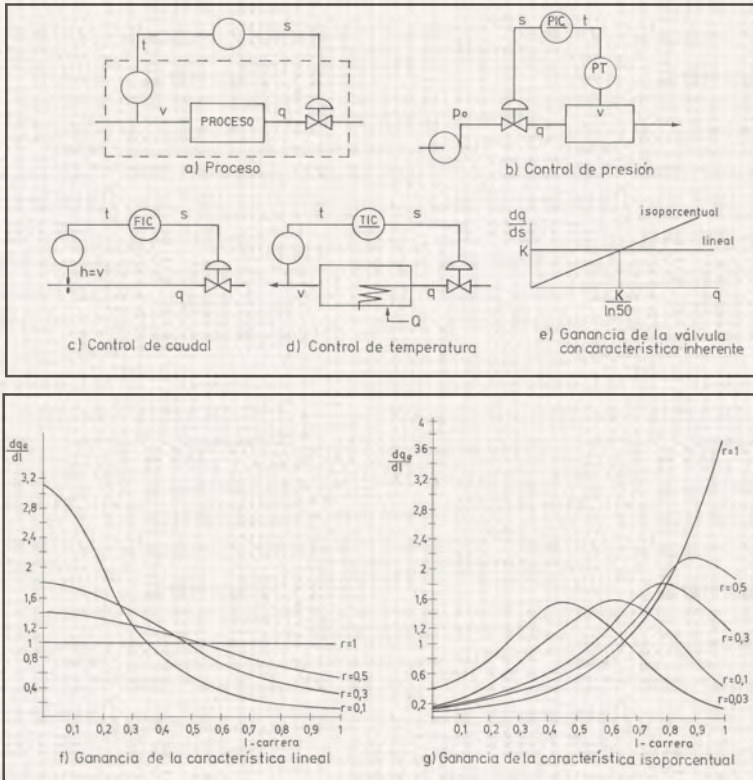


Figura 8.14 Ganancias de los elementos del bucle de control

En el *control de caudal* medido con una placa-orificio (figura 8.14c), la ganancia del proceso equivale a la relación:

$$\frac{\Delta v}{\Delta q} = \frac{\Delta h}{\Delta q} = \frac{dh}{dq} = \frac{2q}{K^2}$$

siendo q el caudal, K una constante y h la presión diferencial generada por la placa-orificio. Esta ganancia es, pues, directamente proporcional al caudal.

En los procesos de *regulación de temperatura* en intercambiadores de calor, la ganancia es inversamente proporcional al caudal del producto. En efecto, sea por ejemplo el control de temperatura realizado mediante un fluido térmico y representado en la figura 8.14d para un producto que, para simplificar, consideramos agua.

Se verifica la ecuación:

$$Q\Delta v = q \times c \times \Delta t_f$$

en la que:

Q = caudal de agua (producto que se calienta)

v = temperatura de entrada del producto (agua)

q = caudal de fluido térmico

c = calor específico del fluido térmico

t_f = temperatura del fluido térmico de entrada

Habiendo considerado que el rendimiento de la instalación es la unidad y que la temperatura de referencia es 0 °C. Luego, derivando la expresión anterior con relación a q , resulta:

$$Q \frac{dv}{dq} = c \times \Delta t_f$$

Luego:

$$\frac{dv}{dq} = \frac{c \times \Delta t_f}{Q}$$

Es decir, la ganancia del proceso es inversamente proporcional a los cambios de carga del producto.

Hay que señalar que los casos estudiados son muy simples y además se han simplificado. Por otro lado, existen varios factores de no linealidad que alteran las características de caudal supuestas. Entre estos factores se encuentran:

- En las proximidades del cierre del obturador de la válvula, las curvas reales de caudal se apartan de las teóricas, con la excepción de las válvulas de movimiento rotativo.
- El área del diafragma del servomotor neumático y la fuerza de la presión diferencial sobre el obturador, en relación a la carrera, no son constantes, si bien el problema puede solucionarse suficientemente con los posicionadores.
- La curva característica de caudal en los líquidos es distinta en los gases y vapores.

Así pues, cuando se consideran los cambios de carga y las perturbaciones reales que pueden presentarse en el proceso, puede ocurrir muy bien que no exista ninguna válvula de control comercial que compense totalmente las variaciones de ganancia del proceso, en cuyo caso, la selección de la válvula será un compromiso entre la estabilidad del bucle y su rapidez de respuesta ante las perturbaciones.

La *ganancia de la válvula de control* viene expresada como la relación entre el incremento del caudal de salida y el incremento en la señal de entrada. Como en la práctica la variación en la señal de entrada es casi lineal con la carrera, puede admitirse que la ganancia equivale a dq_e / dl , siendo q_e el caudal efectivo de paso por la válvula y l la carrera.

Por otro lado:

$$\frac{dq_e}{dl} = \frac{dq_e}{dq_i} \times \frac{dq_i}{dl}$$

siendo q_i la característica inherente de la válvula. Como la característica efectiva es:

$$q_e = \frac{1}{\sqrt{1-r+\frac{r}{q_i^2}}}$$

Resulta:

$$\frac{dq_e}{dq_i} = -\frac{1}{2} \left(1-r+\frac{r}{q_i^2}\right)^{-\frac{3}{2}} \left(-\frac{r \times 2q_i}{q_i^4}\right) = \frac{r}{q_i^3} \times \frac{1}{\sqrt{\left(1-r+\frac{r}{q_i^2}\right)^3}}$$

Y, si la válvula es *lineal* ($q_i = K \times l$), resulta:

$$\frac{dq_i}{dl} = K$$

Si la válvula es *isoporcentual* con rangeabilidad 50 ($q_i = 0,02 \times 50^l$), resulta:

$$\frac{dq_i}{dl} = 0,02 \times 50^l \times \ln 50 = q_i \ln 50$$

Con lo cual, la ganancia en la válvula lineal es:

$$\frac{dq_e}{dl} = \frac{r}{K^3 l^3} \times \frac{1}{\sqrt{\left(1-r+\frac{r}{K^2 l^2}\right)^3}} \times K$$

Y, en la válvula isoporcentual, es:

$$\frac{dq_e}{dl} = \frac{r}{(0,02 \times 50^l)^3} \times \frac{0,02 \times 50^l \times \ln 50}{\sqrt{\left(1-r+\frac{r}{(0,02 \times 50^l)^2}\right)^3}}$$

Que están representadas en las figuras 8.14f y 8.14g.

Como es natural, si considerásemos sólo las características inherentes, las ganancias serían:

Válvula lineal:

$$\frac{dq_i}{dl} = K$$

Válvula isoporcentual con rangeabilidad 50:

$$\frac{dq_i}{dl} = q \times \ln 50$$

Estas últimas ecuaciones nos indican que la válvula lineal tiene ganancia constante y que en la válvula isoporcentual la ganancia es directamente proporcional al caudal (figura 8.14e). En los procesos lineales, con ganancia constante (nivel, caudal con señal lineal) interesará que la válvula se comporte también linealmente, es decir, que tenga ganancia constante a fin de no cambiar la ganancia total del bucle. La familia de curvas de la figura 8.14f nos señala las variaciones de ganancia que tienen lugar al modificarse la carrera. Comparando estas curvas con las de la figura 8.12d se aprecia que el control deja de ser apreciablemente lineal por debajo de $r = 0,4$, que es demasiado sensible y casi inestable en la parte inicial de la carrera y que se vuelve notablemente "perezoso" en la parte final, al necesitar una variación grande en la carrera de la válvula para aumentar apreciablemente el caudal. Así pues, en estos procesos lineales, la válvula isoporcentual es la más adecuada para r menor de 0,4, ya que su característica efectiva se aproxima a la curva característica lineal.

En el caso en que por exigencias del proceso, la pérdida de carga a través de la válvula sea elevada, del orden del 30% o más de la pérdida de carga total del sistema, es obvio que la válvula más idónea a emplear es la isoporcentual. Asimismo, aceptando que la válvula automática debe absorber una pérdida de carga determinada para realizar bien sus funciones de control, cuanto mayor sea ésta con relación a la total del sistema (r lo mayor posible) tanto más preferible será la selección de una válvula lineal.

En los procesos de caudal y de control de temperatura estudiados en que la ganancia era directamente proporcional al caudal de la válvula e inversamente proporcional al caudal del producto respectivamente, es preferible la característica isoporcentual según se desprende de las figuras 8.12c y 8.14g. En efecto, en la característica isoporcentual (%) inherente de la válvula con rangeabilidad 50, la ganancia, como relación entre el caudal y la carrera, es $dq_i / dl = q \times \ln 50$ directamente proporcional al caudal, lo que compensa bastante las variaciones de ganancia del proceso. Al ir disminuyendo el valor de r , la válvula tiende a una característica lineal con ganancia casi constante y la compensación existirá para caudales bajos hasta la mitad de la carrera aproximadamente; esto indica que un bucle de control ajustado a valores bajos de demanda de caudal del fluido de control, es decir, con la válvula sobredimensionada se volverá "perezoso" para valores altos, ya que en esta zona la ganancia de la válvula será pequeña.

Hay que señalar que la ganancia de la válvula isoporcentual de la figura 8.14g suele presentar picos por encima del valor unidad, de tal modo que es posible que en procesos determinados se presenten inestabilidades en algunos puntos de la carrera de la válvula. Estas anomalías pueden corregirse disminuyendo la ganancia del controlador con lo que desaparecen estos puntos o zonas de inestabilidad, pero entonces el control se vuelve más perezoso en los restantes puntos de la carrera, siendo más lenta la respuesta del sistema. Este fenómeno podría subsanarse con una válvula de curva característica especial, pero ello es antieconómico y difícil de realizar porque esta curva característica debería calcularse desarrollando cálculos teóricos engorrosos que, en general, no sería factible efectuar por el desconocimiento de los datos completos del proceso.

Si en algún caso la característica de la válvula no es la adecuada para el proceso a controlar, puede acudir a sustituir el obturador o bien a emplear un posicionador con levas adecuadas o dispositivos electrónicos que modifiquen la característica, punto éste que se estudiará más adelante.

Por otro lado, hay que hacer notar que la válvula isoporcentual tiene una rangeabilidad superior a la de la válvula lineal (50:1 la primera contra 15:1 la segunda).

Así, pues, la elección se centra fundamentalmente en la válvula lineal o en la isoporcentual. En general, podemos afirmar que la válvula más empleada es la isoporcentual, en particular cuando el comportamiento dinámico del proceso no es bien conocido o bien se sospecha que la válvula está mal calculada por no ser fiables los datos del proceso que han servido de base al cálculo, o bien existen cambios de carga importantes. En la tabla 8.13 se expone un resumen de criterios de selección de la curva característica de la válvula de control.

Selección de curvas características de la válvula de control					
Variable	Características del proceso	Situación de la válvula	Δp en la válvula	Curva característica	
Presión	Rápido		Cualquiera	Igual porcentaje (%)	
	Lento		Constante o bien Δp caudal max > 0,2 Δp caudal min	Lineal	
			Δp caudal max < 0,2 Δp caudal min	Igual porcentaje (%)	
Caudal	Señal del transmisor lineal	Serie (en la impulsión de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
		Bypass (válvula instalada en un ramal a la salida de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
	Señal del transmisor cuadrática	Serie (en la impulsión de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
		Bypass (válvula instalada en un ramal a la salida de la bomba)		Variación punto de consigna = Igual porcentaje (%)	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
Nivel			Constante	Lineal	
			Δp caudal max > 0,2 Δp caudal min	Igual porcentaje (%)	
			Δp caudal max < 0,2 Δp caudal min	Apertura rápida	
Temperatura	General			Igual porcentaje (%)	

Tabla 8.13 Selección de curvas características de las válvulas de control. Fuente: Fisher (Emerson)

8.1.8 Servomotores

Los *servomotores* pueden ser neumáticos, eléctricos, hidráulicos, digitales y manuales, si bien se emplean generalmente los dos primeros por ser más simples, de actuación rápida y tener una gran capacidad de esfuerzo.

Puede afirmarse que el 90% de las válvulas de control utilizadas en la industria son accionadas neumáticamente.

8.1.8.1 Servomotor neumático

El *servomotor neumático* (figura 8.15a) consiste en un diafragma con resorte que trabaja (con algunas excepciones) entre 3 y 15 psi (0,2-1 bar), es decir, que las posiciones extremas de la válvula corresponden a 3 y 15 psi (0,2 y 1 bar).

Al aplicar una cierta presión sobre el diafragma, el resorte se comprime de tal modo que el mecanismo empieza a moverse y sigue moviéndose hasta que se llega a un equilibrio entre la fuerza ejercida por la presión del aire sobre el diafragma y la fuerza ejercida por el resorte.

El *servomotor* puede ser de acción directa o inversa.

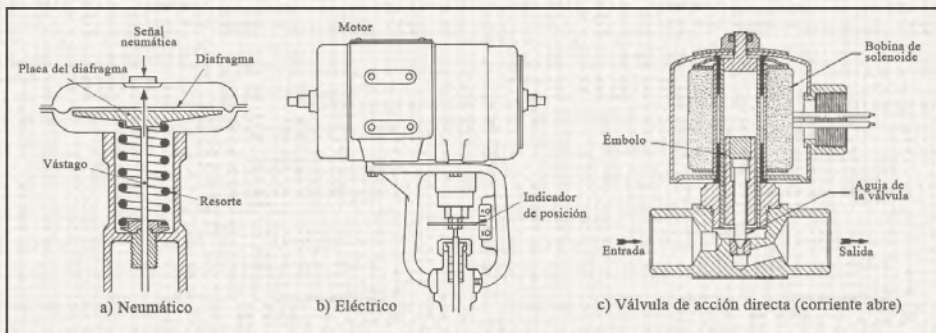


Figura 8.15 Servomotores neumático, eléctrico y válvula de solenoide

Será de *acción directa* cuando la presión de aire actúa en la cámara superior del servomotor, es decir, cuando la fuerza sobre el diafragma es ejercida hacia abajo, con lo que el vástago se extiende. Un resorte situado al otro lado del diafragma con un punto de apoyo fijo en su extremo inferior, equilibra la acción del aire.

Será de *acción inversa* cuando la presión de aire actúa en la cámara inferior del servomotor, es decir, cuando la fuerza sobre el diafragma es ejercida hacia arriba, con lo que el vástago se contrae.

Aplicado a una válvula solenoide (figura 8.15c), cuando la bobina está desexcitada la válvula está cerrada y al dar corriente el vástago es atraído por la bobina y la válvula se abre.

Estableciendo un paralelo con la válvula neumática al dar aire la válvula se abre y sin aire pasa a la posición de cierre. Se trata de una válvula de acción directa. Siguiendo estas consideraciones, al acoplar el servomotor neumático a la válvula, los términos aplicables desde el punto de vista de seguridad son:

- En fallo de aire (o sin aire) la válvula abre. Resorte abre. Aire para cerrar. Acción directa.
- En fallo de aire (o sin aire) la válvula cierra. Resorte cierra. Aire para abrir. Acción inversa.

Debe existir una proporcionalidad entre las señales intermedias y sus correspondientes posiciones. En la práctica las válvulas de control se desvían de este comportamiento debido a las causas siguientes:

1. Rozamientos en la estopada.
2. Histéresis y falta de linealidad del resorte.
3. Área efectiva del obturador que varía con la carrera del vástago de la válvula.
4. Esfuerzo en el obturador de la válvula creado por la presión diferencial del fluido.
5. Fuerza adicional del servomotor necesaria para conseguir un cierre efectivo entre el obturador y el asiento (fuerza de asentamiento).

En la válvula existe un equilibrio entre estas diversas fuerzas que viene dado por la siguiente fórmula (figura 8.16).

$$F_a \geq F_r + F_s + F_w + F_{b1} \pm F_{b2} + F_p$$

en la que:

F_a = fuerza resultante obtenida por el servomotor, en kg

Figura 8.16 Fuerzas que actúan en una válvula de control

En una válvula de acción inversa (sin aire cierra - aire para abrir) es:

$$F_a = A_d F_1 \times 1,02$$

en la que:

F_1 = compresión inicial del muelle a carrera cero, en bar

Los fabricantes de válvulas normalizan los tamaños de los servomotores de acuerdo con el tamaño de los cuerpos de las válvulas donde van montados. A veces ocurre que la fuerza que proporciona un servomotor estándar no es suficiente, y es necesario utilizar un actuador sobredimensionado que para el mismo campo de compresión permita una mayor fuerza, gracias a su mayor área efectiva en el diafragma y a la mayor carrera del vástago del obturador.

Hay que señalar que los muelles que se oponen al diafragma poseen las características siguientes:

- *Margen de compresión.* Por ejemplo, 3 a 15 psi (0,2-1 bar).
- *Carrera.*
- *Gradiente.* Fuerza requerida para comprimir el muelle 1 cm.
- *Flexión total.* Centímetros de longitud con que el muelle puede comprimirse hasta que las espiras se toquen y sea imposible una compresión ulterior.

Para asegurar que las espiras del muelle no se toquen entre sí se acostumbra a utilizar, solamente, entre el 80% y 85% de la flexión total como máximo. Esto significa que restando de la carrera de la válvula, los cm de flexión total, queda como remanente la longitud de compresión inicial del muelle. Es decir, esta compresión inicial en centímetros multiplicada por el gradiente del muelle es igual a la fuerza que ejerce el resorte cuando no hay señal neumática en el servomotor.

La fuerza de rozamiento F_r , en la estopada se produce entre el vástago de la válvula y la empaquetadura y depende del tipo de empaquetadura (teflón, teflón-asbestos, grafito-asbestos, etc.), de su longitud, de la compresión a que está sometida, de la temperatura, de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, del estado de la superficie del vástago, etc. Es prácticamente imposible calcular exactamente estas influencias en una válvula de control. Una regla práctica da los valores siguientes:

Tipo de empaquetadura	Límites de presión y temperatura para un límite de 100 PPM	Servicio sin límites fijados por el medio ambiente	Rendimiento de la empaquetadura contra fugas	Índice de vida útil	Rozamiento de la estopada
PTFE anillo en V	20.7 bar / -18°C a 93° C	-46°C a 232 °C	Mejor	Largo	Muy bajo
PTFE doble anillo en V	_____	-46°C a 232 °C	Mejor	Largo	Bajo
Sello Enviro-PTFE	-46 °C a 232 °C	-46°C a 232 °C	El mejor	Muy largo	Bajo
Doble sello Enviro-PTFE	51.7 bar / -46 °C a 232 °C	-46°C a 232 °C	El mejor	Muy largo	Bajo
Kalrez con PTFE (KVSP 400)	24.1 bar / 4 °C a 204 °C	-40 °C a 204 °C	El mejor	Largo	Bajo
Kalrez con ZYMAXX (KVSP 500)	24.1 bar / 4 °C a 260 °C	-40 °C a 260 °C	El mejor	Largo	Bajo
Sello Enviro-Grafito ULF	103 bar / -7 °C a 315 °C	207 bar / -198 °C a 371 °C	El mejor	Muy largo	Medio
Sello de calidad Enviro-Grafito ULF	103 bar / -7 °C a 315 °C	290 bar / -198 °C a 538 °C	El mejor	Muy largo	Medio
Compuesto de grafito/Sello de calidad de grafito	_____	290 bar / -198 °C a 649 °C	Mejor	Muy largo	Muy alto
Filamento grafito esparto	_____	290 bar / -198 °C a 538 °C	Bueno	Moderado	Alto
Grafito ULF	_____	290 bar / -198 °C a 538 °C	Mejor	Muy largo	Medio

Tabla 8.14 Fuerza de rozamiento de la estopada. Fuente: Fisher (Dresser)

La *fuerza de asentamiento* permite cerrar la válvula y conseguir que la fuga de fluido sea mínima: su valor depende del grado de mecanización del asiento y del obturador.

La fuerza de asentamiento en kg equivale aproximadamente a 0,25-0,75 veces la circunferencia en cm del aro del asiento. Puede aplicarse la fórmula general con un valor medio de 0,5:

$$F_s = 0,5 \times \pi \times D_s$$

en la que:

F_s = fuerza de asentamiento, en kg

D_s = $\varnothing$ interior del asiento, en cm

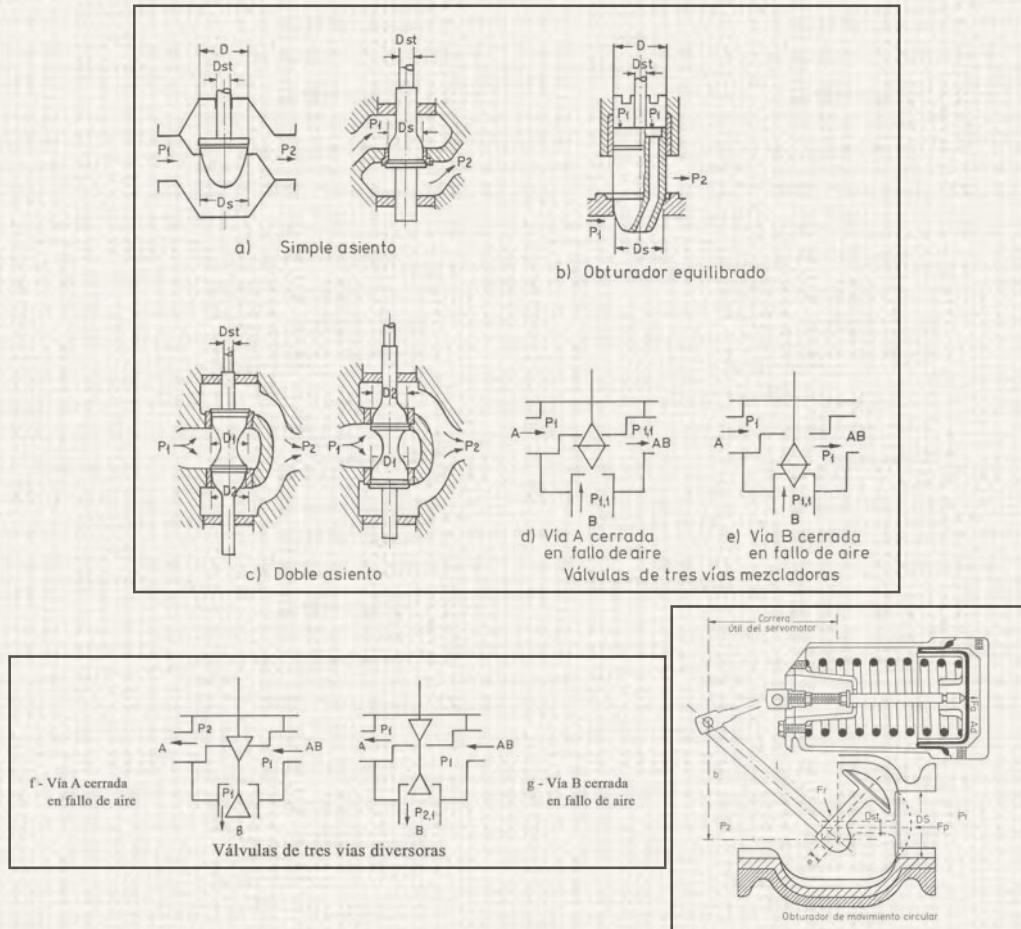


Figura 8.17 Fuerzas estáticas sobre el obturador en varios tipos de válvulas

En las válvulas con obturador de movimiento rotativo, la fuerza de asentamiento se ve facilitada por la relación de brazos de palanca del acoplamiento entre el vástago del servomotor y el árbol del obturador. Esta relación es de 3 o más, con lo cual el servomotor puede ser más pequeño que en las válvulas con obturador de movimiento lineal. Por otro lado, el rozamiento en posición de

cierre de las válvulas de obturador de disco excéntrico y de mariposa sólo se presenta para ángulos de apertura muy pequeños, mientras que, en las válvulas de globo y de bola, el elemento de cierre está en contacto con el asiento, con lo que el rozamiento es más importante.

El *peso del obturador* F_w sólo se considera cuando la válvula está en posición vertical.

La *fuerza elástica* F_{bl} del fuelle de estanqueidad obliga a una fuerza adicional en el servomotor para comprimir o tensionar los fuelles. La *fuerza de desequilibrio* F_{b2} del fuelle de estanqueidad es igual al producto del área efectiva del fuelle por la presión del fluido existente en la válvula de control.

Las *fuerzas estáticas y dinámicas* F_p en las válvulas de control son debidas, en mayor parte, a la presión del fluido sobre el obturador. En la práctica, las fuerzas dinámicas no se conocen perfectamente debido a la falta de datos de ensayo suficientes. Entre las mismas, figuran el empuje lateral del fluido y el fenómeno de succión del obturador cuando éste se aproxima al asiento debido al aumento de velocidad que se produce en el fluido. La influencia de las fuerzas dinámicas es casi despreciable frente a las demás fuerzas estáticas, en particular con el obturador en la posición de cierre. Estas fuerzas varían según el tipo de válvula:

En una válvula de simple asiento en la posición de cierre, la presión de salida P_2 es generalmente igual a cero. Examinando la figura 8.17 puede verse:

$$F_p = A_s \times P_1 \times 1,02 - (A_s - A_{st}) P_2 \times 1,02$$

Y, si $P_2 = 0$, resulta:

$$F_p = A_s \times P_1 \times 1,02$$

en las que:

$$A_s = \text{área del asiento en cm}^2 = \pi D_s^2 / 4$$

$$A_{st} = \text{área transversal del vástago en cm}^2 = \pi D_s^2 / 4$$

$$P_1 = \text{presión de entrada en bar}$$

$$P_2 = \text{presión de salida en bar}$$

Y, para una válvula con el vástago en contacto con el líquido de entrada, sería:

$$F_p = (A_s - A_{st}) P_1 \times 1,02 - A_s \times P_2 \times 1,02 = A_s (P_1 - P_2) \times 1,02 - A_{st} \times P_1 \times 1,02$$

Y, si $P_2 = 0$:

$$F_p = (A_s - A_{st}) P_1 \times 1,02$$

En una válvula con obturador equilibrado (figura 8.17b):

$$F_p = A_s \times P_1 \times 1,02 - (A_p - A_{st}) \times P_1 \times 1,02, \text{ cuando } P_2 = 0$$

en la que:

$$A_p = \text{área superior del obturador}$$

En una *válvula de doble asiento equilibrada* (figura 8.17c) las áreas de los dos asientos son distintas para permitir que un obturador pase por el área libre del asiento del otro y así poder montar o desmontar la válvula.

Luego:

$$F_p = (A_{s1} - A_{s2}) \times P_1 \times 1,02, \text{ con } P_2 = 0$$

en la que:

A_{s1} = área del asiento superior, en cm

A_{s2} = área del asiento inferior, en cm

En las *válvulas de tres vías mezcladoras* se presentan los siguientes casos:

a) *Servomotor de acción directa*. Vía A cerrada en fallo de aire (figura 8.17d):

$$F_p = (A_s - A_{st}) P_1 \times 1,02 - A_s \times P_{11} \times 1,02$$

O bien:

$$F_p = (A_s - A_{st}) P_1 \times 1,02, \text{ cuando } P_{11} = 0$$

La fuerza sobre el diafragma F_a , que debe equilibrar la fuerza sobre el obturador, es igual a $A_d \times F$, cuando la vía B está cerrada, siendo F_1 la compresión inicial del muelle a carrera cero del obturador en bar. Luego:

$$F_p = A_s \times P_{11} \times 1,02 - (A_s - A_{st}) P_1 \times 1,02$$

Con:

$$F_p = A_s \times P_{11} \times 1,02, \text{ cuando } P_1 = 0$$

Y siendo:

F_{sr} = fuerza debida a la compresión final del muelle a carrera total (kg)

F_2 = compresión final del muelle a carrera total, en bar

Resulta:

$$F_a = A_d \times P_a \times 1,02 - F_{sr} = A_d (P_a - F_2) \times 1,02$$

b) *Servomotor de acción inversa*. Vía B cerrada en fallo de aire (figura 8.17e):

Cuando la vía B está cerrada:

$$F_a = A_d \times F_1 \times 1,02$$

Cuando la vía A está cerrada:

$$F_a = A_d \times P_a - F_{sr} = A_d (P_a - F_2) \times 1,02$$

En las *válvulas de tres vías divisoras* pueden presentarse los siguientes casos:

a) *Servomotor de acción inversa*. Vía A cerrada en fallo de aire (figura 8.17f):

Cuando la vía A está cerrada:

$$F_p = A_s \times P_1 \times 1,02 - (A_s - A_{st}) \times P_2 \times 1,02$$

Con:

$$F_p = A_s \times P_1 \times 1,02, \text{ para } P_2 = 0$$

Y:

$$F_a = A_d \times F_l \times 1,02$$

Cuando la vía B está cerrada:

$$F_p = (A_s - A_{st}) \times P_l \times 1,02 - A_s \times P_{2l} \times 1,02$$

con P_{2l} la presión posterior en la vía B.

Con:

$$F_p = (A_s - A_{st}) P_l \times 1,02, \text{ si } P_{2l} = 0$$

Y:

$$F_a = A_d \times P_a \times 1,02 - F_{sr} = A_d (P_a - F_2) \times 1,02$$

b) *Servomotor de acción directa*. Vía B cerrada en fallo de aire (figura 8.17g):

Cuando la vía B está cerrada:

$$F_a = A_d \times F_l \times 1,02$$

Cuando la vía A está cerrada:

$$F_a = A_d \times P_a \times 1,02 - F_{sr} = A_d (P_a - F_2) \times 1,02$$

En las válvulas de obturador de disco excéntrico rotativo (figura 8.17h) en posición de cierre, y con el fluido tendiendo a abrir, el equilibrio entre fuerzas da:

$$F_p = A_d \times P_a \times 1,02 - (A_s - A_{st}) \times P_2 \times 1,02$$

Y, si $P_2 = 0$, resulta:

$$F_p = A_d \times P_a \times 1,02$$

Y para una válvula con el fluido tendiendo a cerrar:

$$F_p = (A_s - A_{st}) \times P_l \times 1,02 - A_s \times P_2 \times 1,02 = A_s \times (P_l - P_2) \times 1,02 - A_{st} \times P_l \times 1,02$$

Y, si $P_2 = 0$, resulta:

$$F_p = (A_s - A_{st}) \times P_l \times 1,02$$

A señalar que para pasar de la fuerza F_p sobre el obturador, al par que debe ejercer el servomotor para cerrar la válvula, se tiene:

$$F_p \times l$$

Y el par que debe ejercer el servomotor para cerrar la válvula es:

$$F_p \times e$$

siendo e la distancia entre el eje del obturador y su centro de giro.

La fuerza que ejerce el servomotor es:

$$(F_p \times e) / l$$

siendo l la longitud del brazo de unión entre el vástago del servomotor y el obturador.

Varios ejemplos aclararán este estudio al lector.

EJEMPLO 1

Determinar la fuerza máxima del servomotor en una válvula de control de las siguientes características:

$$A_d = 940 \text{ cm}$$

Campo de trabajo del muelle = 0,4-2 bar

Carrera del servomotor = 51 mm

Válvula de tamaño 2" (50 mm) con obturador en V

Ø interior del asiento = 5,08 cm. Área del asiento = 20,27 cm²

Carrera del obturador = 23,8 mm. Área transversal del vástago = 0,97 cm²

Peso del obturador = 8 kg

En fallo de aire abre. Aire para cerrar. Acción directa

Margen de trabajo del muelle para un recorrido del obturador de 23,8 mm:

$$\frac{2-0,4}{51} \times 23,8 = 0,74 \text{ bar}$$

La compresión inicial del muelle es, pues:

$$2 - 0,74 = 1,26 \text{ bar}$$

Y el margen de compresión será de 1,26 - 2 bar. Luego, la fuerza del actuador con la válvula en posición de cierre es:

$$F_a = A_d \times F_l \times 1,02 = 940 \times 1,26 \times 1,02 = 1208 \text{ kg}$$

La fuerza de rozamiento se considera aproximadamente de:

$$F_r = 10 \text{ kg (para válvulas de } 1\frac{1}{2}'' \text{ a } 2\frac{1}{2}'')$$

La fuerza de asentamiento:

$$F_s = 0,5 \times \pi \times 5,08 = 8 \text{ kg}$$

El peso del obturador $F_w = 8 \text{ kg}$.

La fuerza estática sobre el obturador:

$$F_p = (A_s - A_{st}) \times P_l \times 1,02 = (20,27 - 0,97) \times P_l \times 1,02$$

Y, finalmente:

$$1208 \text{ kg} = F_a \geq 10 + 8 + 8 + (20,27 - 0,97) P_l \times 1,02$$

Resolviendo esta ecuación, $P_l = 58,8 \text{ bar}$ (60 kg/cm²), es decir, la máxima presión de cierre o la presión de entrada del fluido será de 58,8 bar (60 kg/cm²).

EJEMPLO 2

Con la misma válvula, pero de acción inversa (cierra en fallo de aire - aire para abrir) y con un campo de trabajo de 0,2 a 1 bar y una presión máxima de aire de 1,4 bar, resulta:

Margen de trabajo del muelle para un recorrido del obturador de 213,8 mm:

$$\frac{(1-0,2) \times 23,8}{51} = 0,37 \text{ bar}$$

Compresión final del muelle $0,2 + 0,37 = 0,57 \text{ bar}$.

Margen de compresión $0,2 - 0,57 \text{ bar}$.

$$F_a = A_d (P_a - F_2) \times 1,02 = 940 \times (1,4 - 0,57) \times 1,02 = 795,8 \text{ kg}$$

$$F_r = 10 \text{ kg}$$

$$F_s = 8 \text{ kg}$$

$$F_w = 8 \text{ kg}$$

$$F_p = A_s \times P_l \times 1,02 = 20,27 \times P_l \times 1,02$$

$$795,8 \text{ kg} = F_a \geq 10 + 8 + 8 + 20,27 \times P_l \times 1,02$$

Resolviendo esta ecuación resulta:

$$P_l = 37,2 \text{ bar} = 37,9 \text{ kg/cm}^2$$

que es la máxima presión de cierre o la presión de entrada del fluido.

EJEMPLO 3

Válvula de obturador de disco excéntrico rotativo de las siguientes características:

Campo de trabajo del muelle = 0,4 a 1 bar

Carrera del servomotor = 89 mm

Área del servomotor = 89 cm²

Válvula de tamaño 2" (50 mm) con obturador excéntrico rotativo

Diámetro interior del asiento = 5,2 cm

Área del asiento = 21,2 cm²

Área transversal del brazo del obturador = 1 cm²

Giro del obturador = 60°

Longitud del brazo del obturador = 5,5 cm

Distancia entre el eje del árbol y el eje del obturador = 1,8 cm

Acción directa = En fallo de aire abre. Aire para cerrar

El movimiento lineal del vástago del servomotor equivalente al desplazamiento angular total del obturador es:

$$5,5 \times \cos 60^\circ = 2,75 \text{ cm}$$

Margen de trabajo del muelle para un recorrido del vástago del servomotor de 89 mm:

$$\frac{1-0,4}{89} \times 27,5 = 0,18 \text{ bar}$$

La compresión inicial del muelle es:

$$1 - 0,18 = 0,82 \text{ bar}$$

Y el margen de compresión será:

$$0,82 - 1 \text{ bar}$$

La fuerza del actuador con la válvula en posición de cierre es:

$$F = A \times F \times 1,02 = 90 \times 0,82 \times 1,02 = 73,4 \text{ kg}$$

Y la fuerza equivalente a nivel del obturador es:

$$\frac{73,4 \times 5,5}{1,8} = 214 \text{ kg}$$

La fuerza estática sobre el obturador es:

$$224 = (A_s - A_{st}) \times P_1 \times 1,02 = (21,2 - 1) - P_1 \times 1,02$$

Luego resulta:

$$P_1 = 10,8 \text{ kg/cm}^2$$

Es decir, que la máxima presión de entrada del fluido o de presión diferencial en la posición de cierre del obturador será de 10,8 kg/cm².

En el estudio anterior se han considerado, principalmente, las fuerzas que actúan sobre la válvula en su posición de cierre. El conocimiento de estas fuerzas es esencial para el correcto dimensionamiento de la válvula, de tal modo que los fabricantes de válvulas tienen tabulados los valores de la *presión diferencial máxima del fluido que puede admitir la válvula en posición de cierre*. Las presiones diferenciales superiores a este valor máximo impiden que la válvula cierre, lo cual puede ser inadmisibles en el proceso. Por lo tanto, es necesario consultar estas tablas para una correcta selección de la válvula.

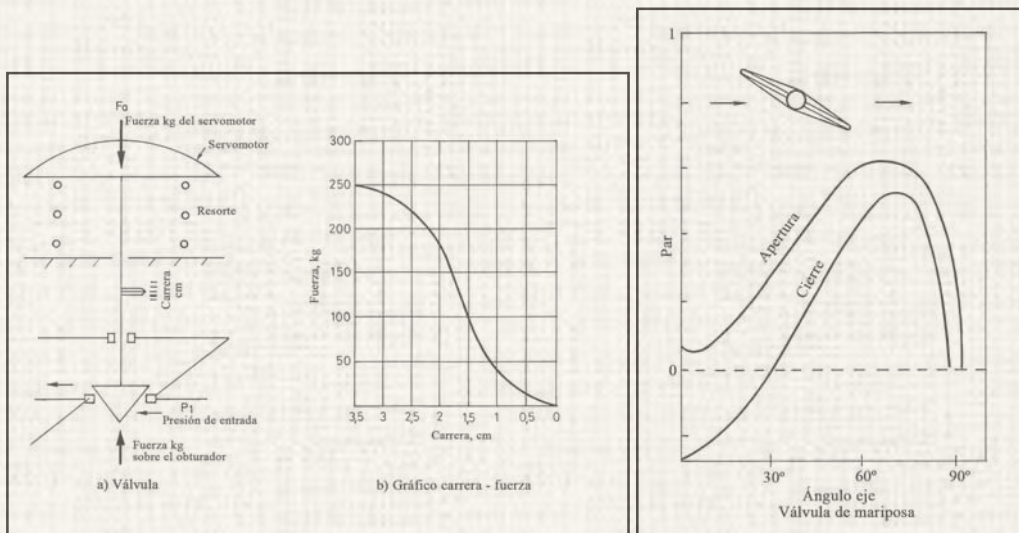


Figura 8.18 Relación carrera-fuerza en el obturador de una válvula de acción directa

Cuando la válvula no está cerrada, la presión diferencial que el fluido ejerce sobre la misma varía con el grado de abertura. Esta variación distorsiona la relación lineal teórica entre la fuerza ejercida por el servomotor y la correspondiente carrera del obturador. Sea, por ejemplo, la válvula de la figura 8.18a. En la posición de cierre, una presión diferencial de 3,3 kg (50 psi) da lugar a una fuerza dirigida hacia arriba que el fluido ejerce sobre el obturador de 250 kg (630 lbs). A medida que la válvula abre, esta fuerza se reduce ya que el obturador se aleja del área de máxima caída de presión. En la figura 8.18b puede verse un gráfico típico carrera-fuerza sobre el obturador.

El servomotor compensa esta fuerza además de vencer las restantes descritas en la ecuación de equilibrio de la válvula y, en particular, proporciona una fuerza adicional para comprimir el resorte que asienta el obturador contra el asiento cuando la válvula está cerrada con un cierre casi estanco (ver normas de caudal de fuga).

La curva de trabajo de la válvula (figura 8.19a) puede obtenerse sumando la curva carrera-fuerza sobre el obturador de la figura 8.18b, y la curva carrera presión de aire sobre el diafragma correspondiente al campo de trabajo del muelle y considerando despreciables la fuerza de rozamiento y el peso del obturador, y suponiendo la válvula sin fuelle de estanqueidad.

En el ejemplo anterior se trataba de una válvula con aire cierra (sin aire abre); en una válvula con aire abre (sin aire cierra) la compresión inicial del resorte debe ser tal que proporcione los 250 kg de fuerza requerida para cerrar la válvula y una fuerza adicional de asentamiento de 100 kg, dando lugar a un resorte de campo de 9 a 20 psi, tal como indica la figura 8.19b.

En las curvas resultantes de las figuras 8.19a y 8.19b se observa que las variaciones de presión, en el servomotor neumático, no se corresponden linealmente con la carrera. Sin embargo, podremos considerar con una cierta aproximación que la relación presión en membrana/carrera es casi lineal.

En el caso de una válvula con obturador de movimiento rotativo, el servomotor actúa con un par motor sobre el eje del obturador a través de un brazo de enlace. La correspondiente representación del campo de trabajo de la válvula puede verse en la figura 8.19c, que indica la relación entre el par motor y el desplazamiento angular del eje del motor. Se observa que siendo la conexión directa entre el vástago del servomotor y el brazo del obturador, el par varía, siendo el máximo cuando el giro del obturador es de 45°.

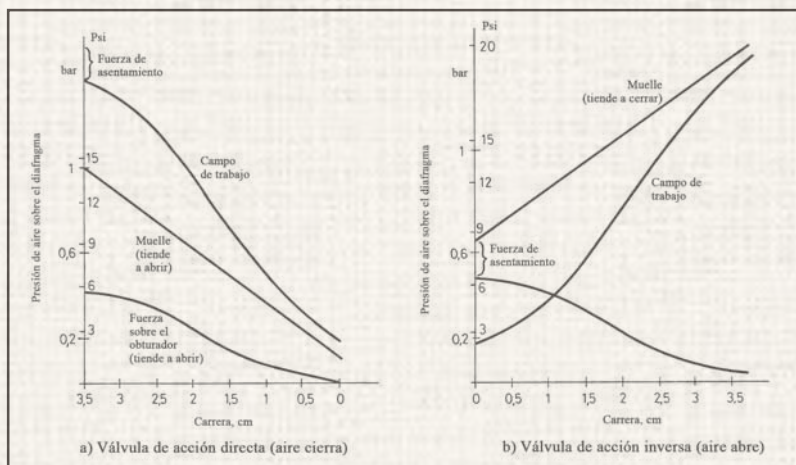


Figura 8.19 Campo de trabajo de una válvula

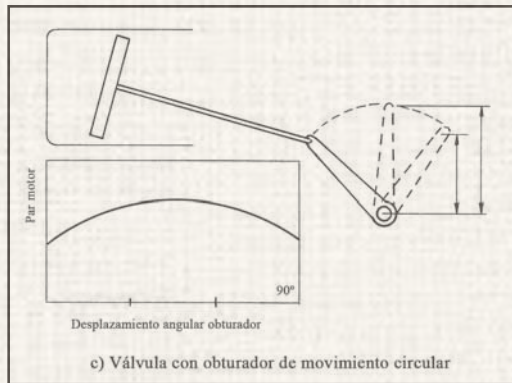


Figura 8.19 continuación Campo de trabajo de una válvula

8.1.8.2 Servomotor eléctrico

Existen dos tipos diferentes de servomotores eléctricos, los dedicados al control de clima (calefacción, ventilación y aire acondicionado) (HVAC = *Heating, Ventilating, Air Conditioning*) y los proyectados para el control industrial. Los primeros se caracterizan por su poco par y por el tiempo largo de accionamiento (1 minuto), mientras que los segundos disponen de un par elevado y un tiempo de accionamiento rápido (de 10 a 60 segundos).

La *válvula motorizada eléctrica* no necesita aire para su accionamiento. Ante las presiones diferenciales elevadas del fluido y la velocidad de actuación que se exige en la industria, el servomotor eléctrico debe disponer de un par elevado y, por lo tanto, tiene un tamaño considerable. De aquí, que las válvulas motorizadas para aire acondicionado donde no se precisa de una actuación rápida, sólo se empleen en equipos autónomos que carezcan de compresor de aire, o en instalaciones que dispongan de poco par. Normalmente no se utilizan en procesos industriales, donde la rapidez y exactitud de actuación es importante.

8.1.8.2.1 Servomotores para control de clima (HVAC - aire acondicionado)

Existen básicamente tres tipos de circuitos eléctricos de control capaces de actuar sobre el motor: todo-nada, flotante y proporcional con elementos mecánicos de actuación (finales de carrera o reóstatos).

El *circuito todo-nada* representado en la figura 8.20 consiste en un motor eléctrico unidireccional acoplado al vástago de la válvula con una leva que fija el principio y el final de la rotación del motor gracias a dos interruptores de final de carrera S1 y S2.

Según la posición del elemento de control (cierre entre los contactos 1-2 o entre 1-3) se excita el devanado de la derecha o el de la izquierda de la figura y el motor gira, en uno u otro sentido, hasta el final de su carrera.

El *circuito flotante* de la figura 8.21 consiste en un motor eléctrico bidireccional con interruptores de fin de carrera, acoplado al vástago de la válvula. El interruptor del controlador "flota" entre los dos contactos de accionamiento y acciona el motor a derechas o a izquierdas según que el controlador cierre el contacto correspondiente, parándose en caso contrario.

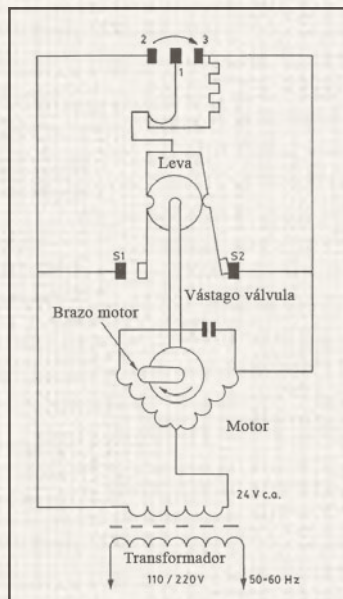


Figura 8.20 Servomotor eléctrico para circuito todo-nada

El *circuito proporcional* de la figura 8.22 está formado por un motor bidireccional, un relé de equilibrio y un potenciómetro de equilibrio. El controlador es un potenciómetro cuyo brazo móvil se mueve de acuerdo con el valor de la variable del proceso.

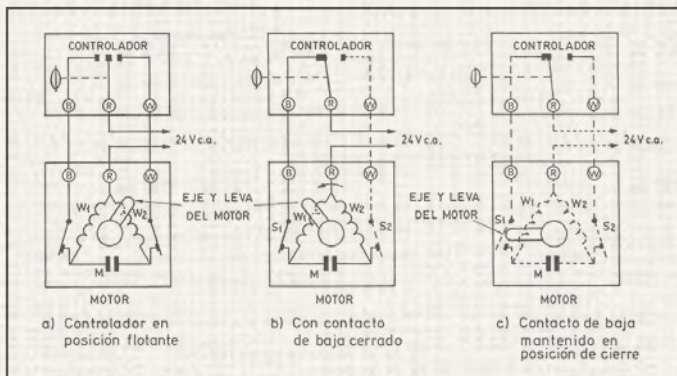


Figura 8.21 Servomotor eléctrico flotante

El relé de equilibrio es una armadura ligera en forma de U que pivota en su centro entre dos bobinados de control; posee una lámina con un contacto móvil que flota entre dos contactos fijos conectados a las bobinas del motor a través de dos interruptores de final de carrera.

Si las posiciones de los brazos móviles en los dos potenciómetros, el del controlador y el del motor se corresponden, la corriente que fluye en los dos bobinados de control es la misma y la armadura del relé de equilibrio permanece neutra. Por el contrario, si varía la señal de salida del controlador, el brazo móvil de su potenciómetro cambia de posición, variando la corriente de paso entre los dos

bobinados de control. La armadura bascula y el contacto móvil cierra el circuito de excitación de uno de los dos bobinados del motor, con lo cual éste gira en el sentido correspondiente hasta que la posición del brazo móvil de su potenciómetro se corresponde con la del controlador; en este instante la armadura queda equilibrada y el motor se para.

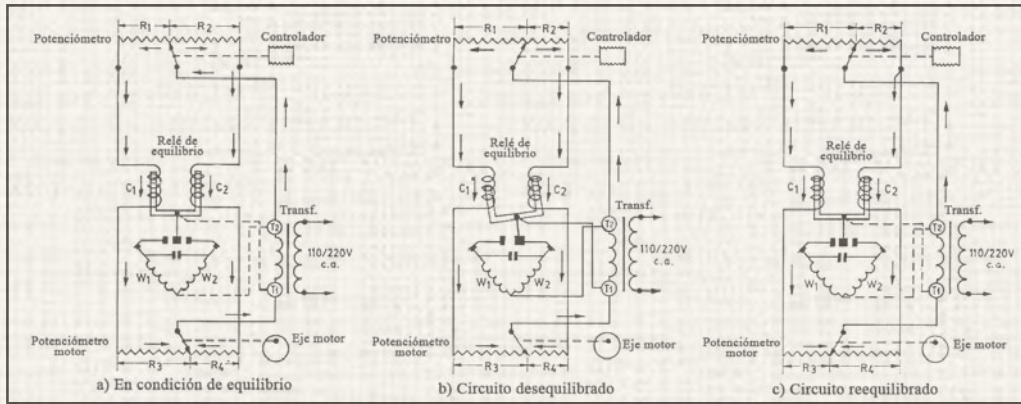


Figura 8.22 Servomotor proporcional

8.1.8.2.2 Servomotores para control industrial

Tradicionalmente, las industrias han utilizado exclusivamente servomotores neumáticos para las válvulas de control. Los actuadores eléctricos han avanzado en tecnología en cuanto a velocidad, par disponible, conexiones aptas para la señal de 4-20 mA c.c., las comunicaciones HART, Foundation Fieldbus y otros. Además, el motor eléctrico, una vez calibrado, puede funcionar sin problemas durante meses o años. El registro del número de carreras y del camino recorrido por el vástago, han facilitado el trabajo de mantenimiento, y personal con poca experiencia puede predecir, por ejemplo, cuando habrá que cambiar la estopada de la válvula.

Se sabe que el coste de la producción de aire comprimido para la alimentación de las válvulas neumáticas, es importante y se estima en un 40%-50% la pérdida de energía en la conversión electricidad (o vapor) a aire comprimido. De aquí que, presumiblemente, es más económico ahorrarse el coste y mantenimiento de un compresor para aire de instrumentos y utilizar directamente la energía eléctrica para mover el servomotor eléctrico de la válvula de control. Es, pues, de interés realizar una comparación entre dos válvulas similares, una con servomotor neumático y otra con motor eléctrico.

Coste anual del accionamiento de una válvula neumática mediante un compresor de aire considerando que, cuando está en marcha a plena carga (15% del tiempo), su rendimiento es del 94,5% y que, cuando funciona al 25% de la carga total (85% del tiempo), su rendimiento es del 90%.

$$\text{Compresor en marcha (15\% del tiempo)} = \frac{2 \text{ CV} \times 0,746 \text{ kW} / \text{CV} \times 8760 \text{ horas} / \text{año} \times 0,09 \text{ €} / \text{kWh} \times 0,15 \times 1}{0,945} = 186,7 \text{ €}$$

$$\text{Compresor parado (85\% del tiempo)} = \frac{2 \text{ CV} \times 0,746 \text{ kW} / \text{CV} \times 8760 \text{ horas} / \text{año} \times 0,09 \text{ €} / \text{kWh} \times 0,85 \times 0,25}{0,9} = 277,7 \text{ €}$$

Coste/año de funcionamiento del compresor sin incluir costes de reparación:

$$186,7 + 277,7 = 464,4 \text{ €}$$

Estimado con costes de reparación:

$$1,2 \times 464,4 = 557 \text{ €}$$

El coste anual de operación de una válvula con motor eléctrico de 30 W, trabajando en el proceso el 15% del tiempo y estando parada el 85% del tiempo, es de:

$$\text{Coste total} = 0,09 \text{ €} / 1.000 \text{ Wh} \times 0,15 \times 30 \text{ W} \times 8760 \text{ horas} / \text{año} = 3,54 \text{ €}$$

Luego, el coste de operar una válvula neumática es 157 veces mayor que el de una válvula con motor eléctrico, con lo cual, aunque el coste inicial de la válvula con motor eléctrico es más elevado, es factible su rentabilidad. Además, las válvulas de control eléctricas pueden sustituir, rápida y fácilmente, las neumáticas y tienen la ventaja adicional de que, al prescindir del compresor, están libres de la emisión de CO₂ y de polución sonora.

Sin embargo, el servomotor neumático continúa empleándose en la industria porque se comporta como un filtro ante las oscilaciones de la señal de control que se producen cuando la variable, en especial la presión y el caudal, varían rápidamente. Oscilaciones del tipo de 0,0007 bar (0,01 psi) a la frecuencia de 2 Hz son absorbidas perfectamente por la capacidad en volumen de aire del servomotor neumático, sin causar ningún movimiento del vástago de la válvula. Estas oscilaciones pueden causar el desgaste prematuro de los engranajes de un motor eléctrico, al responder éste instantáneamente. Otros motivos de la utilización del servomotor neumático son su bajo coste de compra, su mayor fiabilidad, una alta respuesta frecuencial y la posición de seguridad (sin aire abre o sin aire cierra) ante un fallo en la presión del aire de alimentación.

En el servomotor eléctrico, la forma normal de conseguir la seguridad es utilizar un resorte que fuerce a la válvula a situarse en la posición deseada (abierta o cerrada) ante un fallo en la alimentación eléctrica, lo que obliga a una mayor potencia y a un mayor tamaño del motor.

Otra forma es utilizar una batería de reserva para excitar el motor y continuar controlando el proceso, con la salvedad de que repetidos fallos de energía eléctrica de la planta pueden agotar la batería.

El tercer método es almacenar la energía en un banco de súper-condensadores de alta densidad de carga y utilizar la energía almacenada para situar la válvula en la posición de fallo de energía. El tiempo de carga de los condensadores es de menos de 1 minuto y puede cargarse y descargarse un número ilimitado de veces.

El circuito electrónico del servomotor compara la tensión del potenciómetro de realimentación con la tensión de la señal de control. Si son diferentes, la señal de error cierra el triac correspondiente del circuito y excita el motor en la dirección correspondiente para anular la señal de error, con lo que el circuito estará de nuevo equilibrado.

En la figura 8.23 puede verse uno de los circuitos dotado de control del ángulo de conducción. El tiristor adecuado dispara cuando existe una señal de error entre la tensión de realimentación generada por el potenciómetro de posicionamiento de la válvula y la tensión derivada de la señal de control de entrada. Por lo tanto, el motor se moverá en el sentido adecuado para reducir y eliminar el error. Si la señal de error es pequeña, un circuito repetidor enciende el disparador adecuado para excitarle más rápidamente durante un instante y ayudar así a vencer el rozamiento inicial que presenta la válvula en estado de reposo. Por otro lado, el grado de encendido es proporcional al error, por lo cual el motor decelera automáticamente cuando llega a la posición correcta y, de este modo, disminuye el rebasamiento que de otro modo se produciría al tender el sistema a buscar la posición de equilibrio.

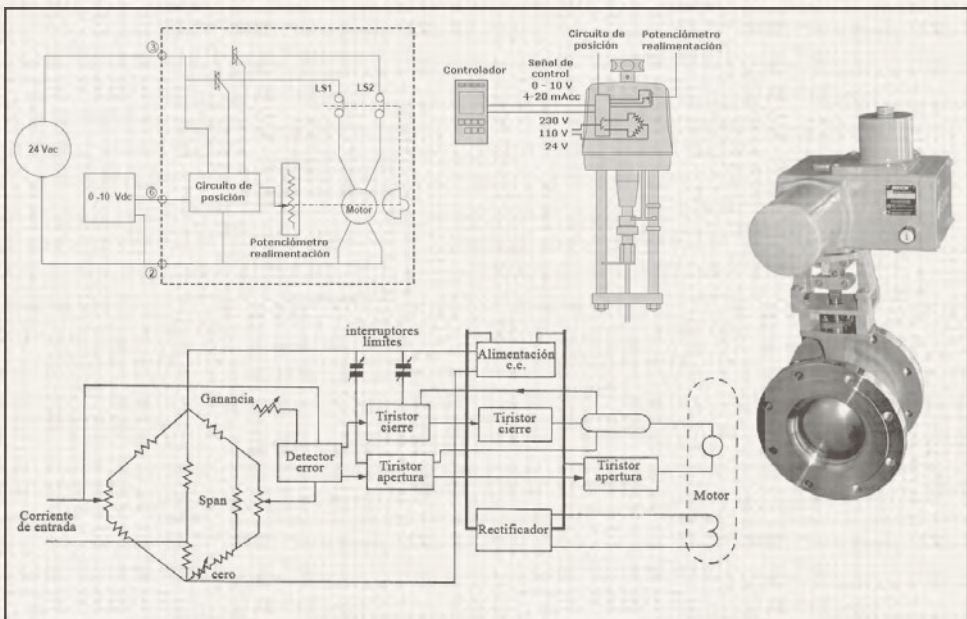


Figura 8.23 Servomotor industrial de estado sólido. Fuente: Honeywell y Beck

Estos sistemas pueden alcanzar una precisión en el posicionamiento del motor de 0,5% de la carrera, con velocidades del vástago de hasta 10 mm/segundo, si bien, los motores estándar emplean de 30 a 60 segundos para efectuar toda la carrera. Algunos motores permiten el ajuste del par (30% al 100% del máximo), el ajuste de la velocidad (25% al 100% de la máxima) y el ajuste de la carrera, mediante un módulo electrónico de control CMOS. En este caso, este módulo se encarga también del giro del motor en la dirección correcta, y de la protección frente a objetos que puedan introducirse dentro de las partes internas de la válvula y que impidan el cierre, es decir, el asentamiento del obturador contra el asiento.

Los pares de potencia disponibles suelen ser de 45 N × m, 400 N × m y 7.500 N × m. Disponen de comunicaciones RS485/Modbus RTU y de un software para programarlos de acuerdo con el tipo de control. El software facilita el mantenimiento, ya que permite registrar las temperaturas mínima y máxima, el recorrido total, el número de arranques, etc. El tiempo empleado en la carrera para un ángulo de 90° varía de 10 a 60 segundos. La repetibilidad es del $\pm 0,2\%$.

8.1.8.3 Válvula de solenoide

La *válvula de solenoide* o *electroválvula* es un dispositivo para controlar el flujo de un fluido a su paso por una tubería. Consiste en dos partes básicas, el solenoide y la válvula. El solenoide es una bobina que convierte la energía eléctrica en energía mecánica para accionar, normalmente, la válvula desde la posición cerrada a la abierta, es decir, en ausencia de alimentación eléctrica la válvula está cerrada mediante un muelle y, al excitar el solenoide, se abre (acción directa) por atracción del émbolo unido al obturador. La válvula también puede ser normalmente abierta (acción inversa), es decir que pasa a la posición de abierta, mediante un muelle, ante el fallo de la alimentación eléctrica. Para una máxima seguridad, la válvula de solenoide está continuamente excitada; de este modo, si falla la corriente, la válvula de control pasa a la posición de seguridad.

La bobina puede accionar directamente la válvula o bien puede hacerlo a través de una válvula piloto secundaria, en cuyo caso, la energía necesaria la suministra la presión del propio fluido.

En instalaciones donde la seguridad es primordial, por ejemplo, en calderas de vapor, la válvula es de reajuste manual, lo que significa que una vez ha disparado por fallo en cualquiera de las variables de seguridad (presión del gas, fallo de llama, nivel bajo, etc.) queda enclavada en la posición de seguridad, y el operario debe ir personalmente a la válvula de solenoide y accionar una palanca para abrirla (o cerrarla). De este modo, se previene el arranque inadvertido del proceso. La norma DIN-ISO 1219 indica la simbología de las válvulas distribuidoras.

La válvula puede ser de dos o tres vías. Una aplicación típica de la válvula de solenoide de tres vías es el enclavamiento de la válvula de control en una posición que suele ser la correspondiente a fallo de aire. En esta maniobra, la excitación de la bobina de válvula de solenoide comunica la vía de la cámara del servomotor con la vía conectada a la atmósfera (vía C con la vía E), con lo que la válvula de control pierde aire y pasa a la posición de sin aire abre o sin aire cierra (según su acción); la cámara puede también comunicarse con aire a presión (vía E a la vía C), pasando así la válvula a la posición inversa de con aire abre o con aire cierra.

Asimismo, la válvula de solenoide puede estar conectada a un manorreductor y, de este modo, la válvula de control puede accionarse manualmente independientemente del controlador.

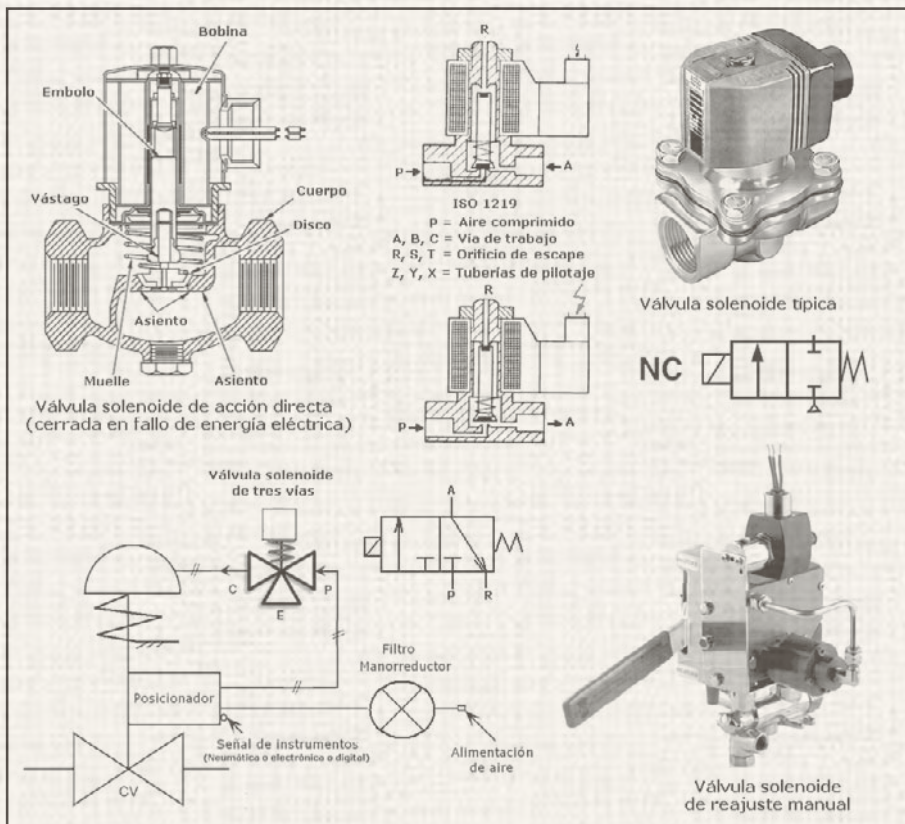


Figura 8.24 Tipos de válvulas de solenoide. Fuente: ASCO

La válvula de solenoide puede realizar un control proporcional de tiempo variable mediante una unidad de control electrónico que envía a la bobina impulsos de anchura modulada. La conexión/desconexión (*on-off*) rápida de la tensión de alimentación a la bobina forma una onda cuadrada y se varían los tiempos de conexión para compensar las variaciones de temperatura.

Los materiales elastómeros normalmente utilizados en las válvulas de solenoide son: NBR (Buna 'N', Nitrile), CR (Neoprene), EPDM (Ethylene Propylene), FKM (Viton®/Fluorel®) y PTFE (Teflon®, Rulon).

En la figura 8.24 pueden verse varios tipos de válvulas de solenoide.

El tamaño de las válvulas de solenoide queda definido por el coeficiente de caudal C_v que es el caudal de agua en galones USA por minuto a la temperatura de 60 °F (15,5 °C) que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta y con una pérdida de carga de una libra por pulgada cuadrada (psi); y en unidades métricas es el Caudal de agua a 20 °C en m³/h que pasa a través de la válvula a una apertura dada y con una pérdida de carga de 1 bar (10⁵ Pa) (1,02 Kg/cm²). La equivalencia entre las dos es:

$$K_v = 0,853 \times C_v \text{ (m}^3\text{/h)}$$
$$C_v = 1,16 \times K_v \text{ (galones por minuto)}$$

En la tabla 8.15 encontramos algunos coeficientes de la válvula de selenoide. Más adelante se amplía la información sobre el cálculo del tamaño de la válvula de control, donde se exponen los métodos para determinar el C_v o K_v en base a las condiciones del proceso (presión, caudal, temperatura, etc.).

8.1.8.4 Servomotor hidráulico

Los *servomotores hidráulicos* (figura 8.25) consisten en una bomba de accionamiento eléctrico que suministra fluido hidráulico a una servoválvula. La señal del instrumento de control actúa sobre la servoválvula que dirige el fluido hidráulico a los dos lados de un pistón actuador hasta conseguir, mediante una retroalimentación, la posición exacta de la válvula.

Coeficiente C_v y K_v de la válvula de solenoide							
Orificio aproximado		C_v aproximado	K_v aproximado	Orificio aproximado		C_v aproximado	K_v aproximado
pulgadas	mm			pulgadas	mm		
1/32	0,79	0,02	0,02	1/2	12,70	3,5	2,99
3/64	1,19	0,06	0,05	5/8	15,88	4,5	3,84
1/16	1,59	0,09	0,08	11/16	17,46	5	4,27
3/32	2,38	0,20	0,19	3/4	19,05	7,5	6,40
1/8	3,18	0,30	0,26	1	25,40	13	11,09
9/64	3,57	0,36	0,31	1 1/4	31,75	17	14,50
3/16	4,76	0,53	0,45	1 1/2	38,10	25	21,33
1/4	6,35	0,70	0,60	2	50,80	48	40,94
5/16	7,94	1,7	1,45	2 1/2	63,50	60	51,18
3/8	9,53	2	1,71	3	76,20	100	85,30

Tabla 8.15 Coeficiente C_v y K_v de la válvula de solenoide. Fuente: ASCO

Otro modelo de pistón es parecido al servomotor de diafragma, por un lado es alimentado por el fluido hidráulico y por el otro tiene un resorte. Los servomotores hidráulicos se caracterizan por ser extremadamente rápidos, potentes y suaves, si bien su coste es elevado, por lo que sólo se emplean cuando los servomotores neumáticos no pueden cumplir con las especificaciones de servicio.

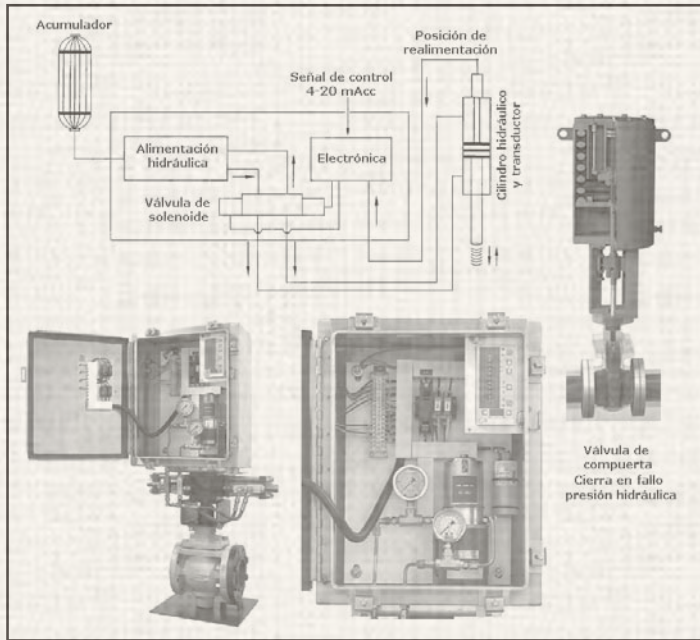


Figura 8.25 Servomotor hidráulico. Fuente: ATI

8.1.8.5 Servomotor digital

Las *servomotores de válvulas digitales* (figura 8.26) son controladores digitales que disponen de compuertas neumáticas accionadas por electroválvulas que, a su vez, son excitadas por la señal de salida binaria de un microprocesador. Su respuesta es muy rápida (una compuerta 500 ms) y el grado de abertura depende de la combinación de las compuertas (8 compuertas darán 1, 2, 4, ..., 128 relaciones de capacidad). En la figura puede verse su respuesta dinámica carrera-tiempo ante 4 señales en escalón del 10% en subida y en bajada.

Los servomotores de válvulas digitales presentan varios aspectos de interés:

- Configuración y calibración automática que ahorra mucho tiempo frente a la calibración clásica de cero y multiplicación (*span*).
- Diagnóstico de la válvula mientras está en funcionamiento en el proceso.
- Señal de salida 4-20 mA c.c. sobre dos hilos combinada con el protocolo digital HART.
- Comunicaciones Fieldbus.

Estas válvulas tienen una constante de tiempo de unos 0,3 segundos, si bien su velocidad de apertura tan rápida no representa una ventaja esencial frente a las válvulas neumáticas industriales (5 a 20 segundos según el tamaño), y su coste es elevado.

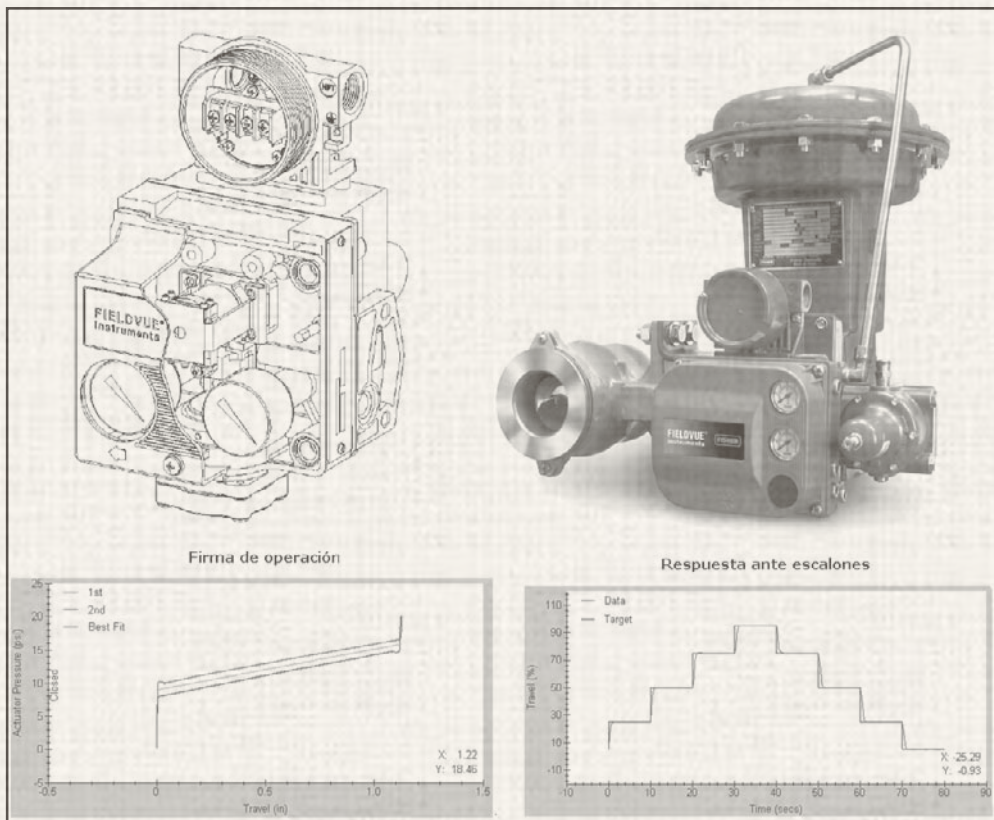


Figura 8.26 Servomotor digital. Fuente Fisher FieldVue

8.1.8.6 Tipos de acciones en las válvulas de control

Los cuerpos de las *válvulas de control* pueden tener dos tipos de acciones. Se dividen en *válvulas de acción directa*, cuando tienen que bajar para cerrar, e, *inversa*, cuando tienen que bajar para abrir (derivado de los grifos domésticos donde al girar el volante a derechas, el vástago baja y la válvula cierra) (figura 8.27).

Esta misma división se aplica a los servomotores, que son de *acción directa* cuando aplicando aire, el vástago se mueve hacia abajo, e *inversa* cuando al aplicar aire el vástago se mueve hacia arriba.

Al combinar estas acciones se considera siempre la posición de la válvula sin aire sobre su diafragma, con el resorte manteniendo el diafragma y, por tanto, la válvula en una de sus posiciones extremas. Cuando la válvula se cierra al aplicar aire sobre el diafragma o se abre cuando se quita el aire debido a la acción del resorte, se dice que la válvula sin aire abre o aire para cerrar (*acción directa*).

Al abrir la válvula cuando se aplica aire sobre el diafragma y se cierra por la acción del resorte cuando se quita el aire, se dice que la válvula sin aire cierra o aire para abrir (*acción inversa*). Consideraciones análogas se aplican a las válvulas con servomotor eléctrico:

- *Acción directa*: con el servomotor desexcitado la válvula está abierta.
- *Acción inversa*: con el servomotor desexcitado la válvula está cerrada.

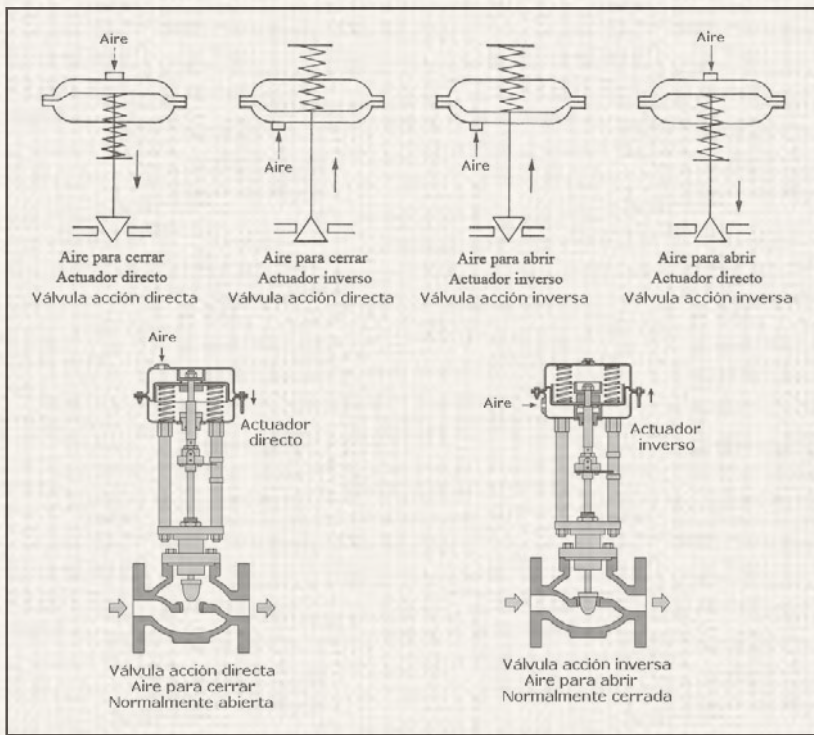


Figura 8.27 Tipos de acciones en las válvulas de control

Al seleccionar la válvula es importante considerar estos factores desde el punto de vista de seguridad. Ninguna instalación está exenta de averías y una de ellas puede ser un fallo de aire o de corriente de alimentación, con lo cual la válvula pasa, naturalmente, a una de sus posiciones extremas y ésta debe ser la más segura para el proceso. En las válvulas de acción inversa, en las que el resorte del servomotor neumático o eléctrico asienta el obturador en el asiento, cerrando así la válvula, es importante consultar las tablas del fabricante para comprobar la presión diferencial máxima con que la válvula podrá cerrar. Por ejemplo, en el caso de un intercambiador de calor en el que una alta temperatura sea perjudicial para el producto, interesará que la válvula de control cierre sin aire (válvula neumática) o bien cierre con el servomotor desexcitado (válvula eléctrica).

Las válvulas de control pueden presentar *fugas en la posición de cierre*. La fuga de fluido, que se produce a través del conjunto asiento-obturador, está normalizada en la norma ANSI/FCI 70-2-2006 (sustituye a ANSI FCI/70-2 1976) y su equivalente es la IEC 60534, parte 4, 3ª edición de Junio de 2006. Las fugas admisibles son del 0,01% del caudal máximo en la válvula de simple asiento (Clase IV metal a metal) y de 0,1% en la válvula de doble asiento (Clase III). Asimismo, las válvulas con asiento dotado de anillo de teflón para cierre estanco (Clase VI) admiten un caudal de fuga, de 0,00001% o 0,15 a 6,75 ml/minuto según el tamaño, de aire o nitrógeno.

8.1.9 Accesorios

La válvula de control puede tener acoplados diversos tipos de accesorios para realizar funciones adicionales de control. Entre los mismos se encuentran los que siguen.

Fugas de fluido según la norma ANSI/FCI 70-2-2006					
Clase de fuga	Fuga máxima del asiento	Fluido de prueba	Presión de prueba	Cierre relativo del asiento respecto a la Clase II	Tipo de asiento
Clase I	—	—	Fuga sin especificar (no es necesario realizar ningún ensayo)	A prueba de polvo	—
Clase II	0,5% del C_v nominal	Agua	45 a 60 psi (3,1 bar a 4,1 bar)	1	Metálico
Clase III	0,1% del C_v nominal	Agua	45 a 60 psi (3,1 bar a 4,1 bar)	0	Metálico
Clase IV	0,01% del C_v nominal	Agua	45 a 60 psi (3,1 bar a 4,1 bar)	0	Metálico
Clase V	0,0005 del C_v nominal	Agua	Máxima pérdida de carga en operación	1/300.000	Metálico
Clase VI	unos 0,9 ml/min	Aire	50 PSI (3,4 bar)	1/600.000	Resiliente

Tabla 8.16 Fugas de fluido en asientos según la norma ANSI/FCI 70-2-2006

8.1.9.1 Camisa de calefacción

Para los fluidos que exigen una temperatura mínima de trabajo (superior a la ambiente), por debajo de la cual se destruyen o se solidifican haciendo imposible el trabajo normal del proceso, es necesario disponer de camisas en el cuerpo o bien incluso en la tapa (tenga o no ésta fuelle de estanqueidad) para permitir la entrada continua de vapor de calefacción. Las conexiones de la camisa a la tubería de vapor son usualmente bridas según normas DIN o ASA (figura 8.28).

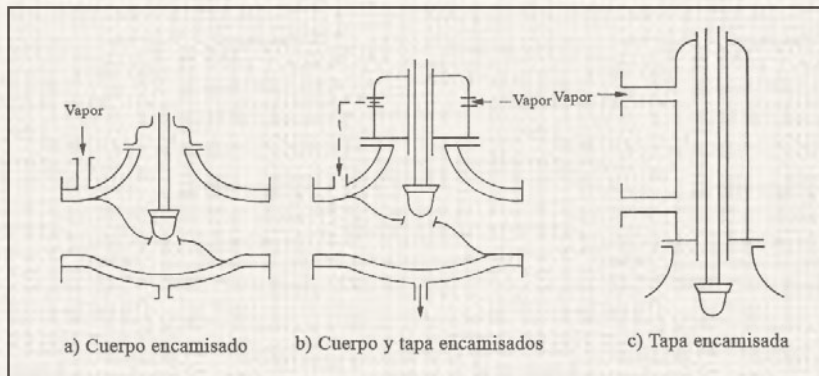


Figura 8.28 Camisa de calefacción de la válvula

8.1.9.2 Volante de accionamiento manual

El *volante de accionamiento manual* (figura 8.29) se utiliza en los casos en que se exige la máxima seguridad de funcionamiento de una instalación y el proceso debe continuar trabajando, independientemente de las averías que puedan producirse en el bucle de control; es necesario mantener un control de la apertura de la válvula en condiciones de fallo de aire.

El volante de accionamiento manual permite realizar esta función; puede ser superior o lateral.

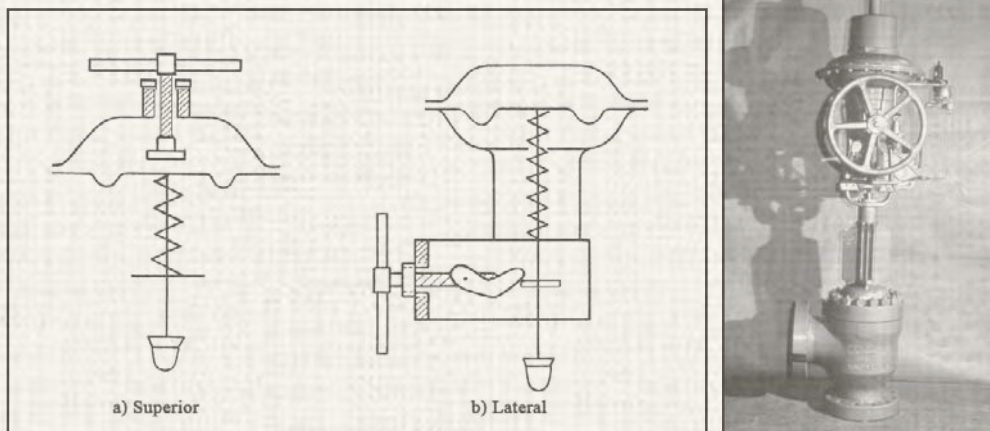


Figura 8.29 Volante de accionamiento manual

8.1.9.3 Repetidor

El *repetidor* o *booster* (figura 8.30) reduce el tiempo de transmisión de la señal en el bucle de control. Los retardos en la transmisión del controlador a la válvula son debidos a la resistencia interna del controlador, a la capacidad y resistencia del tubo de conexión y a la gran capacidad del servomotor de la válvula. El repetidor es esencialmente un convertidor *P/P* (presión neumática a presión neumática), de razón 1:1, alimentado con aire con un volumen de entrada muy pequeño y con una gran capacidad de entrega de caudal de aire.

Estas características le permiten aumentar varias veces la velocidad de apertura o de cierre de la válvula al suprimir, prácticamente, la gran capacidad de ésta. Como dato orientativo puede indicarse que una válvula de 1" dotada de repetidor sólo necesita 1,5 segundos para efectuar su carrera completa, mientras que una de 2" necesita 6 segundos.

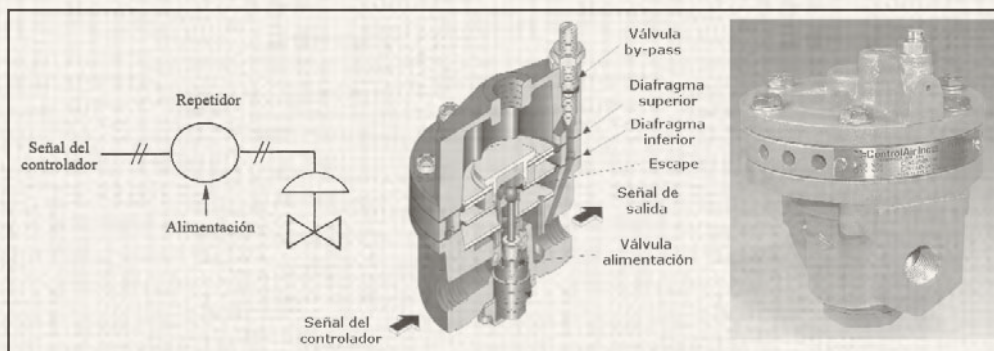


Figura 8.30 Repetidor (booster)

8.1.9.4 Microrruptores de final de carrera y transmisores de posición

Los *microrruptores de fin de carrera* (figura 8.31) están colocados en el yugo de la válvula y son excitados por una pequeña palanca fijada al vástago. Pueden ser electromecánicos y de proximidad,

y permiten la señalización a distancia en el panel de control, de la apertura, del cierre o del paso por una o varias posiciones determinadas del obturador de la válvula.

Revelan estos puntos con mucha mayor seguridad que la simple indicación de la señal de salida del controlador leída en un manómetro situado en el panel de control: no presentan la posibilidad de una avería en la línea neumática y no poseen el error dinámico inherente a la transmisión de la señal del controlador a la válvula.

El detector de proximidad es un elemento de estado sólido que contiene un oscilador. Éste es amortiguado cuando se aproxima a una placa metálica cambiando su señal de salida. Puede montarse lateralmente en la válvula de control y excitar relés, alarmas, etc.

Los *transmisores de posición* (figura 8.31) transmiten la posición del vástago (y, por lo tanto, el grado de apertura de la válvula) al panel de control para información del operador, o para realizar alguna acción de control. Los transmisores de posición neumáticos son idénticos a los posicionadores, mientras que los electrónicos o eléctricos contienen un reóstato, conectado al vástago de la válvula que actúa como divisor de tensión y que proporciona una señal de 4-20 mA c.c. proporcional a la posición de la válvula.

En lugares donde el entorno es agresivo (vibraciones y choques extremos) se prefieren los transmisores de posición inductivos.

Los transmisores de posición optoelectrónicos disponen de un disco codificador Gray, o de alta resolución, que es explorado digitalmente mediante diodos de infrarrojos y fototransistores enviando una señal de 4-20 mA c.c.

El detector no tiene rozamiento, no produce chispas ni ruido eléctrico, es intrínsecamente seguro e insensible a vibraciones.

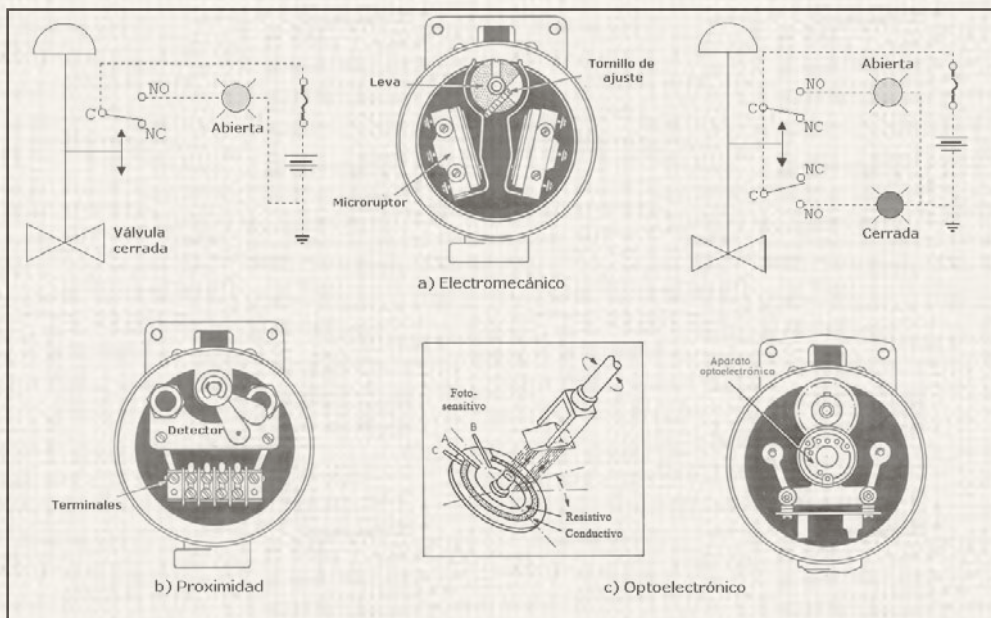


Figura 8.31 Microrruptores de fin de carrera (cortesía de Masoneilan)

8.1.9.5 Válvula de enclavamiento

La *válvula de enclavamiento* (figura 8.32) se utiliza cuando el proceso requiere el mantenimiento de la señal neumática en el servomotor en el último valor que tenía antes de que se produjera algún fallo en el suministro de aire.

Bloquea, automáticamente, el aire entre el controlador y la válvula de control cuando la presión del aire de alimentación disminuye por debajo de un valor prefijado.

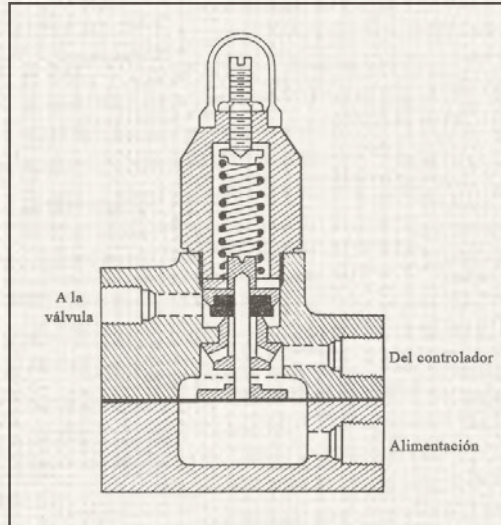


Figura 8.32 Válvula de enclavamiento

8.1.9.6 Válvula de K_v o C_v o carrera ajustables

La válvula de K_v o C_v ajustables (figura 8.33) permite variar la capacidad volumétrica de la válvula. En estas válvulas, el coeficiente C_v o K_v es ajustable con una relación que llega a 100:1, manteniendo la misma señal de control de 4-20 mA c.c., o 0,2-1 bar, en toda la carrera ajustada de la válvula, aumentando así la sensibilidad y, por lo tanto, la resolución.

En otras palabras, puede variarse la ganancia de la válvula:

$$\frac{\text{Variación de carrera}}{\text{Variación de la señal de control (16 mA c.c. o 0,8 bar)}}$$

Adaptándola así al proceso, lo que facilita que el controlador regule con una menor banda proporcional y una menor acción integral, aumentando así la estabilidad del lazo de control. La variación del C_v o K_v está dentro de la relación 100:1.

En el caso de válvulas de microflujo para muy pequeños caudales, el C_v puede variarse desde 0,0016-0,004 hasta 1,5-3,8, y para válvulas de mayor tamaño la variación abarca desde 45 a 2.800.

Estas válvulas eliminan el sobredimensionado que puede producirse si los datos para el cálculo del coeficiente C_v o K_v son erróneos y se selecciona una válvula mayor de la necesaria.

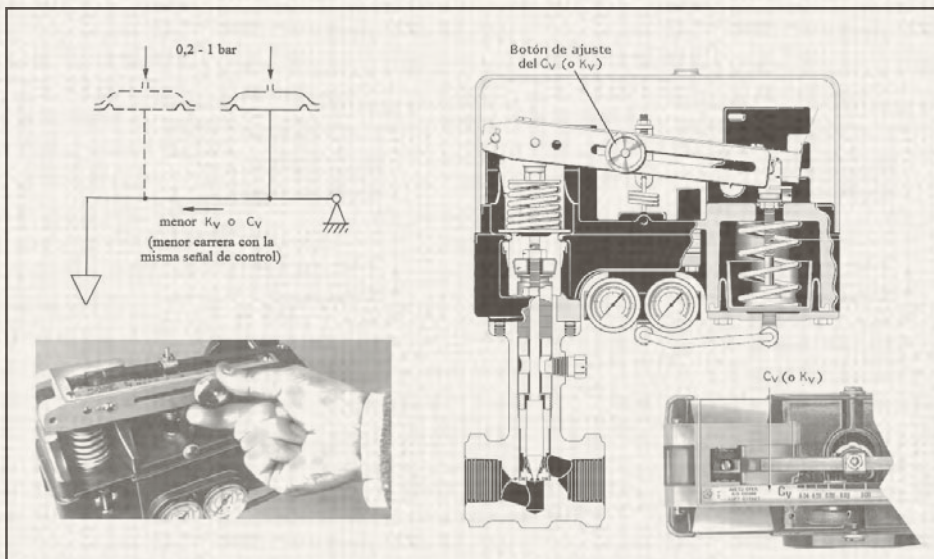


Figura 8.33 Válvula de K_v o C_v ajustables. Fuente: Varipak Masoneilan

8.1.9.7 By-pass (manifold)

Cuando la válvula de control deja de funcionar por avería (agarrotamiento, objeto extraño entre el obturador y el asiento, fallo de aire o de la señal de instrumentos), es útil el *by-pass* o *manifold* formado por un conjunto de válvulas auxiliares, tuberías y accesorios, que permite derivar el caudal de paso a una tubería en paralelo dotada de una válvula manual de control, es decir, con una curva característica lineal o isoporcentual adecuada para que el operario pueda realizar el control del proceso.

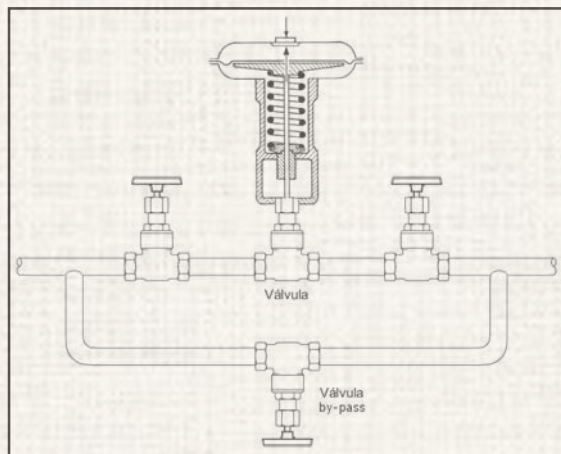


Figura 8.34 Montaje en by-pass de la válvula de control

El *by-pass* o *manifold* suele consistir en:

- Una *válvula de bloqueo* antes y otra después de la válvula de control.

- Un “by-pass” o “derivación en paralelo” con válvula de accionamiento manual alrededor del conjunto.
- Los codos, tes, reductores y accesorios que puedan ser necesarios en el montaje.

Las válvulas de bloqueo han de ser del tamaño de la línea o, por lo menos, mayores que la válvula de control.

8.1.9.8 Posicionador

Las fuerzas de desequilibrio que actúan en la válvula de control influyen en la posición del vástago de la válvula y hacen que el control sea errático e incluso inestable. Estas fuerzas, que ya fueron estudiadas en los servomotores neumáticos, son esencialmente las siguientes:

1. Fuerza de rozamiento del vástago al deslizarse a través de la empaquetadura, variable según el vástago esté en movimiento o parado y según el estado de su superficie.
2. Fuerza estática del fluido sobre el obturador, que depende de la presión diferencial existente, o sea, del grado de abertura de la válvula y de las presiones anterior y posterior a la misma.

Estas fuerzas pueden compensarse empleando el *posicionador*. Esencialmente, es un controlador proporcional de posición con punto de consigna procedente del controlador, variable entre 0,2 a 1 bar (3 a 15 psi según sea la señal estándar adoptada).

El posicionador compara la señal de entrada con la posición del vástago y, si ésta no es correcta (existe una señal de error), envía aire al servomotor o bien lo elimina en el grado necesario para que la posición del vástago corresponda exactamente, o bien sea proporcional, a la señal neumática recibida; en este último caso, el posicionador actúa además como un amplificador, por ejemplo señal de entrada 3-9 psi, señal de salida 3-15 psi, es decir, la válvula efectuará toda su carrera para la señal 3-9 psi del controlador.

El *posicionador neumático* es generalmente un instrumento neumático del tipo de equilibrio de fuerzas (figura 8.35). La fuerza ejercida por un resorte de margen, comprimido por una leva unida al vástago de la válvula, se equilibra contra la fuerza con que actúa un diafragma alimentado neumáticamente por un relé piloto.

Por ejemplo, en la figura 8.35a, puede verse que cualquier aumento de la señal de salida del controlador de la variable o bien de la estación de mando manual según sea el caso, cambia la señal neumática del piloto, flexa el obturador A y permite la entrada de más aire a la cámara de la válvula. Al bajar el vástago, la nueva fuerza ejercida por el resorte de margen se equilibra con la ejercida por el diafragma del posicionador alimentado por el relé piloto.

Por el contrario, al disminuir la señal exterior, baja la señal del relé piloto y el obturador de escape B abre, permitiendo el escape de aire de la cámara de la válvula hacia la atmósfera; así sube el vástago hasta que se equilibran de nuevo las fuerzas.

La forma de la leva determina la relación entre la señal de entrada y la posición del vástago, y puede cambiar por completo la curva característica inherente de la válvula.

En la figura 8.35d se representan tres tipos de levas. La leva 1 no cambia la señal; la leva 2 cambia una característica lineal de la válvula a apertura rápida o bien transforma una característica de igual porcentaje a otra lineal; la leva 3 aproxima una característica lineal a una de igual porcentaje o bien un obturador de apertura rápida a uno lineal.

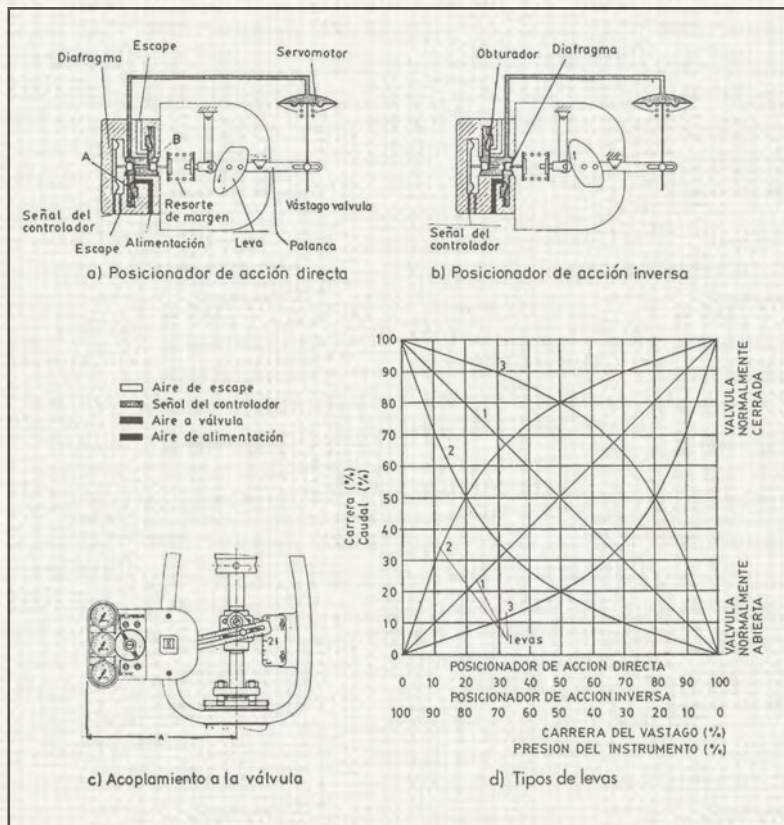


Figura 8.35 Posicionador. Fuente: Honeywell

El posicionador dispone, normalmente, de tres manómetros para indicar las presiones del aire de alimentación, de la señal procedente del controlador y de la señal de salida del posicionador a la válvula. Dispone también de una válvula *by-pass* que permite la conexión directa entre la señal procedente del controlador y la válvula. De este modo, es posible desconectar el posicionador para una eventual reparación en campo sin necesidad alguna de interrumpir el trabajo de la válvula. El posicionador también puede cambiarse fácilmente de acción, de directa a inversa o viceversa permitiendo así combinaciones entre el controlador y la válvula.

El posicionador descrito en la figura 8.35 es de simple acción. Existen *posicionadores de doble acción* (figura 8.36) para actuar sobre cilindros neumáticos o cámaras de válvula con señales dirigidas a la parte superior e inferior del pistón o del diafragma, respectivamente. Se llega a una posición de equilibrio cuando estas presiones son iguales. Cuando la señal del controlador es electrónica o digital, el propio posicionador puede contener un convertidor para pasar a señal neumática (figura 8.37).

En el *posicionador electroneumático* el transductor es del tipo de equilibrio de fuerzas y varía su presión de salida hasta que la fuerza, producida por el sistema de realimentación, equilibra la fuerza generada por la bobina electromagnética. Puede verse en la figura que la bobina está excitada por la señal de corriente del controlador y que la señal de salida neumática es siempre proporcional a la señal electrónica.

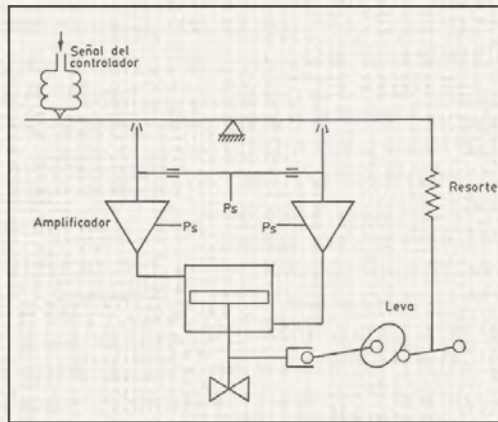


Figura 8.36 Posicionador de doble acción

El *posicionador electroneumático digital* funciona del modo siguiente: un motor paso a paso de c.c. es excitado por la señal de entrada en escalón y gira unos 200 pasos por revolución, con un total de 5 revoluciones para el campo de medida total. El eje del motor arrastra, en su giro, una tuerca que tensa un resorte. Éste actúa sobre el conjunto tobera-obturbador y el relé piloto, alimentando la válvula a una señal neumática proporcional a la señal de entrada.

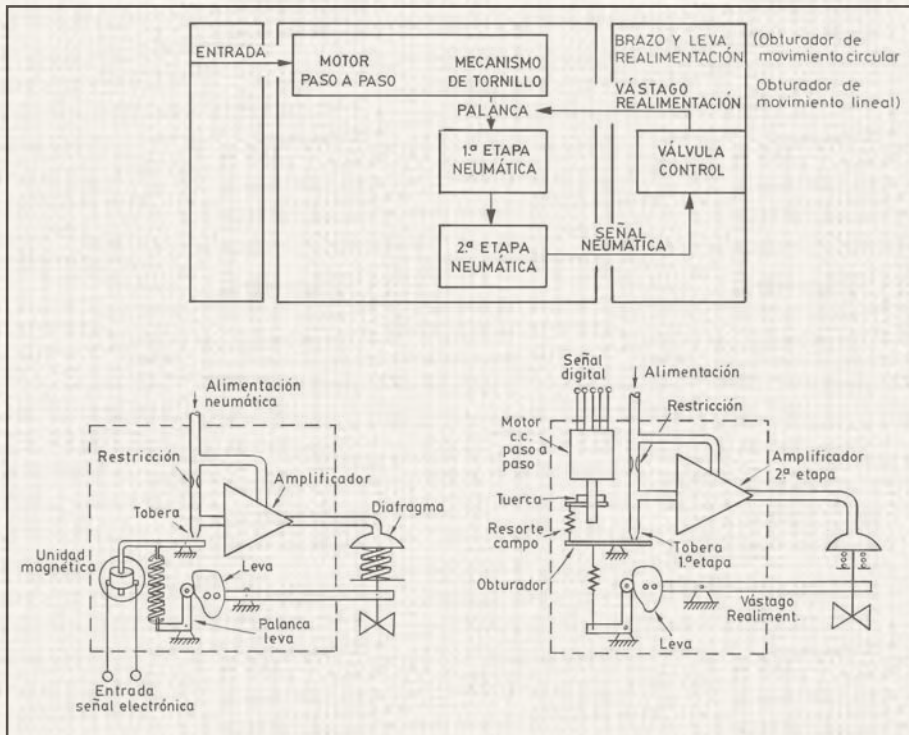


Figura 8.37 Posicionador electroneumático y digitoneumático

La realimentación es proporcionada por una palanca fijada al vástago de la válvula. La señal neumática a la válvula se mantiene en un valor fijo cuando el momento creado por el resorte del mecanismo de tornillo iguala el momento producido por el resorte de la palanca de realimentación. Este posicionador es muy sensible y cambia la posición de la válvula en ambos sentidos con sólo una variación en escalón del 0,05%.

El *posicionador inteligente* (figura 8.38) dispone de una interfaz con protocolos de comunicaciones *HART* (*Highway Addressable Remote Transducer*) o *Fieldbus FOUNDATION* (u otros) y de un microprocesador, lo que le permite realizar diversas funciones, aparte de la propia del posicionador que es la de posicionar el obturador de la válvula y convertir la señal de intensidad 4-20 mA c.c. a una señal neumática de salida hacia el servomotor neumático de la válvula.

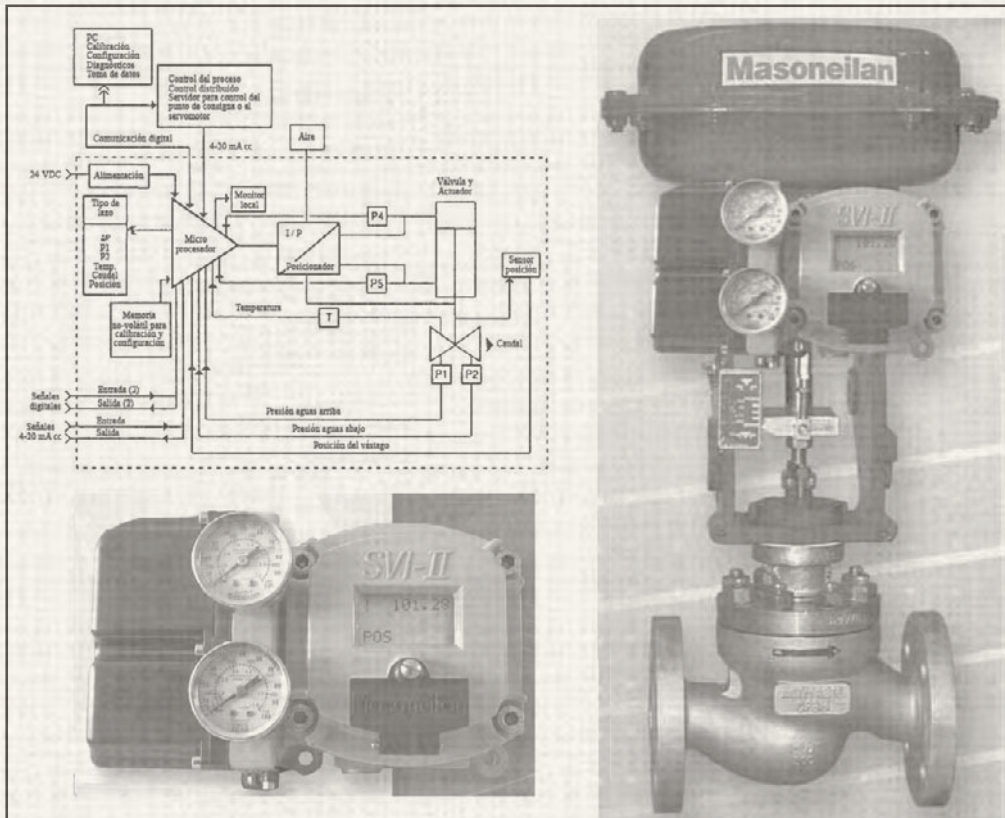


Figura 8.38 Posicionador inteligente. Fuente: Masoneilan

Dispone de las siguientes características:

- Operación, calibración y configuración locales y remotos.
- Ajuste automático del recorrido de la válvula.
- Ajuste de la fuerza de asentamiento del obturador de la válvula.
- Calibración del margen de recorrido del vástago.
- Controlador PID opcional con variables de entrada del proceso y punto de consigna remotos.

- Tiempos de respuesta ajustables por el usuario.
- Acción directa o inversa.
- Alta velocidad de respuesta.
- Compatibilidad con actuadores de acción directa (aire cierra) o inversa (aire abre).
- Configuración del cero y el *span* para operación con margen partido (*split range*).
- Caracterización de la válvula a las curvas lineal, isoporcentual, apertura rápida y personalizada por el usuario.
- Entradas adicionales para interruptores final de carrera (mecánicos e inductivos), válvulas de solenoide o sensores de posición remotos.
- Histórico de recorrido del vástago, número de ciclos, diagnóstico on-line.

El posicionador puede trabajar en áreas peligrosas con una instalación de seguridad intrínseca o a prueba de explosión. En ambos casos puede operarse, calibrarse y configurarse a nivel local mediante un visualizador digital y pulsadores a prueba de explosión o bien con un ordenador remoto con el software adecuado.

Como el posicionador conoce por retroalimentación la posición del vástago de la válvula, una función de diagnóstico incorporada permite conocer el estado del mantenimiento de la válvula, del actuador y del propio posicionador. De este modo, el servicio de mantenimiento, puede realizar su trabajo cuando sea realmente necesario al poder visualizar, a distancia, datos tales como el recorrido total del vástago desde la puesta en servicio de la válvula, el rozamiento de la estopada, la velocidad instantánea del vástago, el registro del tiempo de funcionamiento de la válvula, los datos históricos de calibración, la configuración de la válvula y la base de datos iniciales del fabricante.

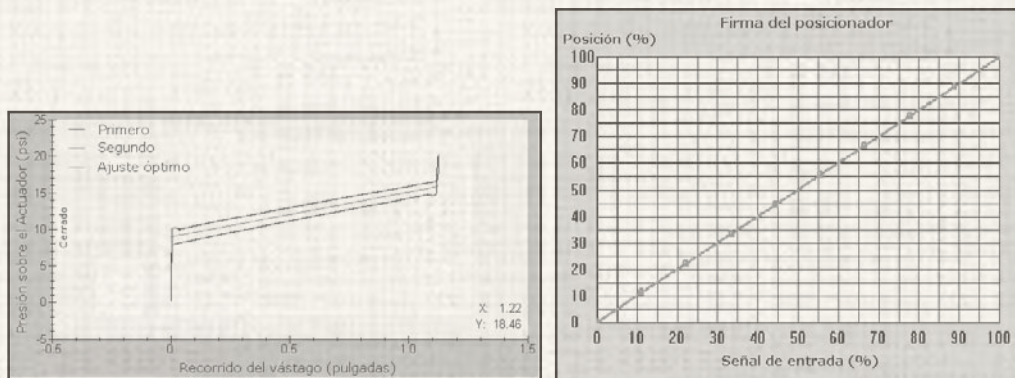


Figura 8.39 Gráfico de firma de la válvula. Fuente: Masoneilan

Esta función avanzada de mantenimiento predictivo permite averiguar el estado de la válvula sin desmontarla. La “firma” (figura 8.39), es decir, el registro gráfico del estado del conjunto válvula-actuador (respuesta a una entrada en escalón, medida de la histéresis, zona muerta y linealidad, gráficos o “firmas” del posicionador, del asentamiento, del actuador, de la presión de alimentación con relación al recorrido del vástago) puede compararse con “firmas previas” grabadas en la puesta en servicio y en estados posteriores para descubrir cambios en el funcionamiento de la válvula antes de que causen problemas reales en el control del proceso. También puede realizarse un diagnóstico del proceso y de las comunicaciones y un análisis de fallos. La información puede obtenerse directamente en la válvula, o a través de un ordenador personal o de una consola de operador en la sala de control.

Las ventajas del posicionador digital frente al analógico se hacen evidentes comparando la exactitud $\pm 0,1\%$ frente al $0,3\%-2\%$, la estabilidad mejorada $\pm 0,1\%$ frente al $0,175\%$ y el campo de medida 50:1 frente a 10:1, además de la señal de salida que puede ser 4-20 mA c.c. o digital vía comunicaciones HART, Fieldbus, etc.

La válvula inteligente acepta la entrada del valor externo del punto de consigna y la comunicación digital a través de la interfaz RS-485 (u otra), con el protocolo de comunicaciones adecuado para comunicarse con los sistemas de control distribuido o integrado (HART, Fieldbus u otro). De este modo, accede a los valores de la variable de proceso, al punto de consigna y las alarmas.

La válvula inteligente puede efectuar un diagnóstico de sí misma al medir la carrera del vástago y las presiones del actuador. Puede captar el excesivo rozamiento del vástago o el pegado de las partes internas. Además, permite llevar el proceso a una condición de seguridad en el caso de

problemas graves. Por ejemplo, si se pierde la comunicación con el control distribuido, el sistema puede ser programado para conducir la válvula a una posición de seguridad que impida la pérdida del material o para prevenir una condición de peligro para el operador de la planta.

Los datos de fabricación pueden ser facilitados por los fabricantes mediante posicionadores inteligentes montados en la válvula (de acceso local por teclado o mediante un protocolo de comunicaciones y un ordenador personal) que aportan las siguientes funciones:

- Lazo local de control PID, de ajuste manual o autosintonizable.
- Calibración automática de la válvula.
- Funciones de diagnóstico para el servicio de mantenimiento:
 - Caracterización de la curva característica de la válvula.
 - Rozamiento e histéresis de la válvula.
 - Longitud recorrida por el vástago de la válvula (odómetro).
 - Velocidad del vástago.
 - Análisis dinámico (respuesta ante una entrada en escalón).
 - Histórico de configuración y calibraciones de la válvula.
 - Datos de fábrica y funcionamiento (firmas).

8.1.11 Dimensionamiento de la válvula. Coeficientes C_v y K_v

8.1.11.1 Definiciones

La necesidad universal de normalizar el cálculo de las dimensiones de las válvulas, no sólo en cuanto a tamaño sino también en cuanto a capacidad de paso del fluido, ha llevado a los fabricantes y a los usuarios a adoptar un coeficiente que refleja y representa la capacidad de las válvulas de control.

El primer coeficiente de dimensionamiento de válvula que se utilizó fue el denominado C_v que, empleado inicialmente en Estados Unidos, se define como:

"Caudal de agua en galones USA por minuto a la temperatura de 60 °F (15,5 °C) que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta y con una pérdida de carga de una libra por pulgada cuadrada (psi)."

En los países que emplean unidades métricas se suele utilizar, además, el factor de caudal K_v que la norma internacional IEC-534-1987 sobre *Válvulas de Control de Procesos Industriales* define del siguiente modo:

"Caudal de agua entre 5 °C y 30 °C en m³/h que pasa a través de la válvula a una apertura dada y con una pérdida de carga de 1 bar (10⁵ Pa) (1,02 Kg/cm²)."

El factor K_v para la válvula totalmente abierta se denomina K_{vs} mientras que el mínimo valor recibe el nombre de K_{v0} . Por lo tanto, la relación K_{vs} / K_{v0} es la denominada "rangeabilidad" o "gama de caudales regulables" que expresa la relación de caudales que la válvula puede controlar, o en otras palabras, la relación caudal máximo/caudal mínimo regulables por la válvula, entre cuyos límites la desviación de la curva característica no excede los límites establecidos. Esta desviación es más notable para el caudal mínimo (3% del caudal máximo en las lineales y 2% en las isoporcentuales) cuando la válvula está próxima a la posición de cierre.

En las válvulas de control isoporcentuales, esta relación suele valer 50 a 1 y en las lineales 30 a 1. Se aplica el criterio que la experiencia ha confirmado de la expresión:

$$\text{Rangeabilidad} = \frac{K_v \text{ (o } C_v \text{) al 100\% abertura}}{K_v \text{ (o } C_v \text{) al 10\% abertura}}$$

Con este criterio, la rangeabilidad de las válvulas lineales oscila alrededor de 10:1 y las isoporcentuales entre 20:1 y 50:1.

La equivalencia entre los coeficientes K_v y C_v para válvula totalmente abierta es:

$$K_v = 0,853 \times C_v \text{ (m}^3\text{/h)}$$

$$C_v = 1,16 \times K_v \text{ (galones por minuto)}$$

8.1.11.2 Fórmula general

La válvula se comporta, esencialmente, como un orificio de paso variable que permite la circulación de un cierto caudal con una determinada pérdida de carga. Aplicando el teorema de Bernouilli en los puntos 1 y 2 de la figura 8.41 resulta:

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2}$$

Suponiendo fluidos incompresibles (líquidos) $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, luego:

$$V_2^2 - V_1^2 = 2 \times \frac{P_1 - P_2}{\rho}$$

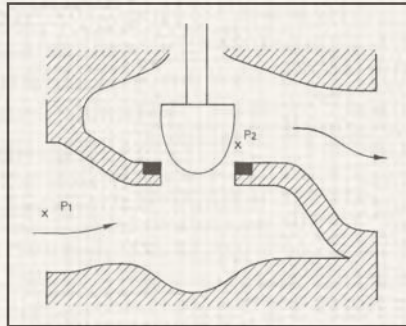


Figura 8.41 Válvula de control

Y, como V_2 es mucho mayor que V_1 , queda:

$$V_2 = \sqrt{2 \times \frac{\Delta p}{\rho}} = \sqrt{2h}$$

en la que:

h altura de presión entre la entrada y salida de la válvula, en m., correspondiente a la diferencia de presión hidrostática equivalente.

Por otro lado, la forma de la válvula da lugar a una resistencia que disminuye la velocidad o el caudal.

Luego ésta es:

$$V = \beta \sqrt{2h}$$

siendo:

β = coeficiente de resistencia (sin dimensiones) y $\beta < 1$

V = velocidad del fluido, en m/s

Y, como:

$$q = s \times V$$

siendo:

q = caudal a través de la válvula, en m³/s

s = sección del orificio de paso, en m²

Resulta:

$$q = s\beta\sqrt{2h} = s\beta\sqrt{2 \times \frac{\Delta p}{\rho}} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (1)$$

en la que:

Δp = pérdida de carga en bar a través de la válvula (1 bar = 10⁵ Pascal)

ρ = peso específico relativo, con relación al agua

Como por definición el coeficiente o factor de la válvula K_v , corresponde al caudal en m³/h para una pérdida de carga $\Delta p = 1$ bar y la densidad del agua entre 5 °C y 30 °C es de 1000 kg/m³, resulta:

$$K_v = 3600s\beta\sqrt{2} \text{ m}^3 / \text{h} = 5.091 s\beta \text{ m}^3 / \text{h} \quad (2)$$

Fórmula que permite determinar el contorno del obturador, ya que relaciona el caudal con la sección del área de paso. Sustituyendo la fórmula anterior en (1) resulta:

$$Q = \frac{K_v}{3600} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \text{ m}^3/\text{s}$$

O sea:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \text{ m}^3/\text{h}$$

Y, de aquí:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

en la que:

Q = caudal máximo, en m³/h

ρ = peso específico relativo, con relación al agua

Δp = pérdida de carga, en bar para el caudal máximo

Y, con el fin de utilizar la misma fórmula anterior para las unidades métricas (K_v) y americanas (C_v), se añade un factor N , cuyo valor dependerá de las unidades seleccionadas. Y así, considerando que C puede significar K_v o C_v , se tiene:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

Ejemplo:

Q = caudal máximo, en m³/h o gpm (120 m³/h o 528,34 gpm). Se aumenta en un 15%

ρ = peso específico relativo, con relación al agua = 0,9

Δp = pérdida de carga, en bar o psia para el caudal máximo (5 bar o 72,5 psia)

N_1 = factor de dimensionamiento (tabla 8.21).

$$K_v = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} = \frac{138}{1} \sqrt{\frac{0,9}{5}} = 58,6$$

O bien:

$$C_v = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} = \frac{607,6}{1} \sqrt{\frac{0,9}{72,52}} = 67,69$$

Con la relación:

$$C_v = \frac{C_v}{K_v} = \frac{67,69}{58,6} = 1,155$$

Lo que corresponde a la relación indicada anteriormente:

$$C_v = 1,16 K_v \text{ (galones por minuto)}$$

8.1.11.3 Procedimientos de ensayo

La norma VDI/VDE 2173 describe los *procedimientos de ensayo* para la determinación práctica del coeficiente de la válvula. Sigue, a continuación, un estudio resumido de esta determinación.

La válvula de dos vías se instala en una estación de ensayo según la figura 8.42, formada por un conjunto de tuberías, un depósito de compensación de agua y una bomba que hace circular el agua en circuito cerrado. Las tuberías son comerciales, con las superficies internas lisas.

Para garantizar un régimen laminar, la longitud aguas arriba de la válvula (1) debe ser como mínimo 20 veces el diámetro interior de la tubería y aguas abajo del orden de 15 diámetros como mínimo.

Los puntos de toma de presión deben instalarse a 1 diámetro de la brida de entrada de la válvula y en la salida a 10 diámetros de la brida de la válvula. La presión diferencial se mantiene constante mediante el controlador (3) y la válvula (2).

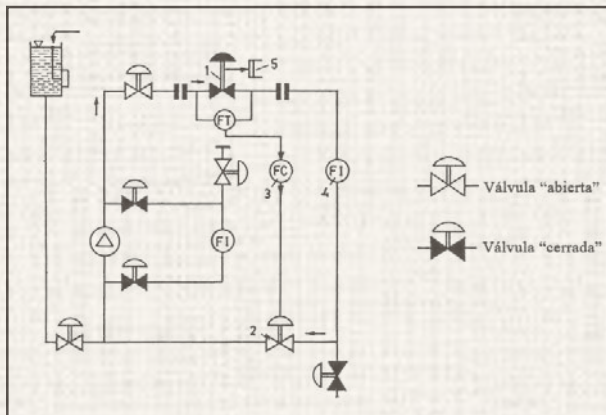


Figura 8.42 Estación de ensayo para válvula de dos vías

La carrera de la válvula se mide mediante un potenciómetro (5) y el caudal de paso con el medidor (4). Las válvulas marcadas en negro están en posición de cierre durante el ensayo.

En las figuras 8.43a y 8.43b pueden verse las estaciones de ensayo para válvulas de tres vías mezcladoras y 3 vías divisoras, respectivamente.

En las figuras 8.44a y 8.44b se muestran las estaciones para una válvula en ángulo: en la primera, el agua fluye contra el obturador lateralmente y, en la segunda, lo hace contra la parte superior del obturador.

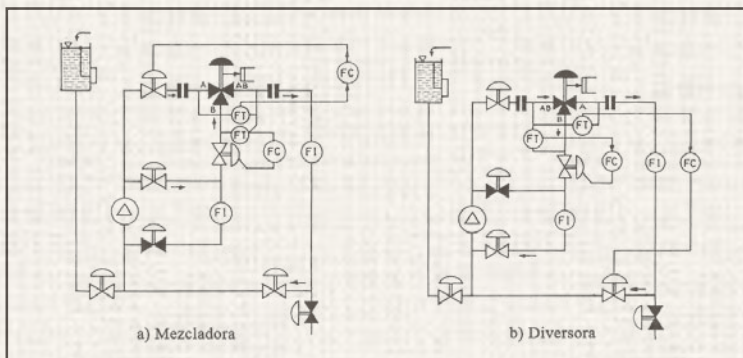


Figura 8.43 Estación de ensayo para válvula de 3 vías

Estas estaciones de ensayo permiten determinar el caudal Q (m^3/h) que pasa a través de la válvula de control con una pérdida de carga Δp (bar), con lo cual permiten calcular el coeficiente de la válvula K_v , para la válvula completamente abierta (K_{vs}) y determinar la curva característica inherente que relaciona el porcentaje K_v/K_{vs} con la relación de posiciones del vástago H/H_{100} de la válvula, siendo H_{100} la máxima apertura.

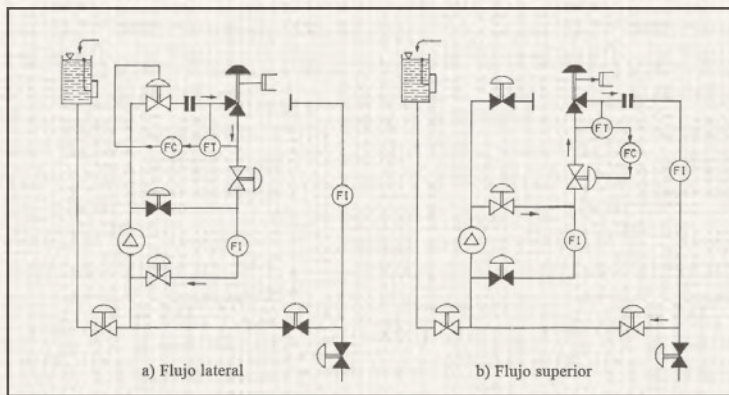


Figura 8.44 Estación de ensayo para válvula en ángulo

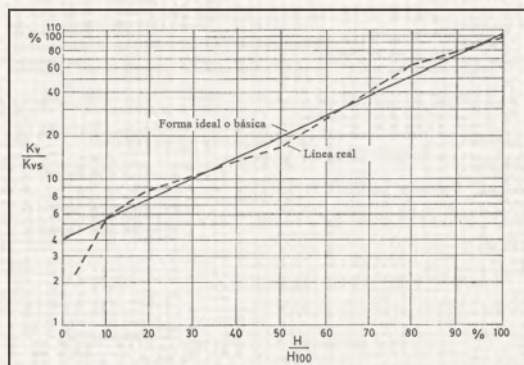


Figura 8.45 Curva característica real para una válvula de igual porcentaje

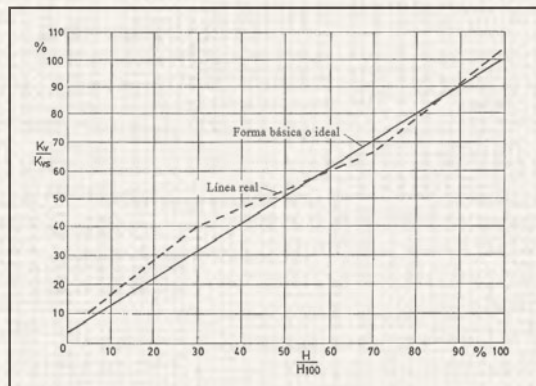


Figura 8.46 Curva característica real para una válvula lineal

En las figuras 8.45 y 8.46 pueden verse las curvas obtenidas para una válvula de igual porcentaje y otra lineal.

Los fabricantes admiten un $\pm 10\%$ de desviación con relación al valor máximo de K_v . Además, el ángulo de desviación de la curva real, con relación al ángulo de la curva teórica, se fija con una tolerancia del 30%. Cuanta mejor calidad de fabricación tenga la válvula tanto menos se desviará su característica de la curva teórica.

8.1.11.4 Pérdida de carga

La válvula de control debe absorber, necesariamente, una pérdida de carga para poder mantener controlado el sistema en cualquier condición de operación.

Para calcular el K_v es necesario partir de datos tales como la pérdida de carga Δp , el caudal Q y el peso específico ρ y debe considerarse la viscosidad del fluido cuando ésta es alta.

La caída de presión o pérdida de carga Δp de la tubería debe ser aumentada cuando el campo de variación del caudal es amplio y debe ser reducida cuando las variaciones de caudal son pequeñas. Si la pérdida de carga provocada por la válvula es sólo un pequeño porcentaje de la pérdida total del sistema, la válvula pierde rápidamente su capacidad para aumentar ulteriormente el caudal. Cuando Δp es de valor adecuado, la válvula de control es más pequeña que el diámetro de la tubería donde está instalada. Si así no resultase en el cálculo, es necesario revisar los datos de partida y las operaciones efectuadas por si hay algún error y, en caso negativo, comprobar los datos de la línea del proceso.

La caída de presión o pérdida de carga Δp de la válvula es función de la pérdida total de la línea donde está instalada. Para seleccionar el valor de la pérdida de carga Δp de la válvula, deben evaluarse los factores que influyen en la presión disponible para la válvula y el coste de la propia instalación, es decir, la bomba de impulsión, si ésta existe, la tubería y la potencia consumida en la instalación.

Una regla práctica estándar es fijar la pérdida de carga en la válvula en un valor no menor del 30% de la pérdida total del sistema, si bien en los sistemas con alta caída de presión la experiencia ha demostrado que puede llegarse a admitir hasta un 15% de la pérdida total del sistema, siempre que las condiciones de operación no varían de forma extrema.

Por otro lado, desde el punto de vista de ahorro de energía, interesa reducir al máximo la pérdida de carga permitida para la válvula de control.

La potencia consumida por la válvula de control es:

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,0266 \times \Delta P \times Q$$

siendo:

ΔP = pérdida de carga absorbida por la válvula, bar

Q = caudal, m³/h

Esta potencia debe ser suministrada por la bomba centrífuga instalada en la tubería. Por ejemplo, una válvula por la que pasen 30 m³/h de fuel de densidad 0,8 y que absorba una pérdida de carga de 3,5 bar, consume una potencia de:

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,0266 \times 3,5 \times 30 = 2,8 \text{ Kw}$$

Las tablas de los fabricantes de válvulas de control indican un tamaño de válvula de 1½" para un coeficiente K_v calculado a partir de los datos anteriores.

Si se establece una menor pérdida de carga de 0,4 bar a través de la válvula, la bomba centrífuga tendrá un menor tamaño y consumirá una potencia de:

$$Potencia (Kw) = 0,0266 \times 0,4 \times 30 = 0,32 Kw$$

El ahorro de energía es pues de 0,32 Kw/hora, lo que en un año de operación continua representa un ahorro de $0,32 \times 24 \times 365 = 2.800$ Kw por cada bomba centrífuga que esté en serie con una válvula de control.

Aunque la válvula ha pasado ahora a un tamaño de 2", su coste queda amortizado por el ahorro que proporciona su selección.

Gracias al diseño mejorado, y al punto de vista de ahorro de energía, la pérdida de carga que puede considerarse es del 10% al 15% de la pérdida total del sistema para unas condiciones de operación normales.

Otras formas de fijar, con mayor exactitud, la pérdida de carga a través de la válvula consideran los factores siguientes:

1. Valor final de la pérdida de carga del sistema en el caso de que el caudal pase del normal de diseño al máximo previsto. Este incremento de resistencia es:

$$\Delta p_{sistema} \times \left(\frac{Q_{max}}{Q_{normal}} \right)^2 - \Delta p_{sistema} = \Delta p_{sistema} \times \left[\left(\frac{Q_{max}}{Q_{normal}} \right)^2 - 1 \right]$$

El desconocimiento de los datos de la planta aconseja adoptar un factor de seguridad del 10%, con lo que:

$$Pérdida\ de\ carga = 1,1 \times \Delta p_{sistema} \times \left[\left(\frac{Q_{max}}{Q_{normal}} \right)^2 - 1 \right]$$

2. Caída de presión admisible en el caso de un aumento del caudal. Se considera, en la práctica, un 5% de la diferencia entre las presiones de entrada (P_e) y salida (P_s) de la válvula de control valor al que se suma el 5% del nivel de presión de entrada del sistema (P_e).

$$Pérdida\ de\ carga = 0,05 \times (P_s - P_e) + 0,05 \times P_e = 0,05 P_s$$

3. Pérdida de carga producida por la propia válvula. De modo aproximado, la pérdida de carga producida por la propia válvula, suponiendo que la válvula sea de un tamaño inmediatamente inferior al de la tubería, y para velocidades normales del fluido es de:

Tipo de válvula	Pérdida de carga, bar
Simple asiento	0,70
Doble asiento	0,50
Obturador de jaula	0,30
Mariposa	0,01
Bola en V	0,07

Tabla 8.17 Pérdida de carga estimada a velocidad normal del fluido en válvulas de control

De este modo, la pérdida de carga requerida por la válvula es:

$$\text{Pérdida de carga} = 0,05 \times Ps + 1,1 \times \Delta p_{\text{ sistema}} \times \left[\left(\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{normal}}} \right)^2 - 1 \right] + \Delta p_{\text{ válvula}}$$

Veamos la justificación de estas reglas.

Sea el circuito de la figura 8.47 formado por una bomba de caudal Q y de presión de impulsión constante H , una tubería que absorba únicamente H_l y una válvula de control que tenga una pérdida de carga H_v . Es evidente que:

$$H = H_l + H_v$$

y que, por el circuito, fluirá un caudal menor que Q . Para reducir esta disminución de caudal puede bajarse el valor de H_v , o bien aumentar la presión total H del sistema.

Por motivos económicos, se acude a reducir la pérdida de carga en la válvula H_v , si bien será necesario comparar el coste total de la instalación y su mantenimiento con el mayor coste de la válvula, al ser ésta de mayor tamaño por causa de su baja pérdida de carga.

Del estudio efectuado en la deducción de la familia de curvas características efectivas puede considerarse la fórmula:

$$Q = K_v \sqrt{H_v} = K_l \sqrt{H_l} = K_e \sqrt{H}$$

siendo K_v , K_l y K_e los coeficientes válvula, tubería y equivalente, respectivamente. En el mismo estudio se determinaba:

$$K_e = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{K_v} \right)^2 + \left(\frac{1}{K_l} \right)^2}}$$

Por otro lado, el caudal máximo es:

$$Q_{\text{max}} = K_l \sqrt{H}$$

considerando que la válvula no existe en el sistema.

De este modo:

$$\frac{Q}{Q_{\text{max}}} = \frac{Q}{K_l \sqrt{H}} = \frac{K_l \sqrt{H_l}}{K_l \sqrt{H}} = \sqrt{1 + \frac{H_v}{H}}$$

Por otro lado:

$$\frac{Q}{Q_{\text{max}}} = \frac{K_e}{K_l} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{K_l}{K_v} \right)^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\left(K_v / K_l \right)^2}}}$$

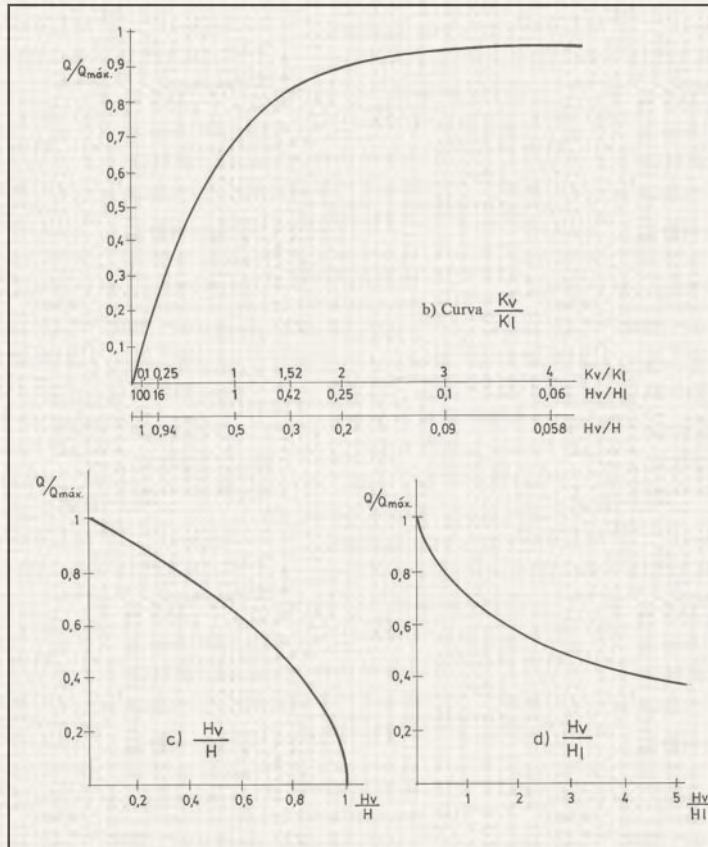
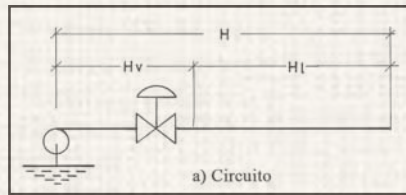


Figura 8.47 Circuito con válvula de control

O bien, como:

$$\frac{K_l}{K_v} = \sqrt{\frac{H_v}{H_l}}$$

Resultado:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{H_v}{H_l}}}$$

O bien, como:

$$\frac{H_v}{H} = \frac{H_v}{H_v + H_l} = \frac{1}{1 + \frac{H_v}{H_l}}$$

Resulta:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \sqrt{1 + \frac{H_v}{H_l}}$$

Estas tres ecuaciones están representadas en la figura 8.47b, 8.47c y 8.47d y de ellas, la más idónea para nuestro estudio es la 8.47b ya que presenta mayores variaciones de pendiente.

Puede verse fácilmente que, en la parte superior derecha de la curva, a partir del valor $K_v / K_l = 2$ la válvula no regula bien, puesto que debe existir mucha variación relativa para que Q / Q_{max} cambie apreciablemente. Por otro lado, a valores inferiores a $K_v / K_l = 1$, la válvula absorbe mucha pérdida de carga del sistema (50% al 100% leído en la escala de abscisas H_v / H) pudiendo sólo controlar hasta el 70% del caudal máximo, es decir, la válvula restringe demasiado la capacidad de caudal del sistema.

Por lo tanto, la zona idónea está comprendida entre $1 < K_v / K_l < 2,5$, o bien, $0,15 < H_v / H < 0,5$. Clásicamente se tomaba el valor intermedio $H_v / H = 30\%$ que correspondía a un porcentaje de caudal máximo aprovechable del sistema del $Q / Q_{max} = 83,6\%$.

Con la pérdida de carga clásica del 30% de la pérdida de carga total del sistema, la idea de usar una bomba centrífuga de velocidad variable es atrayente. Sin embargo, si se aplicase del 5% al 15% de pérdida de carga, en particular en válvulas del tipo de vástago rotativo, se gasta menos energía en la válvula de control.

Por otro lado, los sistemas para controlar la velocidad de los motores eléctricos trabajan con convertidores de frecuencia que controlan el par y la velocidad de los motores de inducción y acoplan la curva de la bomba a la pérdida de carga del sistema, evitando pues la pérdida de carga de la válvula de control y su gasto de energía asociado.

Por otro lado, la bomba es lenta en respuesta dinámica y su sistema de control es más caro, así como sus eventuales reparaciones, y presenta impactos potenciales sobre el sistema eléctrico de distribución debido a los armónicos que produce. Además, si el controlador envía una señal de control baja, la bomba, al girar a pocas revoluciones, puede fácilmente calentarse en exceso y quemarse por poca ventilación. Algunas de las marcas en el mercado son Danfoss VLT 5000, Micro-master VFD y ABB VFD.

De modo que, en líneas generales, la válvula de control continúa siendo la preferida para el control de caudal de fluidos, aunque hay casos en los que el empleo de una bomba de velocidad variable es adecuado, tal como en el control de fluidos corrosivos que obligarían a usar aleaciones especiales en la válvula de control.

8.1.11.5 Caudal máximo

El *caudal máximo* de cálculo de la válvula de control debe ser el 115% del caudal máximo si este dato es conocido y el 150% si el dato del proceso es aproximado. Este aumento constituye un factor

de seguridad para evitar que la válvula tenga que regular en una posición extrema de completa apertura o próxima a ella.

Si se conocen los caudales normal y máximo, un criterio práctico es:

$$\text{Caudal de cálculo} = \text{Caudal normal} \times 1,43$$

$$\text{Caudal de cálculo} = \text{Caudal máximo} \times 1,1$$

De este modo, la válvula trabaja en los 2/3 de su carrera, que es la mejor zona de trabajo. Por otro lado, es conveniente verificar que al caudal máximo del proceso no se le hayan añadido factores de seguridad adicionales. Si fuera así, no es necesario aplicar el factor de seguridad indicado.

8.1.11.6 Densidad

En las fórmulas del caudal, el coeficiente de la válvula es proporcional a la raíz cuadrada de la *densidad*. Si en un líquido no se conoce la densidad real puede estimarse su valor con un efecto casi despreciable en el cálculo de la capacidad de la válvula. Por ejemplo, una densidad de 0,9 en lugar de 0,8 da lugar a un error menor del 5% en el caudal. En el caso de un gas, la densidad en condiciones normales de presión y temperatura (1 atmósfera y 15 °C) se calcula fácilmente dividiendo su peso molecular por 29.

8.1.11.7 Tamaño de la válvula

Cuando se selecciona una válvula existe el peligro de sobredimensionarla. En efecto, al establecer la capacidad de la válvula un 15% o un 50% superior al caudal máximo, y elegir su tamaño consultando las tablas del fabricante, se escoge la correspondiente al K_v o C_v superior al que resulta del cálculo. Esto hace que la válvula esté más sobredimensionada cuanto mayor sea el tamaño, siendo el promedio del 40%.

Por ejemplo, el K_v de una válvula de 3" es de 130 y el de una de 4" es de 235. Como consecuencia, la válvula queda sobredimensionada en: $1,25 \times 1,4 = 1,75\%$, es decir, en un 75%. De este modo, la válvula regula el caudal máximo con sólo el $1/1,75 = 0,57 \approx 60\%$ de la amplitud de la señal de control, es decir, que sólo se aprovechará el intervalo de 0,2-0,68 bar. Se aprovecha, pues, sólo el 60%, con lo que aumenta la zona muerta de la válvula y, además, se incrementa su ganancia.

$$\frac{\text{Variación de carrera}}{\text{Variación de la señal de control (0,68 - 0,2)}}$$

Lo que empeora el control, al precisar de una ganancia más pequeña (banda proporcional mayor) y de un tiempo de acción integral más reducido. Una válvula con K_v o C_v ajustable, fija la señal de control integral (0,2-1 bar) a la carrera ajustada, aumentando la sensibilidad (la zona muerta disminuye) y reduciendo la ganancia del lazo de control, con lo que permite una menor banda proporcional y un mayor tiempo de acción integral, mejorando así el control.

En la figura 8.48 puede verse el gráfico comparativo entre una válvula de globo de 6" sobredimensionada ($K_v = 340$, $C_v = 400$) (curva A) y otra válvula de 6" con K_v ajustable ($K_{vmax} = 470$, $C_v = 550$) ajustado a $K_v = 200$ ($C_v = 240$) (curva B con leva lineal o curva C con leva isoporcentual).

Se observa en la figura 8.46 que la característica instalada de caudal es casi lineal, con lo que la ganancia del lazo de control es casi constante, lo que es sumamente beneficioso para el control.

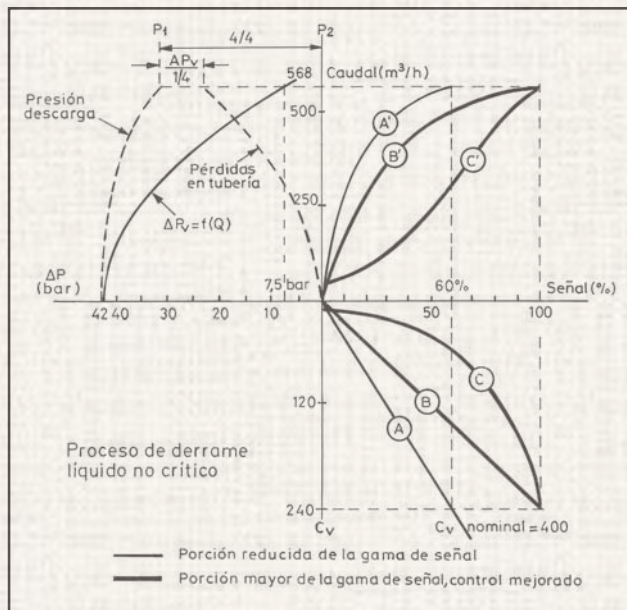


Figura 8.48 Comparación de una válvula sobredimensionada

8.1.11.8 Cálculo para líquidos

8.1.11.8.1 Generalidades

En los *líquidos* se aplica la fórmula general ya deducida, suponiendo inicialmente que el flujo es turbulento. Considerando que C puede significar K_v o C_v , según el valor de N_I (tabla 8.19), se tiene:

$$C = \frac{Q}{N_I} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

siendo:

Q = caudal máximo, en m^3/h o gpm

ρ = densidad relativa con respecto al agua

Δp = pérdida de carga, en bar, KPa o psia para el caudal máximo

N_I = factor de dimensionamiento (tabla 8.19)

8.1.11.8.2 Vaporización (*flashing*)

El líquido, de acuerdo con su presión y su temperatura, puede existir en estado líquido o de vapor. A temperaturas inferiores al punto de ebullición es un líquido y a temperaturas superiores es un vapor. Por otro lado, el punto de ebullición es función de la presión; cuanto más alta sea ésta, tanto mayor es la temperatura del punto de ebullición.

En algunas aplicaciones de las válvulas de control, el fluido existe antes de la válvula en estado líquido y aguas abajo en estado de vapor. Es evidente que en estas circunstancias se ha presentado una vaporización parcial o completa en alguna parte de la válvula por la estrangulación que ésta crea,

al existir en la salida una presión inferior o igual a la tensión de vapor del líquido a la temperatura de derrame. Es difícil precisar si, desde el punto de vista de cálculo el fluido, debe ser considerado como líquido o como vapor y, por lo tanto, no pueden aplicarse las fórmulas convencionales anteriores pero sí métodos empíricos que constituyen una aproximación a la solución del problema.

En un método se estima el grado de vaporización y se calculan dos coeficientes K_v , uno para el líquido y otro para el gas. La suma de los dos coeficientes es el K_v requerido. Este método es muy conservativo, ya que supone que el vapor existe en el líquido en el tramo anterior a la válvula cuando en la realidad se forma al pasar el líquido a través de la válvula y caer la presión. Asimismo, el método supone que el vapor y el líquido tienen la misma velocidad.

El fenómeno de la vaporización da lugar al paso de la mezcla líquido-vapor a gran velocidad a través de la válvula, con lo que el choque de gotas del líquido sobre el material de las paredes de la válvula y de la tubería erosiona la superficie, dando un aspecto mate y liso a la misma y provocando vibraciones de mucha menor importancia que en el fenómeno de la *cavitación*, que se describe a continuación.

8.1.11.8.3 Cavitación

En la estrangulación de la vena del líquido, llamada zona de vena contraída, el fluido alcanza su máxima velocidad y su mínima presión. Si en esta zona, la velocidad es suficiente, la tensión de vapor del líquido llega a ser inferior a la presión del vapor saturado, formando pues burbujas de vapor que colapsan (implosión) si a la salida de la válvula la presión es superior a la presión de saturación del líquido. Este fenómeno de formación continua de burbujas de vapor y su desaparición a la salida de la válvula recibe el nombre de *cavitación*.

El intercambio continuo entre la presión y la velocidad del líquido, a lo largo de su recorrido, a través de la válvula se denomina "recuperación de presión" y, tal como veremos, juega un papel importante en la determinación precisa del tamaño de la válvula cuando trabaja en estas condiciones.

La *cavitación* se inicia a presiones estáticas algo superiores a la tensión de vapor del líquido. Las cavidades que nacen dentro del líquido, y que colapsan súbitamente, limitan la capacidad de la válvula a partir de un determinado caudal crítico y pueden generar ruidos y vibraciones excesivos, con el peligro de causar daños mecánicos graves provocados por el impacto de las burbujas de vapor en implosión con alguna parte sólida de la válvula o de la tubería; la energía liberada por las burbujas es lo suficientemente grande como para destruir el material o la superficie de protección en poco tiempo. La cavitación debe evitarse y desaparece cuando la presión en la vena contraída es superior a la tensión de vapor.

En la figura 8.49 pueden verse las condiciones de presión con las que se presentan la vaporización y la cavitación y el aspecto de los daños por cavitación en las partes internas de la válvula.

En la figura 8.50 puede verse el grado de recuperación de presión que existe después de la válvula y que depende del tipo de la misma. Se aprecia que en el caso de un líquido, si la presión de salida es menor que su presión de vapor se presenta el fenómeno de la vaporización; pero si la presión, en la zona interna de la válvula donde el líquido alcanza su máxima velocidad, es menor que su presión de vapor y, al mismo tiempo, la presión de salida, debido a la recuperación de presión, es mayor que la presión de vapor del líquido, se forman burbujas de vapor en el interior de la válvula que colapsan a la salida apareciendo el fenómeno de la *cavitación*. La vaporización y la cavitación limitan el paso del líquido y el caudal no aumenta a pesar de que baje la presión de salida.

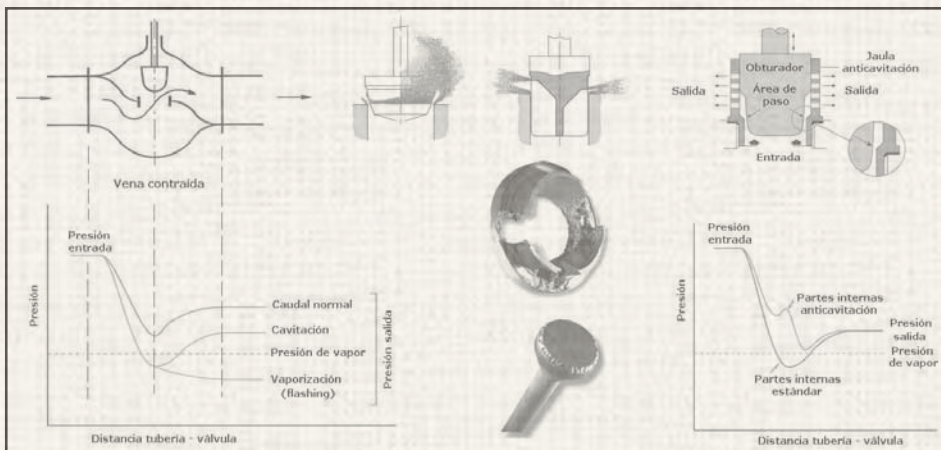


Figura 8.49 Vaporización y cavitación

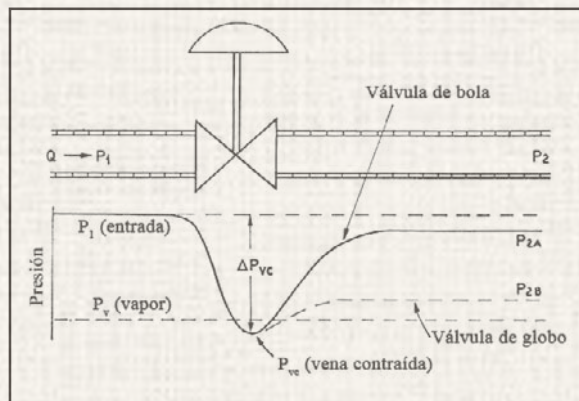


Figura 8.50 Recuperación de presión en dos tipos de válvulas

En el caso de un gas, tal como se verá más adelante, la disminución gradual de la presión de salida, manteniendo constante la presión de entrada, aumenta la velocidad del fluido en la vena contraída hasta alcanzarse la velocidad del sonido y, a partir de este punto, el caudal de gas no aumenta aunque baje más la presión de salida (*caudal estrangulado (choked flow)*). Se está en condiciones de *caudal crítico* con una relación crítica $R_e = P_{vc} / P_1$ entre la presión en la vena contraída, en condiciones de estrangulamiento de caudal, y la presión de entrada del gas que, evidentemente, es menor que la relación crítica de presiones P_2 / P_1 entre la entrada y la salida. La condición de caudal crítico se alcanza, pues, antes de lo que sería previsible por la relación P_2 / P_1 .

Los fenómenos descritos indican la necesidad de modificar el *caudal crítico aparente* afectándolo de un coeficiente de corrección para tener en cuenta la capacidad de recuperación de presión de la válvula. Cuanto mayor es ésta tanto más rápidamente se llega a las condiciones de *caudal crítico*.

En ensayos realizados con agua se determinó la curva que relaciona el caudal Q con la $\sqrt{\Delta p}$, siendo Δp la pérdida de carga a través de la válvula. Esta curva está representada en la figura 8.51, pudiendo observarse que su pendiente inicial es constante ya que corresponde a la fórmula:

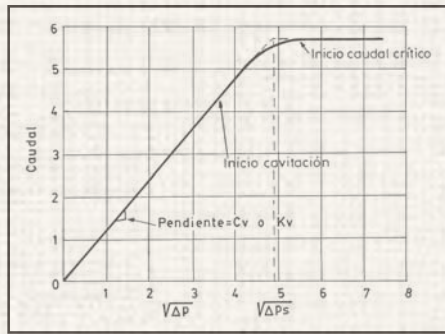


Figura 8.51 Curva de ensayo caudal- $\sqrt{\Delta p}$ para el agua

$$\frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} = K_v$$

Deducida de:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

Aumentando todavía más la pérdida de carga, la curva se transforma en horizontal lo que indica que se ha llegado a la condición de "caudal estrangulado" (*choked flow*) (o *caudal crítico*), es decir, que una ulterior disminución de la presión posterior no aumenta el caudal.

La pérdida de carga donde se inicia la cavitación se denomina pérdida de presión crítica, y es:

$$\Delta p_{\text{crítica}} = F_L^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$$

siendo:

F_L = factor de recuperación de presión sin conos reductores. Tiene en cuenta la forma geométrica interna de la válvula desde el punto de vista de su capacidad en condiciones de caudal crítico

F_F = factor de recuperación de presión del líquido sin conos reductores. Relación entre la presión en la vena contraída en condiciones de caudal crítico a la presión del vapor del líquido a la temperatura de entrada:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}$$

P_1 = presión de entrada

P_v = presión absoluta del vapor del líquido a la temperatura de entrada

Por lo tanto, si la pérdida de carga es menor que la anterior, se está en condiciones subcríticas.

Experimentalmente, se encontró en ensayos efectuados en aire y en agua que F_L se mantiene en valores coincidentes, tanto para líquidos en condiciones de vaporización o de cavitación como en gases con caudales críticos, lo cual indica que las válvulas presentan el mismo grado de recuperación de presión en los líquidos, en los gases o en los vapores.

Su expresión es:

$$F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}}$$

siendo:

p_{vc} = presión en la vena contraída

El coeficiente F_L (*Factor de recuperación de presión*) depende de la forma geométrica de la válvula con relación al caudal crítico. Se define como la relación entre el caudal máximo real en condiciones de caudal crítico y el caudal teórico en condiciones que no son de caudal crítico, pero que serían las calculadas si la presión diferencial fuera la diferencia entre la presión de entrada de la válvula y la presión aparente en la vena contraída en las condiciones de caudal crítico.

Este factor F_L puede determinarse por ensayo de acuerdo con la norma ANSI/ISA-75.01.01-2002 (figura 8.52).

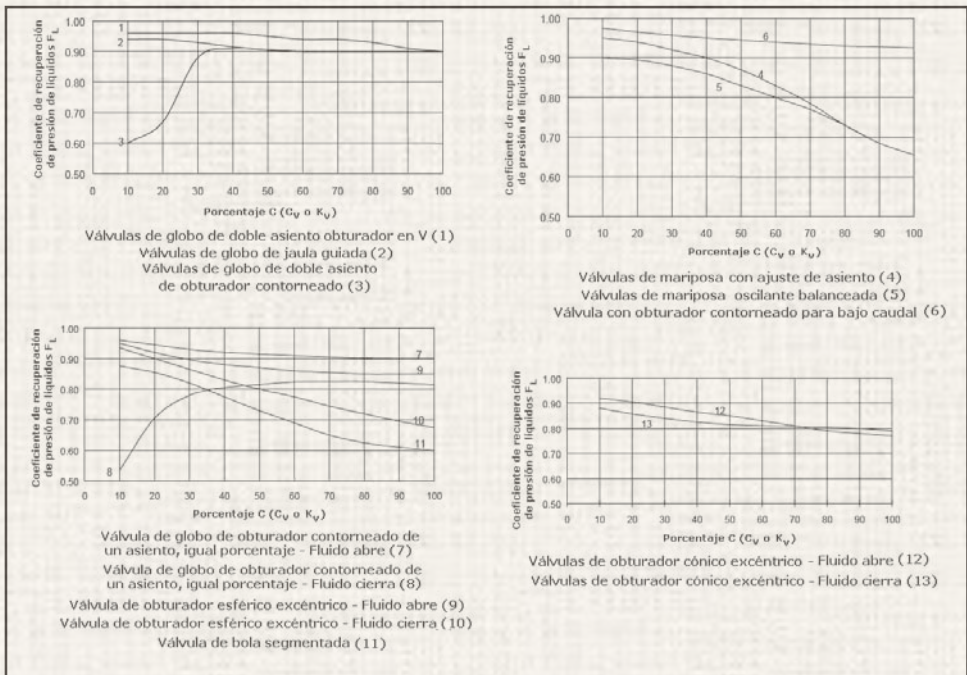


Figura 8.52 Coeficiente F_L de recuperación de presión en líquidos.

Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

El factor de recuperación de presión del líquido sin conos reductores (F_F) tiene por expresión:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{p_v}{p_c}}$$

Puede verse en la figura 8.53.

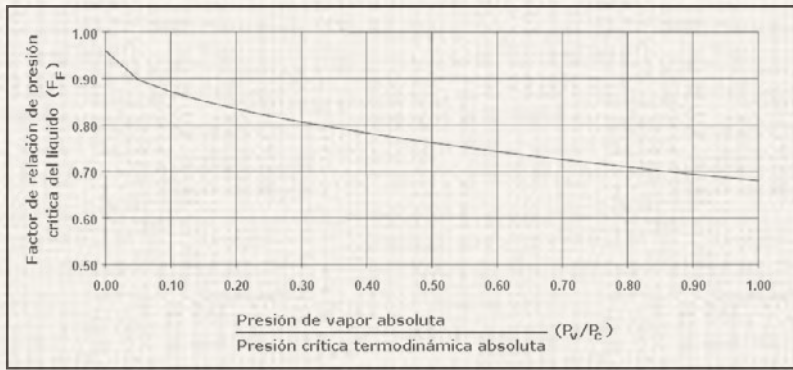


Figura 8.53 Factor F_F de relación de presión crítica en líquidos.

Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

8.1.11.8.4 Flujo turbulento en líquidos

En condiciones de proceso en las que el líquido no vaporiza, el flujo es turbulento provocado por los obstáculos que el líquido encuentra (codos, forma interna de la válvula, etc.). Si el número de Reynolds es menor de 10.000, el flujo ya no es turbulento, sino que es laminar o está en una zona de transición (viscosidad elevada, etc).

Se presentan varias condiciones de funcionamiento:

1. Condiciones subcríticas sin conos reductores (líquidos)

Se verifica:

$$\Delta p_{\text{crítica}} < F_L^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$$

Y la expresión del coeficiente de la válvula es:

$$C = \frac{Q}{N_1} \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

Recordando que C puede significar K_v o C_v , según el valor del valor numérico N_1 (tabla 8.21).

EJEMPLO 1:

Válvula de globo obturador parabólico, fluido abre.

Tamaño de la válvula = 150 mm.

Agua a 90 °C, densidad 965 Kg/m³, presión absoluta de entrada P_1 = 6,8 bar, presión absoluta de salida = 2,2 bar, caudal 310 m³/h.

Presión de vapor: P_v = 0,701 bar.

Presión termodinámica crítica: P_c = 221,2 bar.

Viscosidad cinemática:

$$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Aumentamos el caudal en un 15%, $Q = 356,5 \text{ m}^3/\text{h}$.

El factor de recuperación de presión del líquido sin conos reductores (F_F) vale:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{0,701}{221,2}} = 0,944$$

O bien consultando la figura 8.53.

El factor de recuperación de presión (tabla 8.18) es 0,9.

Comprobemos si las condiciones del proceso son críticas:

$$\Delta p_{\text{crítica}} = F_L^2 \times (P_1 - F_F \times P_v) = 0,90^2 \times (6,8 - 0,944 \times 0,701) = 4,972 \text{ bar} > 4,6 \text{ bar}$$

Lo que confirma que las condiciones del fluido son subcríticas.

El coeficiente de la válvula es:

$$K_v = \frac{Q}{N_1} \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} = \frac{356,5}{1} \times \sqrt{\frac{0,965}{4,6}} = 160,4$$

$$C_v = \frac{Q}{N_1} \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} = \frac{1.569,6}{1} \times \sqrt{\frac{0,965}{66,7}} = 188,8$$

Falta comprobar si el fluido es turbulento o laminar, lo que depende del nº de Reynolds. Con los datos:

D = tamaño de la válvula = 150 mm

F_d = factor de modificación del tipo de válvula. En la tabla 8.18 se encuentra el valor 0,46

Es la relación:

$$\frac{d_H}{d_0} = \frac{\text{Diámetro hidráulico de un paso de fluido (mm)}}{\text{Diámetro circular equivalente del área de flujo total (mm)}}$$

Viscosidad cinemática $\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

F_R = factor de corrección del número de Reynolds (sin dimensiones)

Re_v = número de Reynolds (sin dimensiones)

F_L = factor de recuperación de presión en líquidos = 0,9 (tabla 8.18)

G = peso específico del líquido

Se obtiene:

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{\nu \times \sqrt{K_v \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times K_v^2}{N_2 \times D^4} + 1} = \frac{0,0707 \times 0,46 \times 356,5}{3,26 \times 10^{-7} \times \sqrt{160,4 \times 0,9}} \times \sqrt[4]{\frac{0,9^2 \times 160,4^2}{0,0016 \times 150^4} + 1} = 2.960.027$$

Y, como es mayor que 10.000, el flujo es turbulento, lo que confirma que los cálculos anteriores son correctos.

2. Condiciones subcríticas con conos reductores (líquidos)

Cuando la válvula de control es de diámetro más pequeño que la tubería, conviene tener en cuenta el efecto de los conos reductores que conectan la tubería a la válvula de control, que dan lugar a una pérdida de carga adicional que proporciona un menor caudal con el mismo K_v (o C_v). Por este motivo, se usa un factor geométrico de tubería F_p para tener en cuenta esta influencia. El factor F_p es la relación entre el caudal de paso por la válvula con conos reductores al caudal que resultaría si la válvula de control se instalara sin conos reductores.

Y así, en condiciones subcríticas:

$$\Delta p_{\text{crítica}} < \left(\frac{F_{LP}}{F_p} \right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$$

siendo:

F_{LP} = factor de recuperación de presión del líquido combinado con el factor de geometría de la tubería de la válvula de control con conos reductores

F_p = factor de geometría de la tubería de la válvula de control

La expresión del coeficiente de la válvula pasa a:

$$C = \frac{Q}{N_1 \times F_p} \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

El factor de geometría de la tubería de la válvula de control F_p se determina en la figura 8.54 o bien consultando la tabla 8.18.

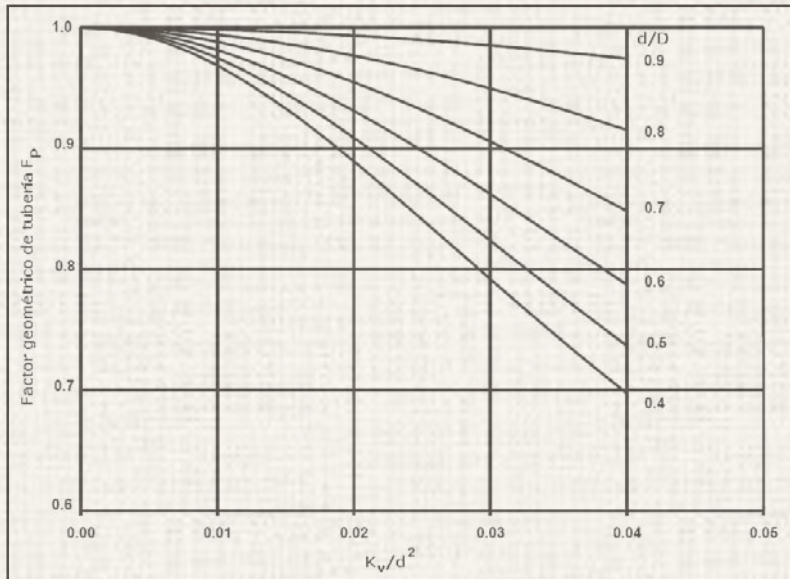


Figura 8.54 Factor de geometría F_p de la tubería de la válvula de control. Fuente: ISA 75.01.01-2002

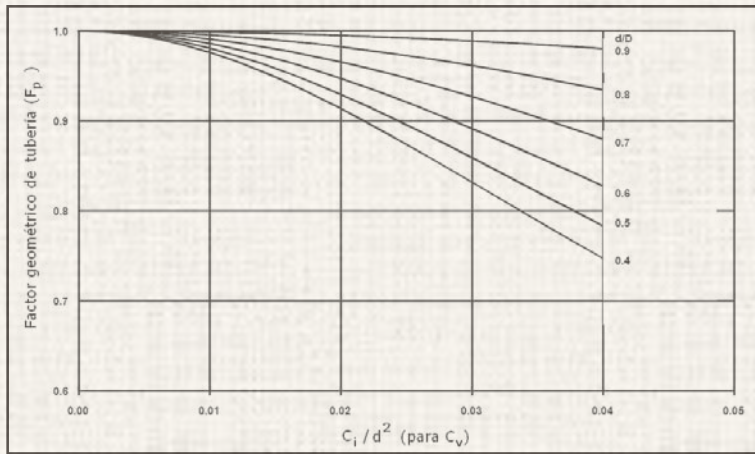


Figura 8.54 continuación Factor de geometría F_p de la tubería de la válvula de control. Fuente: ISA 75.01.01-2002

Un valor estimado del factor geométrico de tubería F_p es:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \times \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2})}{N_2} \times \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}}$$

La suma algebraica de los coeficientes ζ corresponde a los coeficientes de pérdida de carga efectiva de velocidad de todos los reductores asociados a la válvula de control, sin incluir la pérdida de velocidad de la propia válvula son:

Reductor de entrada:

$$\zeta_1 = 0,5 \times \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2$$

Reductor de salida (expansor):

$$\zeta_2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2$$

Si los reductores (reductor + expansor) son de diferente tamaño se tienen los coeficientes de Bernoulli:

$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 \quad \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^4$$

Los valores calculados de F_p proporcionan un coeficiente de caudal C ligeramente mayor del requerido, por lo que el cálculo debe ser iterativo, iniciándose con el cálculo de C para un flujo tur-

bulento subcrítico. El valor de F_P , determinado por ensayo según la norma ANSI/ISA-75.02-1996, tiene una exactitud del $\pm 5\%$.

3. Condiciones críticas sin conos reductores (líquidos)

Se verifica:

$$\Delta p_{\text{crítica}} \geq \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$$

Y el coeficiente de caudal es:

$$C = \frac{Q}{N_1 \times F_L} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F P_v}}$$

EJEMPLO 2:

Válvula de bola. Partes internas (bola segmentada), fluido abre. Tamaño de la válvula = 100 mm.

Agua a 90 °C, densidad 965 Kg/m³, presión absoluta de entrada $P_1 = 6,8$ bar, presión absoluta de salida = 2,2 bar, caudal 310 m³/h.

Presión de vapor $P_v = 0,701$ bar. Presión termodinámica crítica $P_c = 221,2$ bar.

Viscosidad cinemática $\nu = 3,26 \times 10^{-7}$ m²/s.

Aumentamos el caudal en un 15%, $Q = 356,5$ m³/h.

El factor de recuperación de presión del líquido sin conos reductores (F_F) vale:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} = 0,96 - 0,28 \times \sqrt{\frac{0,701}{221,2}} = 0,944$$

O bien consultando la figura 8.53.

El factor de recuperación de presión $F_L = 0,6$ (tabla 8.18).

Modificador de estilo de válvula $F_d = 0,98$ (tabla 8.18).

Comprobemos si las condiciones del proceso son críticas:

$$\Delta p_{\text{crítica}} = F_L^2 \times (P_1 - F_F \times P_v) = 0,60^2 \times (6,8 - 0,944 \times 0,701) = 2,21 \text{ bar} < 4,6 \text{ bar}$$

Lo que indica que las condiciones del fluido son críticas.

El coeficiente de la válvula es:

$$K_v = \frac{Q}{N_1 \times F_L} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}} = \frac{356,5}{1 \times 0,6} \times \sqrt{\frac{0,965}{6,8 - 0,944 \times 0,701}} = 235,6$$

O bien:

$$C_v = \frac{Q}{N_1 \times F_L} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}} = \frac{1.569,6}{1 \times 0,6} \times \sqrt{\frac{0,965}{98,6 - 0,944 \times 10,16}} = 272,4$$

Valores típicos de F_d (modificador de estilo de válvula), F_L (Factor de recuperación de presión en líquidos) y x_r (factor de relación de presión diferencial)					
Tipo de válvula	Partes internas (trim)	Dirección del flujo	F_L	x_r	F_d
Globo, simple asiento	3 V-port plug	Abre o cierra	0.9	0.70	0.48
	4 V-port plug	Abre o cierra	0.9	0.70	0.41
	6 V-port plug	Abre o cierra	0.9	0.70	0.30
	Obturador contorneado (lineal e igual porcentaje)	Abre	0.9	0.72	0.46
		Cierra	0.8	0.55	1.00
	Jaula perforada 60 orificios de igual diámetro	Centro de la jaula al exterior o del exterior al centro de la jaula	0.9	0.68	0.13
	Jaula perforada 120 orificios de igual diámetro	Centro de la jaula al exterior o del exterior al centro de la jaula	0.9	0.68	0,09
	Jaula caracterizada, 4 vías	Centro de la jaula al exterior o del exterior al centro de la jaula	0.9	0.75	0.41
			0.85	0.70	0.41
Globo, doble asiento	Obturador de paso total	Entrada entre los dos asientos	0.9	0.75	0,28
	Obturador contorneado		0.85	0.70	0,32
Globo en ángulo	Obturador contorneado (lineal e igual porcentaje)	Abre	0.9	0.72	0.46
		Cierra	0.8	0.65	1.00
	Jaula caracterizada, 4 vías	Centro de la jaula al exterior o del exterior al centro de la jaula	0.9	0.65	0.41
			0.85	0.60	0.41
	Venturi	Cierra	0.5	0.20	1.00
Globo, partes internas de tamaño reducido	Corte en V	Abre	0.98	0.84	0.70
	Asiento plano (carrera corta)	Cierra	0.85	0.70	0.30
	Aguja ahusada	Abre	0.95	0.84	$N19 * [(CFL)^{0,5}/Do]$
Rotativo	Obturador esférico excéntrico	Abre	0.85	0.60	0.42
		Cierra	0.68	0.40	0.42
	Obturador cónico excéntrico	Abre	0.77	0.54	0.44
		Cierra	0.79	0.55	0.44
Mariposa (eje centrado)	Rotación de 70°	Cualquiera	0.62	0.35	0.57
	Rotación de 60°	Cualquiera	0.70	0.42	0.50
	Paleta estriada (70°)	Cualquiera	0.67	0.38	0.30
Mariposa de altas prestaciones (eje excéntrico)	Asiento compensado (70°)	Cualquiera	0.67	0.35	0.57
Bola	Orificio total (70°)	Cualquiera	0.74	0.42	0.99
	Bola segmentada	Cualquiera	0.60	0.30	0.98

Tabla 8.18 Valores de F_d (modificador de estilo de válvula), F_L (factor de recuperación de presión en líquidos) y x_r (factor de relación de presión diferencial)

Falta comprobar si el fluido es turbulento o laminar, lo que depende del n° de Reynolds. Con los datos:

$$D = \text{tamaño de la válvula} = 100 \text{ mm}$$

F_d = factor de modificación del tipo de válvula = 0,98 (tabla 8.18)

Viscosidad cinemática $\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

F_R = factor de corrección del número de Reynolds (sin dimensiones)

Re_v = número de Reynolds (sin dimensiones)

F_L = factor de recuperación de presión en líquidos = 0,6 (tabla 8.18)

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{\nu \times \sqrt{K_v \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times K_v^2}{N_2 \times D^4} + 1} = \frac{0,0707 \times 0,98 \times 356,5}{3,26 \times 10^{-7} \times \sqrt{235,6 \times 0,6}} \times \sqrt[4]{\frac{0,6^2 \times 235,6^2}{0,0016 \times 100^4} + 1} = 6.562.991$$

Y, como es mayor que 10.000, el flujo es turbulento, lo que confirma que los cálculos anteriores son correctos.

4. Condiciones críticas con conos reductores (líquidos)

Se verifica:

$$\Delta p_{\text{crítica}} \geq \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$$

Y el coeficiente de caudal es:

$$C = \frac{Q}{N_1 \times F_{LP}} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F P_v}}$$

8.1.11.8.5 Flujo no turbulento (laminar y de transición) en líquidos

Cuando la viscosidad del líquido es alta o la pérdida de carga es pequeña o el valor de C_v o K_v es bajo, el flujo puede ser de transición o laminar y se presenta cuando el número de Reynolds < 10.000 .

El número de Reynolds se define como:

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{\nu \times \sqrt{C \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times C^2}{N_2 \times D^4} + 1}$$

En la que:

D = tamaño de la válvula

F_d = factor de modificación del tipo de válvula (sin dimensiones)

F_R = factor de corrección del número de Reynolds (sin dimensiones). Se aplica cuando el número de Reynolds es menor de 10.000 (fluido viscoso o baja velocidad)

Re_v = número de Reynolds (sin dimensiones)

ν = viscosidad cinemática (centistokes)

F_L = factor de recuperación de presión en líquidos

En la figura 8.55 puede verse un gráfico que relaciona el factor de corrección del número de Reynolds (F_R) con el número de Reynolds (Re_v).

El cálculo del número de Reynolds Re_v , requiere un proceso iterativo que se inicia considerando un flujo turbulento.

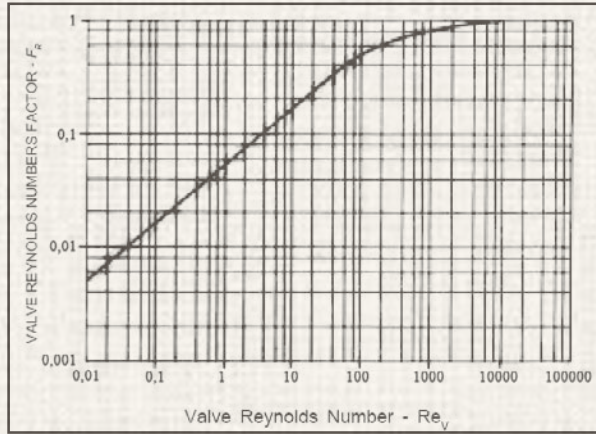


Figura 8.55 Relación entre el factor de corrección del número de Reynolds (F_R) y el número de Reynolds (Re_v). Fuente: Masoneilan

1. Flujo no turbulento sin conos reductores (líquidos)

El coeficiente de la válvula es:

$$C = \frac{Q}{N_1 \times F_R} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - P_2}}$$

2. Flujo no turbulento con conos reductores (líquidos)

Los conos reductores alteran el flujo laminar en la tubería, pero al no existir suficiente información sobre su influencia, se prefiere, para el cálculo de F_R , utilizar la fórmula del flujo no turbulento para válvulas del mismo tamaño que la tubería aunque se obtengan valores inferiores a los reales. Esto es debido a que el flujo laminar se va a retardar debido a la turbulencia adicional creada por los reductores y expansores. El usuario tenderá a aumentar el valor de F_R para un valor determinado del número de Reynolds.

8.1.11.9 Cálculo para gases y vapores

8.1.11.9.1 Generalidades

Los gases son fluidos en estado suficiente de sobrecalentamiento como para que puedan aplicárseles las leyes de los gases perfectos (aire, oxígeno, nitrógeno, argón, helio, etc.). El caudal de un fluido compresible (gas, vapor) varía en función de la relación entre la presión diferencial y la presión absoluta de entrada ($\Delta p/P_1$), representada por el símbolo x .

La fórmula del coeficiente de la válvula C , queda en:

$$C = \frac{Q}{N_9 \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$$

Con:

Q = caudal en las condiciones de servicio

P_1 = presión anterior absoluta

M = peso molecular del gas

Δp = presión diferencial ($P_1 - P_2$)

P_2 = presión posterior absoluta

T_1 = temperatura en grados Kelvin ($^{\circ}\text{C} + 273$)

x = factor de relación entre la presión diferencial y la presión absoluta de entrada ($\Delta p/P_1$)

Y = factor de expansión del gas para tener en cuenta el cambio de densidad del gas al pasar el fluido desde la entrada a la vena contraída y el cambio en el área de la vena contraída al variar la presión diferencial

N_g = factor de dimensionamiento, cuyo valor dependerá de las unidades seleccionadas

El *factor de expansión* Y es afectado por:

1. Relación del área de entrada del fluido y el área interior del cuerpo.
2. Perfil del flujo.
3. Factor de relación entre la presión diferencial y la presión absoluta de entrada ($x = \Delta p/P_1$).
4. Número de Reynolds (relación entre las fuerzas inerciales y viscosas existentes en el orificio de la válvula de control).
5. Relación de calores específicos γ (gamma).

El factor x_T engloba 1, 2 y 3. El factor F_K considera el factor 4. De este modo, el factor de expansión Y es:

$$Y = 1 - \frac{x}{3 \times F_K \times x_T}$$

siendo:

x = factor de relación entre la presión diferencial y la presión absoluta de entrada ($\Delta p/P_1$)

x_T = factor de relación de presión diferencial de una válvula de control instalada sin reductores (tabla 8.18)

F_K = factor de relación de calores específicos

Si la presión de entrada a la válvula se mantiene constante, y la presión de salida se va disminuyendo progresivamente, el caudal masa de gas aumentará hasta un límite, lo que se denomina *caudal crítico*. Una ulterior disminución de la presión de salida no va a producir ningún aumento de caudal.

Este límite se alcanza cuando la presión diferencial $x = F_K \times x_T$, habiendo utilizado el criterio de velocidad límite del gas como la de velocidad Mach1 (velocidad del sonido):

$$\frac{P_1}{P_2} \geq \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma + 1}}$$

con:

P_1 = presión absoluta de entrada

P_2 = presión absoluta de salida

γ = relación de calores específicos del gas

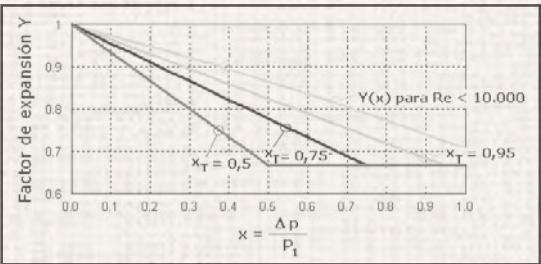


Figura 8.56 Factor de expansión Y

En la tabla 8.19 se muestran valores de γ y la relación P_1/P_2 para algunos gases típicos.

Gas	$\gamma = cp/cv$	Relación mínima P_1/P_2
Hydrogen	1,410	1,899
Methane	1,307	1,837
Propane	1,131	1,729
Butane	1,096	1,708
Ammonia	1,310	1,838
Chlorine	1,355	1,866
Sulfur dioxide	1,290	1,826
Carbon monoxide	1,404	1,895

Tabla 8.19 Relación de calores específicos (γ) y relación mínima de presiones absolutas (P_1/P_2) entre la entrada y la salida de la válvula para alcanzar el caudal crítico

En la condición de caudal crítico, el valor del factor de expansión pasa a ser de $Y = 1 - (1/3) = 0,667$. Luego, los límites de Y son de 0,667 y 1 para presiones diferenciales muy bajas.

Si la válvula de control se instala con reductores, esto influye sobre el valor de x_T y se considera otro factor x_{TP} , cuyo valor estimado es:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T \times \zeta_1}{N_5} \times \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}$$

en la que:

x_T = factor de relación de presión diferencial de una válvula de control instalada sin reductores (tabla 8.18)

$\zeta_i = \zeta_l + \zeta_{Bl}$, es decir, la suma de los coeficientes de pérdida de velocidad de entrada

Las fórmulas anteriores para gases no contienen un término que indique la densidad real del fluido en las condiciones de entrada y han aplicado las leyes de los gases perfectos. Estas leyes no son satisfactorias a partir de presiones superiores a 7 bar, por lo cual, en estos casos es necesario aplicar un factor de corrección de la densidad que se llama *factor de compresibilidad Z*.

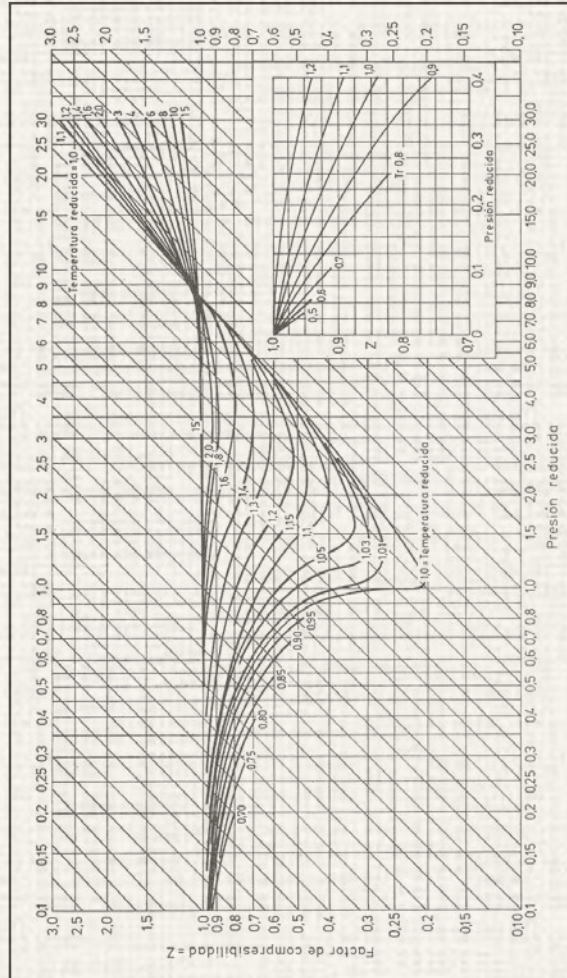


Figura 8.57 Factor de compresibilidad Z

El factor Z viene relacionado en función de la temperatura reducida y de la presión reducida, T_r y P_r , respectivamente, cuyos valores son:

$$P_r = \frac{\text{Presión de entrada absoluta}}{\text{Presión crítica absoluta}}$$

$$T_r = \frac{\text{Temperatura de entrada absoluta}}{\text{Temperatura crítica absoluta}}$$

En la tabla 8.20 pueden verse valores de temperatura reducida (T_r) y presión reducida (P_r) para varios gases.

Gas o vapor	Símbolo	M (peso molecular)	γ (Relación calores específicos)	F_γ (Factor de relación de calores específicos)	P_c (kPa) (presión crítica)	T_c (°K) (temperatura crítica)
Acetileno	C_2H_2	26,04	1,30	0,929	6,14	309
Aire	–	28,97	1,40	1,000	3,771	133
Amoníaco	NH_3	17,03	1,32	0,943	11,4	406
Argón	A	39,948	1,67	1,191	4,87	151
Benceno	C_6H_6	78,11	1,12	0,800	4,924	562
Isobutano	C_4H_{10}	58,12	1,10	0,784	3,638	408
n-Butano	C_4H_{10}	58,12	1,11	0,793	3,8	425
Isobutileno	C_4H_8	56,11	1,11	0,790	4	418
Anhídrido carbónico	CO_2	44,01	1,30	0,929	7,387	304
Monóxido de carbono	CO	28,01	1,40	1,000	3,496	133
Cloro	Cl_2	70,906	1,31	0,934	7,98	417
Etano	C_2H_6	30,07	1,22	0,871	4,884	305
Etileno	C_2H_4	28,05	1,22	0,871	5,04	283
Flúor	F_2	18,998	1,36	0,970	5,215	144
Freón 11 (tricloromonofluorometano)	CCl_3F	137,37	1,14	0,811	4,409	471
Freón 12 (diclorodifluorometano)	CCl_2F_2	120,91	1,13	0,807	4,114	385
Freón 13 (clorotrifluorometano)	$CClF_3$	104,46	1,14	0,814	3,869	302
Freón 22 (clorodifluorometano)	$CHClF_2$	80,47	1,18	0,846	4,977	369
Helio	He	4,003	1,66	1,186	229	5,25
n-Heptano	C_7H_{16}	100,20	1,05	0,750	2,736	540
Hidrógeno	H_2	2,016	1,41	1,007	1,297	33,25
Acido clorhídrico	HCl	36,46	1,41	1,007	8,319	325
Fluoruro de hidrógeno	HF	20,01	0,97	0,691	6,485	461
Metano	CH_4	16,04	1,32	0,943	4,6	191
Cloruro metílico	CH_3Cl	50,49	1,24	0,889	6,677	417
Gas natural	–	17,74	1,27	0,907	4,634	203
Neón	Ne	20,179	1,64	1,171	2,726	44,45
Óxido nítrico	NO	63,01	1,40	1,000	6,485	180
Nitrógeno	N_2	28,013	1,40	1,000	3,394	126
Octano	C_8H_{18}	114,23	1,66	1,186	2,513	569
Oxígeno	O_2	32,000	1,40	1,000	5,04	155
Pentano	C_5H_{12}	72,15	1,06	0,757	3,374	470
Propano	C_3H_8	44,10	1,15	0,821	4,256	370
Propileno	C_3H_6	42,08	1,14	0,814	4,6	365
Vapor saturado	–	18,016	1,25 – 1,32	0,893 – 0,943	22,119	647
Anhídrido sulfuroso	SO_2	64,06	1,26	0,900	7,822	430
Vapor sobrecalentado	–	18,016	1,315	0,939	22,119	647

Tabla 8.20 Presiones y temperaturas críticas de gases. Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

8.1.11.9.2 Flujo turbulento en gases

1. Condiciones subcríticas sin conos reductores

Para que las condiciones sean subcríticas $x < F_y \times x_T$:

$$C = \frac{Q}{N_9 \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$$

2. Condiciones subcríticas con conos reductores

Para que las condiciones sean subcríticas $x < F_y \times x_T$:

$$C = \frac{Q}{N_9 \times F_p \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$$

EJEMPLO 3:

Válvula rotativa de obturador excéntrico rotativo, fluido abre.

Tamaño de la válvula = 50 mm.

Anhidrido carbónico a 160 °C. Peso molecular = 44,01 kg/kmol.

Presión absoluta de entrada $P_1 = 6,8$ bar; Presión absoluta de salida = 3,1 bar.

Caudal $Q = 3.300$ Nm³/h a 1,01325 bar y 0 °C.

Presión de vapor $P_v = 0,701$ bar; Presión termodinámica crítica: $P_c = 221,2$ bar.

Viscosidad cinemática $\nu = 1,743 \times 10^{-5}$ m²/s.

Relación de calores específicos $\gamma = 1,30$.

Factor de compresibilidad $Z = 0,988$.

Tubería de entrada $D_1 = 80$ mm. Tubería de salida $D_2 = 100$ mm.

Conos reductores: cortos y concéntricos.

Factor de relación de presión diferencial $x_T = 0,60$ (tabla 8.18).

Factor de recuperación de presión del líquido $F_L = 0,85$ (tabla 8.18).

Modificador de estilo de válvula $F_d = 0,42$ (tabla 8.18).

Aumentamos el caudal en un 15%, $Q = 3.795$ Nm³/h a 1,01325 bar y 0 °C.

El factor de relación de calores específicos es:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} = \frac{1,30}{1,40} = 0,929$$

Y, así:

$$x = \frac{\Delta p}{P_1} = \frac{6,8 - 3,1}{6,8} = 0,544$$

$$F_\gamma \times x_T = 0,929 \times 0,60 = 0,557$$

Como $0,544 < 0,557$, las condiciones son subcríticas.

El factor de expansión Y es:

$$Y = 1 - \frac{x}{3 \times F_\gamma \times x_T} = 1 - \frac{0,544}{3 \times 0,929 \times 0,60} = 0,667$$

Falta comprobar si el fluido es turbulento o laminar, lo que depende del n° de Reynolds. Con los datos:

F_d = factor de modificación del tipo de válvula = 0,42 (tabla 8.18)

Viscosidad cinemática: $\nu = 1,743 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

F_L = factor de recuperación de presión en líquidos = 0,85 (tabla 8.18)

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{\nu \times \sqrt{K_v \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times K_v^2}{N_2 \times D^4}} + 1 = \frac{0,0707 \times 0,42 \times 3.795}{1,743 \times 10^{-5} \times \sqrt{63,27 \times 0,85}} \times \sqrt[4]{\frac{0,85^2 \times 63,27^2}{0,0016 \times 80^4}} + 1 = 891,176$$

Y, como es mayor que 10.000, el flujo es turbulento. Veamos la influencia de los conos reductores.

En el gráfico de la figura puede leerse el valor de F_p (factor de geometría de la tubería de la válvula de control) a partir de los coeficientes de pérdida de velocidad.

$$\frac{C}{d^2} = \frac{K_v}{d^2} = \frac{63,27}{50^2} = 0,0253$$

$$\frac{d}{D} = \frac{50}{100} = 0,5$$

Y, en el gráfico, se lee $F_p = 0,86$.

El valor de F_p también puede calcularse. Los valores calculados de FP proporcionan un coeficiente de caudal C ligeramente mayor del requerido, por lo que el cálculo debe ser iterativo, iniciándose con el cálculo de C para un flujo turbulento subcrítico. El valor de F_p , determinado por ensayo según la norma ANSI/ISA-75.02-1996, consigue una exactitud del $\pm 5\%$.

Se parte del valor inicial $F_{p(1)} = 1$; $C_1 = C = K_v$.

Valor del coeficiente de la válvula $C (K_v)$:

$$K_v = \frac{Q}{N_9 \times F_p \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}} = \frac{3.795}{2.460 \times 1 \times 6,8 \times 0,667} \sqrt{\frac{44,01 \times 433 \times 0,988}{0,544}} = 63,27$$

El valor de F_p es:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\zeta}{N_2} \times \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2})}{N_2} \times \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}}$$

Los coeficientes reductores de la tubería son:

Reductor de entrada:

$$\zeta_1 = 0,5 \times \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 = 0,5 \times \left[1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2 \right]^2 = 0,186$$

Reductor de salida (expansor):

$$\zeta_2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 = \left[1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2 \right]^2 = 0,563$$

Los coeficientes de Bernoulli, para reductores de entrada y salida de distinto diámetro, son:

$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 = 1 - \left(\frac{50}{80} \right)^4 = 0,847$$

$$\zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^4 = 1 - \left(\frac{50}{100} \right)^4 = 0,938$$

Así, el efecto de los reductores, realizando un cálculo iterativo, resulta:

$$F_{p(2)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \times \left(\frac{K_v}{d^2} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(0,186 + 0,563 + 0,847 - 0,938)}{0,0016} \times \left(\frac{63,27}{50^2} \right)^2}} = 0,89$$

Como:

$$\frac{F_{p(2)}}{F_{p(1)}} = \frac{0,891}{1} = 0,891 < 0,99$$

Es necesario realizar otra iteración. Y, así:

$$C_2 = \frac{C}{F_{p(2)}} = \frac{K_v}{F_{p(2)}} = \frac{63,27}{0,89} = 71,08$$

$$F_{p(3)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \times \left(\frac{C_2}{d^2} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(0,186 + 0,563 + 0,847 - 0,938)}{0,0016} \times \left(\frac{71,08}{50^2} \right)^2}} = 0,866$$

Como:

$$\frac{F_{p(3)}}{F_{p(2)}} = \frac{0,866}{0,89} = 0,97 < 0,99$$

Es necesario realizar otra iteración:

$$C_3 = \frac{C}{F_{p(3)}} = \frac{K_v}{F_{p(3)}} = \frac{63,27}{0,866} = 73,06$$

$$F_{p(4)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \times \left(\frac{C_3}{d^2}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{(0,186 + 0,563 + 0,847 - 0,938)}{0,0016} \times \left(\frac{73,06}{50^2}\right)^2}} = 0,860$$

Como:

$$\frac{F_{p(4)}}{F_{p(3)}} = \frac{0,860}{0,866} = 0,993 > 0,99$$

De modo que $F_{p(4)} = 0,86$ es el valor iterativo final de F_p .

El factor de relación de presión diferencial con conos reductores es x_{TP} .

Con los valores:

$$\zeta_1 = \zeta_1 + \zeta_{B1} = 0,186 + 0,847 = 1,033$$

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T \times \zeta_1}{N_5} \times \left(\frac{C_3}{d^2}\right)^2} = \frac{\frac{0,6}{0,86^2}}{1 + \frac{0,6 \times 1,033}{0,0018} \times \left(\frac{73,06}{50^2}\right)^2} = 0,627$$

Finalmente, el valor del coeficiente de la válvula:

$$K_v = \frac{Q}{N_9 \times F_p \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}} = \frac{3.795}{2.460 \times 0,86 \times 6,8 \times 0,667} \sqrt{\frac{44,01 \times 433 \times 0,988}{0,544}} = 73,58$$

3. Condiciones críticas sin conos reductores

Para que las condiciones sean críticas $x \geq F_\gamma \times x_T$:

$$C = \frac{Q}{0,667 \times N_9 \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_\gamma \times x_T}}$$

4. Condiciones críticas con conos reductores

Para que las condiciones sean críticas $x \geq F_\gamma \times x_T$:

$$C = \frac{Q}{0,667 \times N_9 \times F_p \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_\gamma \times x_{TP}}}$$

8.1.11.9.3 Flujo no turbulento (laminar y de transición) en gases

Cuando la pérdida de carga es pequeña, o el valor de C_v o K_v es bajo, el flujo puede ser de transición o laminar y se presenta cuando el número de Reynolds < 10.000 .

El número de Reynolds se define como:

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{v \times \sqrt{C \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times C^2}{N_2 \times D^4}} + 1$$

en la que:

D = tamaño de la válvula

F_d = factor de modificación del tipo de válvula (sin dimensiones) = relación entre el diámetro hidráulico del paso del flujo al diámetro de un orificio circular, cuya área, para un recorrido dado, es equivalente a la suma de las áreas de pasos de flujo idénticos. El fabricante lo expresa en función de la carrera de la válvula

F_R = factor de corrección del número de Reynolds (sin dimensiones). Se aplica cuando el número de Reynolds es menor de 10.000 (fluido viscoso o baja velocidad)

Re_v = número de Reynolds (sin dimensiones)

v = viscosidad cinemática (centistokes)

F_L = factor de recuperación de presión

1. Flujo no turbulento sin conos reductores

Condición número de Reynolds < 10.000.

$$C = \frac{Q}{N_{22} \times F_R} \sqrt{\frac{M \times T_1}{\Delta p \times (P_1 + P_2)}}$$

Ejemplo 4:

Válvula de control con obturador de aguja para flujo de gas.

Tamaño de la válvula $d = 15$ mm.

Diámetro del orificio $D_o = 5$ mm.

Diámetro interno de la tubería $D = 15$ mm.

Argon gas a 47 °C, peso molecular = 39,95 kg/kmol.

Presión absoluta de entrada $P_1 = 2,8$ bar; Presión absoluta de salida = 1,3 bar.

Caudal $Q = 0,4$ Nm³/h a 1,01325 bar y 47 °C.

Viscosidad cinemática $v = 1,338 \times 10^{-5}$ m²/s a 1 bar (presión absoluta) y 15 °C.

Relación de calores específicos $\gamma = 1,67$.

Factor de relación de calores específicos $F_\gamma = 1,19$.

Factor de relación de presión diferencial $x_T = 0,80$ (tabla 8.18).

Factor de recuperación de presión del líquido $F_L = 0,98$ (tabla 8.18).

Aumentamos el caudal en un 15%, $Q = 0,46$ Nm³/h a 1,01325 bar y 47 °C.

El primer paso es comprobar el valor del número de Reynolds.

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{v \times \sqrt{C \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times C^2}{N_2 \times D^4} + 1}$$

Para lo que hay que calcular el valor de C (K_v).

$$x = \frac{\Delta p}{P_1} = \frac{2,8 - 1,3}{2,8} = 0,536$$

El factor de expansión Y es:

$$Y = 1 - \frac{x}{3 \times F_y \times x_T} = 1 - \frac{0,536}{3 \times 1,19 \times 0,80} = 0,812$$

$$K_v = \frac{Q}{N_9 \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}} = \frac{0,46}{2.600 \times 2,8 \times 0,812} \sqrt{\frac{39,95 \times 320 \times 1}{0,536}} = 0,012$$

$$K_{v1} = 1,3 \times K_v = 1,3 \times 0,012 = 0,016$$

Valor estimado de F_d (tabla 8.18):

$$F_d = N_{19} \times \frac{\sqrt{K_{v1} \times F_L}}{D_0} = 2,5 \times \frac{\sqrt{0,016 \times 0,95}}{5} = 0,062$$

El número de Reynolds es:

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{v \times \sqrt{K_{v1} \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times K_{v1}^2}{N_2 \times D^4} + 1} = \frac{0,0707 \times 0,062 \times 0,46}{1,338 \times 10^{-5} \times \sqrt{0,016 \times 0,98}} \times \sqrt[4]{\frac{0,98^2 \times 0,016^2}{0,0016 \times 15^4} + 1} = 1.203$$

Comprobar si:

$$\frac{K_v}{d^2} < 0,016 \times N_{18}$$

$$\frac{0,016}{15^2} = 0,0000711 < 0,016 \times 0,865 = 0,0138$$

Como el número de Reynolds es menor de 10.000, el fluido es no turbulento (laminar y de transición) y se utiliza la ecuación:

$$n_2 = 1 + N_{32} \times \left(\frac{K_{v1}}{d^2} \right)^{2/3} = 1 + 140 \times \sqrt[3]{\left(\frac{0,016}{15} \right)^2} = 1,29$$

Se aplica un factor de corrección del número de Reynolds F_R que, en válvulas de partes internas reducidas, es:

$$F_R = 1 + \left(\frac{0,33 \times F_L^{1/2}}{n_2^{1/4}} \right) \times \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10.000} \right) = 1 + \left(\frac{0,33 \times 0,98^{1/2}}{1,29^{1/4}} \right) \times \log_{10} \left(\frac{1.203}{10.000} \right) = 0,713$$

O bien la ecuación:

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \times \sqrt{n_2 \times Re_v} = \frac{0,026}{0,98} \times \sqrt{1,29 \times 1.203} = 1,045$$

De los dos valores de F_R se utiliza el menor, 0,713. Así, el cálculo de K_v nos da:

$$K_v = \frac{Q}{N_{22} \times F_R} \sqrt{\frac{M \times T_1}{\Delta P \times (P_1 + P_2)}} = \frac{0,46}{1.840 \times 0,713} \sqrt{\frac{39,95 \times 320}{1,5 \times 4,1}} = 0,016$$

Comprobación del cálculo:

$$\frac{K_v}{F_R} = \frac{0,016}{0,713} = 0,0224 > K_{v1} = 0,016$$

Se repite el proceso de iteración aumentando K_{v1} en un 30%. Y así, $K_{v2} = 1,3 \times 0,016 = 0,0208$.

$$F_d = N_{19} \times \frac{\sqrt{K_{v2} \times F_L}}{D_0} = 2,5 \times \frac{\sqrt{0,0208 \times 0,98}}{5} = 0,0714$$

Y el número de Reynolds es:

$$Re_v = \frac{N_4 \times F_d \times Q}{v \times \sqrt{K_{v2} \times F_L}} \times \sqrt[4]{\frac{F_L^2 \times K_{v2}^2}{N_2 \times D^4}} + 1 = \frac{0,0707 \times 0,062 \times 0,46}{1,338 \times 10^{-5} \times \sqrt{0,0208 \times 0,98}} \times \sqrt[4]{\frac{0,98^2 \times 0,0208^2}{0,0016 \times 15^4}} + 1 = 1.056$$

Como el número de Reynolds varía poco, habiendo pasado de 1.203 a 1.056, el valor de F_R es prácticamente igual a $F_R = 0,713$ y el valor de $K_v = 0,016$. De este modo, las partes internas (obturador y asiento) tendrán K_v de valor 0,0126 o superior.

2. Flujo no turbulento con conos reductores

Condición número de Reynolds < 10.000.

Constante N	Coeficiente de caudal C		Unidades de la fórmula						
	K_v	C_v	W (caudal en peso)	Q (caudal en volumen)	P, Δp (presión, pérdida de carga)	p (peso específico)	T (Temperatura absoluta)	d, D	v
N ₁	0,1	0,0865	—	m ³ /h	kPa	kg/m ³	—	—	—
	1	0,865	—	m ³ /h	bar	kg/m ³	—	—	—
	—	1	—	gpm	psia	lbm/ft ³	—	—	—
N ₂	1,60 × 10 ⁻³	2,14 × 10 ⁻³	—	—	—	—	—	mm	—
	—	8,9 × 10 ⁻²	—	—	—	—	—	pulgadas	—
N ₄	7,07 × 10 ⁻²	7,6 × 10 ⁻²	—	m ³ /h	—	—	—	—	m ² /s
	—	8,73 × 10 ⁻⁴	—	gpm	—	—	—	—	cS
	—	2,153 × 10 ⁻⁴	—	scfh	—	—	—	—	cS

Tabla 8.21 Constantes numéricas de aplicación a las fórmulas del coeficiente de válvula (K_v o C_v).

Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

Constante N	Coeficiente de caudal C		Unidades de la fórmula						
	K_v	C_v	W (caudal en peso)	Q (caudal en volumen)	P, Δp (presión, pérdida de carga)	ρ (peso específico)	T (Temperatura absoluta)	d, D	v
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
		1×10^3	—	—	—	—	—	pulgadas	—
N_6	3,16	2,73	Kg/h	—	kPa	kg/m ³	—	—	—
	$3,16 \times 10$	$2,73 \times 10$	Kg/h	—	bar	kg/m ³	—	—	—
		$6,33 \times 10$	lbm/h	—	psia	lbm/ft ³	—	—	—
N_7	4,82	4,17	—	m ³ /h	kPa	—	—	—	—
	$4,82 \times 10^2$	$4,17 \times 10^2$	—	gpm	bar	—	—	—	—
		$1,36 \times 10^3$	—	scfh	psia	—	—	—	—
N_8	1,1	$9,48 \times 10^{-1}$	Kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10$	Kg/h	—	bar	—	K	—	—
		$1,93 \times 10$	lbm/h	—	psia	—	R	—	—
N_9 (t = 0 °C)	$2,46 \times 10$	$2,12 \times 10$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
		$6,94 \times 10^3$	—	scfh	psia	—	R	—	—
N_9 (t = 15 °C)	$2,60 \times 10$	$2,25 \times 10$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
		$7,32 \times 10^3$	—	scfh	psia	—	R	—	—
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1	—	—	—	—	—	mm	—
		$6,45 \times 10^2$	—	—	—	—	—	pulgadas	—
N_{19}	2,5	2,3	—	—	—	—	—	mm	—
		$9,06 \times 10^{-2}$	—	—	—	—	—	pulgadas	—
N_{22} (t = 0 °C)	$1,73 \times 10$	$1,50 \times 10$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
		$4,92 \times 10^3$	—	scfh	psia	—	R	—	—
N_{22} (t = 15 °C)	$1,84 \times 10$	$1,59 \times 10$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
		$5,20 \times 10^3$	—	scfh	psia	—	R	—	—
N_{27} (t = 0 °C)	$7,75 \times 10^{-1}$	$6,70 \times 10^{-1}$	Kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$7,75 \times 10$	$6,70 \times 10$	Kg/h	—	bar	—	K	—	—
		$1,37 \times 10$	lbm/h	—	psia	—	R	—	—
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	—	—	—	—	—	mm	—
		1,7	—	—	—	—	—	pulgadas	—

Tabla 8.21 continuación Constantes numéricas de aplicación a las fórmulas del coeficiente de válvula (K_v o C_v). Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

Los conos reductores alteran el flujo laminar en la tubería, pero al no existir suficiente información sobre su influencia, se prefiere utilizar la fórmula del flujo no turbulento para válvulas del mismo tamaño que la tubería, para el cálculo de F_R , aunque se obtengan valores inferiores de los reales. El usuario tenderá a aumentar su valor.

El cálculo es iterativo, empezando por el coeficiente de caudal C para flujo turbulento y utilizando el modificador de tipo de válvula F_d , que convierte la forma geométrica del orificio de la válvula a un tubo de sección circular.

8.1.11.10 Resumen de cálculo de coeficientes de válvulas

Puede verse en la tabla 8.22 para líquidos, gases y vapores. Hay que señalar que los fabricantes de válvulas disponen de programas informáticos que determinan los coeficientes K_v o C_v de las fórmulas con la suficiente aproximación para la selección del tamaño de la válvula del fabricante.

Fórmulas de coeficientes de válvulas ($C_v = 1,16 \times K_v$; $K_v = 0,86 \times C_v$)			
Líquidos (flujo turbulento)	Condiciones subcríticas (sin conos reductores)	$\Delta p_{critica} < F_L^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$ $K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$ $C_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$	Q = caudal máximo, en m³/h; ρ = densidad relativa con respecto al agua; Δp = pérdida de carga en bar; P_v = Presión de vapor (bar) Q = caudal máximo, en gpm; ρ = densidad relativa con respecto al agua; Δp = pérdida de carga en psia; P_v = Presión de vapor (psia)
	Condiciones subcríticas (con conos reductores)	$\Delta p_{critica} < \left(\frac{F_{LP}}{F_F}\right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$ $K_v = \frac{Q}{F_F} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$ $C_v = \frac{Q}{F_F} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$	Q = caudal máximo, en m³/h; ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_1 = Presión absoluta de entrada (bar); Δp = pérdida de carga en bar Q = caudal máximo, en gpm; ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_1 = Presión absoluta de entrada (psia); Δp = pérdida de carga en psia
	Condiciones críticas (sin conos reductores)	$\Delta p_{critica} \geq \left(\frac{F_{LP}}{F_F}\right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$ $K_v = \frac{Q}{F_L} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}}$ $C_v = \frac{Q}{F_L} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}}$	Q = caudal máximo (m³/h); P_1 = Presión absoluta de entrada (bar); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (bar) Q = caudal máximo (gpm); P_1 = Presión absoluta de entrada (psia); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (psia)
	Condiciones críticas (con conos reductores)	$\Delta p_{critica} \geq \left(\frac{F_{LP}}{F_F}\right)^2 \times (P_1 - F_F \times P_v)$ $K_v = \frac{Q}{F_{LP}} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}}$ $C_v = \frac{Q}{F_{LP}} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - F_F \times P_v}}$	Q = caudal máximo (m³/h); P_1 = Presión absoluta de entrada (bar); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (bar) Q = caudal máximo (gpm); P_1 = Presión absoluta de entrada (psia); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (psia)
Líquidos (flujo no turbulento - laminar o de transición) - No de Reynolds < 10.000	Flujo no turbulento (sin conos reductores)	$Re_c = \frac{0,0707 \times F_F \times Q}{V \times \sqrt{C_v \times F_L}} \times \sqrt{\frac{F_L^2 \times K^2}{890 \times D^4}} + 1 < 10.000$ $K_v = \frac{Q}{F_F} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - P_2}}$	Q = caudal máximo (m³/h); P_1 = Presión absoluta de entrada (bar); P_2 = Presión absoluta de salida (bar); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (bar); D = tamaño de la válvula (mm)
	Flujo no turbulento (con conos reductores)	$Re_c = \frac{87.300 \times F_F \times Q}{V \times \sqrt{C_v \times F_L}} \times \sqrt{\frac{F_L^2 \times C^2}{890 \times D^4}} + 1 < 10.000$ $C_v = \frac{Q}{F_F} \times \sqrt{\frac{\rho}{P_1 - P_2}}$	Q = caudal máximo (gpm); P_1 = Presión absoluta de entrada (psia); P_2 = Presión absoluta de salida (psia); ρ = densidad relativa con respecto al agua; P_v = Presión de vapor (psia); D = Tamaño de la válvula (pulgadas)
	Flujo no turbulento (sin conos reductores)	Utilizar las fórmulas de flujo no turbulento sin conos reductores, aunque se obtengan valores inferiores a los reales	

Tabla 8.22 Fórmulas de coeficientes de válvulas (K_v y C_v).

Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

Fórmulas de coeficientes de válvulas ($C_v = 1,16 \times K_v$; $K_v = 0,86 \times C_v$)				
Gases y vapores (flujo turbulento)	Condiciones subcríticas (sin conos reductores)	$X < F_y \times X_T$ $K_v = \frac{Q}{2.460 \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$ $C_v = \frac{Q}{6.940 \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$	$Q =$ caudal máximo (m³/h); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (bar); $T_1 =$ temperatura en grados Kelvin (°C + 273). $Q =$ caudal máximo (gpm); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (psia); $T_1 =$ temperatura en grados Rankine (K * (9/5)).	
	Condiciones subcríticas (con conos reductores)	$X < F_y \times X_T$ $K_v = \frac{Q}{2.460 \times F_p \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$ $C_v = \frac{Q}{6.940 \times F_p \times P_1 \times Y} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{x}}$	$Q =$ caudal máximo (m³/h); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (bar); $T_1 =$ temperatura en grados Kelvin (°C + 273). $Q =$ caudal máximo (gpm); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (psia); $T_1 =$ temperatura en grados Rankine (K * (9/5)).	
	Condiciones críticas (sin conos reductores)	$X \geq F_y \times X_T$ $K_v = \frac{Q}{1.640 \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_y \times x_T}}$ $C_v = \frac{Q}{4.630 \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_y \times x_T}}$	$Q =$ caudal máximo (m³/h); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (bar); $T_1 =$ temperatura en grados Kelvin (°C + 273). $Q =$ caudal máximo (gpm); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (psia); $T_1 =$ temperatura en grados Rankine (K * (9/5)).	
	Condiciones críticas (con conos reductores)	$X \geq F_y \times X_T$ $K_v = \frac{Q}{1.640 \times F_p \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_y \times x_{Tf}}}$ $C_v = \frac{Q}{4.630 \times F_p \times P_1} \sqrt{\frac{M \times T_1 \times Z}{F_y \times x_{Tf}}}$	$Q =$ caudal máximo (m³/h); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (bar); $T_1 =$ temperatura en grados Kelvin (°C + 273). $Q =$ caudal máximo (gpm); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (psia); $T_1 =$ temperatura en grados Rankine (K * (9/5)).	
Gases y vapores (flujo no turbulento - laminar o de transición)	Sin conos reductores	$Re_v = \frac{0,0707 \times F_v \times Q}{v \times \sqrt{K_v \times F_l}} \times \sqrt{\frac{F_v^2 \times K_v^2}{0,016 \times D^4} + 1}$ Condición número de Reynolds < 10.000. $D =$ Tamaño de la válvula $F_d =$ Factor de modificación del tipo de válvula; $F_R =$ Factor de corrección del número de Reynolds; $V =$ Viscosidad cinemática (centistokes); $F_L =$ Factor de recuperación de presión $Re_v = \frac{21.530 \times F_v \times Q}{v \times \sqrt{C_v \times F_l}} \times \sqrt{\frac{F_v^2 \times C_v^2}{890 \times D^4} + 1}$ Condición número de Reynolds < 10.000. $D =$ Tamaño de la válvula $F_d =$ Factor de modificación del tipo de válvula; $F_R =$ Factor de corrección del número de Reynolds; $V =$ Viscosidad cinemática (centistokes); $F_L =$ Factor de recuperación de presión	$K_v = \frac{Q}{1.840 \times F_v} \sqrt{\frac{M \times T_1}{\Delta p \times (P_1 + P_2)}}$ $C_v = \frac{Q}{5.200 \times F_v} \sqrt{\frac{M \times T_1}{\Delta p \times (P_1 + P_2)}}$	$Q =$ caudal máximo (m³/h); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (bar); $P_2 =$ Presión absoluta de salida (bar); $M =$ Peso molecular; $T_1 =$ temperatura en grados Kelvin (°C + 273); $\Delta p =$ Pérdida de carga (bar); $Q =$ caudal máximo (scfh); $P_1 =$ Presión absoluta de entrada (psia); $P_2 =$ Presión absoluta de salida (psia); $M =$ Peso molecular; $T_1 =$ temperatura en grados Rankine (°K * (9/5)); $\Delta p =$ Pérdida de carga (psia);
	Flujo no turbulento (con conos reductores)	Utilizar las fórmulas de flujo no turbulento sin conos reductores, aunque se obtengan valores inferiores a los reales		

Tabla 8.22 continuación Fórmulas de coeficientes de válvulas (continuación).
Fuente: ANSI/ISA-75.01.01-2002 (IEC 60534-2-1 Mod)

8.1.12 Ruido en las válvulas de control

8.1.12.1 Generalidades

En las industrias de proceso intervienen muchos factores que contribuyen al mantenimiento de altos niveles de ruido, entre los cuales, uno de los más importantes es el generado durante el funciona-

miento de las válvulas de control instaladas en tuberías que transportan líquidos, gases y vapores. Las leyes y normas aparecidas en la industria sobre el nivel de ruido admisible han contribuido a desarrollar, con ímpetu creciente, el estudio de su reducción en las válvulas de control. Como es natural, es básico analizar a fondo las causas del ruido en las válvulas para reducirlos a niveles aceptables.

De este modo, es posible evitar problemas acústicos en el proyecto de nuevas instalaciones. La reducción del ruido tiene dos efectos beneficiosos, cumplir la ley de prevención de riesgos laborales y eliminar el problema de altos niveles de ruido existentes dentro de las tuberías y componentes mecánicos situados aguas abajo de la válvula de control, que pueden llegar a destruirlos por vibración excesiva.

En la tabla siguiente se representan los niveles de ruido y el tiempo máximo de exposición admisibles desde el punto de vista de salud.

Tiempo de exposición (horas)	Nivel de sonido (dBA)
8	90
4	95
2	100
1	105
½	110
¼ o menor	115

Tabla 8.23 Tiempo de exposición al nivel de ruido

El cálculo del nivel de ruido de las válvulas de control es un problema que actualmente no puede resolverse de forma precisa debido al desconocimiento del valor de los distintos parámetros que intervienen. La predicción del nivel de ruido se hace, empíricamente, tomando como bases los múltiples datos tomados en ensayos realizados en condiciones de laboratorio.

Los términos más comúnmente empleados son:

Sonido. Forma de vibración que se propaga a través de medio elástico tal como el aire, por medio de una alternativa compresión y liberación de las moléculas a una frecuencia característica del medio.

Frecuencia del sonido, en Hz. Número de ondas sónicas que pasan por una posición en un segundo, o bien, número de veces con que la presión sónica varía en un ciclo completo (compresión y liberación) por segundo.

Presión del sonido. La onda sónica tiene una presión que fluctúa, por encima y por debajo de la presión atmosférica, y que produce la sensación auditiva del sonido. La presión del sonido es el valor cuadrático medio (valor eficaz) de los valores que la presión va tomando al ir variando de un valor alto en la compresión a un valor bajo en la expansión.

Decibelio, dB. Número sin dimensiones que es la décima parte del Bel. El Bel es el logaritmo en base 10 de la relación de dos potencias o intensidades. En acústica, el decibelio relaciona el nivel de presión del sonido o un nivel de potencia sónica con un nivel de referencia seleccionado.

Nivel de presión del sonido, spl (sound pressure level). Expresado en decibelios, el nivel de presión del sonido es 20 veces el logaritmo en base 10 de la relación entre la presión de este sonido y una presión de referencia que se toma, generalmente, de 0,0002 microbars.

$$Lp(dB) = 10 \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right)^2 = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0}$$

donde:

P = presión medida en Pascal

P_0 = presión de referencia = 2×10^{-5} Pascal (N/m²)

dB A. Nivel de presión medido en decibelios en la escala "A" de frecuencia de un medidor de nivel de sonido. El circuito "A" simula, con mucha aproximación, la sensibilidad del oído humano. Este es más sensible entre 500 y 1000 Hz con una cresta entre 3000 y 4000 Hz. Normalmente el nivel del sonido está referido a 1 metro de distancia aguas abajo de la válvula y a 1 metro de distancia de la tubería.

Atenuación. Debilitamiento o reducción del nivel de presión de sonido.

Otros términos empleados:

K_v o C_v = coeficiente nominal de capacidad de la válvula

P_1 = presión anterior a la válvula, bar

P_2 = presión posterior a la válvula, bar

P_v = presión del vapor del fluido, bar

F_p = razón de recuperación de presiones en la válvula, sin dimensiones

Z_1 = punto de cavitación incipiente

Z_2 = punto de máximo nivel de presión sónica en el flujo de un líquido

ΔP = diferencia de presiones $P_1 - P_2$, bar

ΔPIP_1 = razón de presiones (diferencia de presiones dividida por la presión anterior)

Los valores corrientes del nivel de presión del sonido se encuentran en la tabla 8.24 que figura a continuación.

dB	Fuente de sonido	dB	Fuente de sonido
155	Sirena próxima	70	Oficina ruidosa
140	Jet (umbral de dolor)	60	Conversación
130	Prensa hidráulica	50	Oficina
120	Claxon fuerte	40	Biblioteca
110	Camiones	30	Estudio de grabación
100	Metro; avión a hélice	20	Reloj eléctrico (3 m)
90	Orquesta sinfónica	10	Crujido de la hierba
80	Tráfico pesado	0	Umbral de silencio

Tabla 8.24 Nivel de presión sónica de ruidos comunes

8.1.12.2 Causas del ruido en las válvulas

La alta velocidad de los fluidos en las tuberías es una causa importante del ruido en las válvulas. Sin embargo, no pueden darse reglas de velocidad por la gran cantidad de variables que influyen.

Como guía, pueden considerarse los siguientes valores:

Líquidos:	1,5-3 m/s a 12-15 m/s
Gases:	75-120 m/s hasta 0,3 Mach
Vapor de agua o vapores:	20-30 m/s (hasta 2 bar) 30-50 m/s (saturado hasta 2 bar) 35-100 m/s (vapor sobrecalentado hasta 15 bar o 0,15 Mach)

La pérdida de presión, a través de la válvula, convierte la energía potencial del fluido en energía cinética por el aumento de velocidad que se presenta en el interior de la válvula en las partes internas (orificio entre el obturador y el asiento). Parte de la turbulencia generada por el aumento de velocidad del fluido (típicamente $\frac{1}{4}$ de la potencia acústica producida en el orificio interno) hace vibrar la tubería aguas abajo de la válvula, lo que se traduce en ondas de ruido radiadas a través de la tubería.

Tres son las causas principales del ruido en las válvulas de control: *vibración mecánica*, *ruido hidrodinámico* y *ruido aerodinámico*.

La *vibración mecánica* es debida a las fluctuaciones de presión casuales que se producen dentro del cuerpo de la válvula y al choque del fluido contra las partes móviles de la misma. Estos fenómenos dan lugar a la vibración del elemento correspondiente.

La vibración mecánica que se presenta con más frecuencia en la válvula es el movimiento lateral del obturador con relación a las superficies de guía. El ruido de esta vibración se parece a un golpeteo metálico y su frecuencia es normalmente menor de 1500 Hz.

Otra causa es la entrada en resonancia de un componente de válvula vibrando a su frecuencia natural. El ruido se reconoce por su característica altura de tono de alta frecuencia comprendido normalmente entre 3000 y 7000 Hz. Se produce una alta fatiga mecánica del material que puede llegar a destruirlo.

La mejora gradual en la calidad de fabricación de las válvulas de control ha disminuido la importancia de la vibración mecánica frente a los fenómenos de cavitación y de turbulencia. Por otro lado, puede eliminarse la vibración mecánica variando las condiciones del proceso o bien, si ello no es posible, cambiando la masa del obturador.

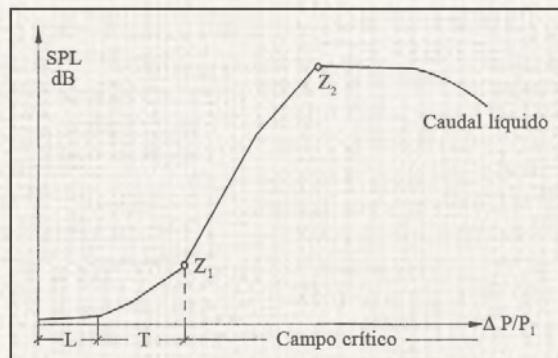


Figura 8.58 Nivel de ruido en líquidos

El *ruido hidrodinámico* es producido al circular los líquidos a través de la válvula, pudiendo encontrarse en varios estados: sin cavitación, con cavitación, y con vaporización, estados que se representan en la curva que relaciona el cociente de presiones $\Delta P/P_1$ y el nivel del ruido generado (SPL) (figura 8.58). Se encuentra primero una banda estrecha (L) sin casi emisión de sonido, sigue a continuación una banda más ancha (T) en la que aumenta moderadamente el nivel de ruido y, a partir de un cierto punto Z_1 , el ruido aumenta bruscamente para alcanzar un valor máximo Z_2 .

La *cavitación* iniciada en el punto Z_1 tiene lugar en dos etapas. En la primera, el fluido alcanza su máxima velocidad al pasar a través del orificio interno existente entre el obturador y el asiento y, si esta velocidad es suficiente, la presión en la vena contraída puede reducirse a la presión de vaporización del líquido, pasando éste al estado de vapor en forma de burbujas. La segunda etapa tiene lugar aguas abajo donde el fluido disminuye su velocidad y aumenta paralelamente su presión por encima de la presión de vapor y las burbujas, formadas anteriormente, se aplastan. La cavitación puede provocar graves daños y problemas importantes de vibración en las válvulas de control. Sin embargo, es fácil evitarla seleccionando adecuadamente los límites en las condiciones de servicio (ver estudio de cavitación). En el punto Z_2 existe el máximo nivel de presión del sonido. A continuación, sigue una potencia acústica radiada casi constante que se reduce al aumentar todavía más la relación $\Delta P/P_1$. Este último fenómeno se presenta porque la presión de salida P_2 se aproxima a la presión de vapor del líquido, es decir, la diferencia $P_2 - P$, tiende a cero y, en estas condiciones, prevalece más bien una evaporación continua en una fase de vapor comparativamente estable que una evaporación rápida con la subsiguiente condensación brusca. Por tanto, ello se traduce en una disminución del grado de cavitación y, por consiguiente, en un menor nivel de presión del sonido.

El *ruido aerodinámico* es la causa principal del ruido producido por la válvula. Proviene del flujo turbulento del vapor, del aire y de otros gases, siendo despreciable, prácticamente, en los líquidos. El ruido aerodinámico puede producirse por obstrucciones en el flujo del fluido, por expansión rápida o deceleración del gas a alta velocidad al salir de la válvula, o por codos o curvas bruscas existentes en el sistema de tuberías. Si el fluido alcanza la velocidad del sonido (Mach 1) se crean altos niveles de ruido; sin embargo, también pueden generarse ruidos importantes a velocidades tan bajas como 0,4 Mach y a bajas pérdidas de carga con grandes caudales. El ruido aerodinámico es aperiódico, con frecuencias comprendidas entre 2000 y 8000 Hz.

Los factores a considerar en la generación de este tipo de ruido son el tipo de fluido, el caudal, la presión anterior a la válvula, la pérdida de carga, la configuración de la tubería y las propiedades físicas del fluido. Entre los elementos que pueden producirlo directamente figuran los diafragmas, los autorreguladores de presión, etc.

La *Norma ISA-575.17-1989 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction* permite el cálculo del ruido aerodinámico. El ruido generado circula principalmente aguas abajo de la válvula dentro de la tubería y se transmite después a través de las paredes, siendo de interés el medido a 1 metro aguas abajo del cuerpo de la válvula y a una distancia de 1 metro fuera de la pared externa de la tubería. Las fórmulas correspondientes están basadas en ensayos realizados en condiciones de laboratorio y la exactitud conseguida en el cálculo, con respecto a la realidad de los ensayos de laboratorio, se estima en unos ± 5 dB.

En los cálculos se suponen gases y vapores secos de una sola fase que cumplan las leyes de los gases perfectos. Se suponen tuberías rectas en la descarga y velocidades máximas de salida de 0,3 Mach.

Se resumen los diferentes regímenes de generación de ruido y, a título sólo informativo, se presentan las fórmulas finales del ruido generado en la válvula y a 1 m de distancia al exterior de la tubería.

Los regímenes son el resultado de la conversión en energía sonora de una parte de la energía potencial (de presión) en turbulencia. Los diferentes tipos de regímenes resultan de diversos fenómenos sónicos entre las moléculas del gas y los chorros (*jets*) de choque sónico, y son:

- *Régimen I con flujo subsónico*, con el gas parcialmente recomprimido.

$$P_2 \text{ (presión de salida)} > P_{2c} \text{ (presión de salida en condiciones críticas)}$$

- *Régimen II flujo sónico* con interacciones entre los chorros (*jets*) de choque sónico y la mezcla de caudal turbulento estrangulado. La recompresión del gas disminuye.

$$P_{2c} \text{ (presión absoluta de salida en condiciones críticas)} > P_2 \text{ (presión de salida)} \geq$$

$$\geq P_{VCC} \text{ (presión absoluta en la vena contraída en condiciones críticas)}$$

- *Régimen III flujo supersónico* sin recompresión isoentrópica. Domina el mecanismo de cizallamiento y turbulencia.

$$P_{VCC} \text{ (presión absoluta en la vena contraída en condiciones críticas)} >$$

$$> P_2 \text{ (presión de salida)} \geq P_{2B} \text{ (presión absoluta de salida en el punto de ruptura)}$$

- *Régimen IV en el que se forma un disco de Mach* con disminución de los chorros (*jets*) de choque sónico. El mecanismo dominante es la interacción entre los chorros (*jets*) de choque y el flujo turbulento.

$$P_{2B} \text{ (presión absoluta de salida en el punto de ruptura)} > P_2 \text{ (presión de salida)} \geq$$

$$\geq P_{2CE} \text{ (presión absoluta de salida donde se inicia la zona de rendimiento acústico constante)}$$

- *Régimen V con un rendimiento acústico constante*. Una disminución de la presión de salida P_2 no aumenta más el ruido.

$$P_{2CE} \text{ (presión absoluta de salida donde se inicia la zona de rendimiento acústico constante)} >$$

$$> P_2 \text{ (presión de salida)}$$

Después de realizar unos cálculos, comunes para todos los regímenes, se determina el ruido generado en el interior de la válvula que, como se ha dicho, se transmite con mayor facilidad aguas abajo de la tubería que a través del propio cuerpo de la válvula y es radiado al exterior.

A título de información, la fórmula final del ruido aerodinámico (nivel de presión interna del sonido) es:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left(\frac{N_L W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right)$$

con:

N_L = constante numérica

W_a = potencia generada por el sonido

ρ_2 = densidad aguas abajo

c_2 = velocidad del sonido aguas abajo

D_i = diámetro interno de la tubería

Finalmente, como nivel de presión sonora irradiado por la superficie exterior de la tubería y a 1 m de distancia, se obtiene:

$$NPSA_{e,1m} = NPSA_e - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right]$$

en la que:

D_i = diámetro interno de la tubería

NPS_i = nivel de presión sonora interno sobre la pared de la tubería

T_L = pérdida de transmisión corregida para la frecuencia máxima

NPS_g = corrección relativa al número de Mach

Los cálculos son muy complicados y, como se ha visto, dependen del régimen en el que se encuentre el flujo del fluido. Los fabricantes de válvulas de control facilitan programas de ordenador que permiten realizar rápidamente los cálculos de predicción del ruido. Para más información puede consultarse la Norma IEC 534-8-3 de 1995 o la ISA S75.17.1989 aprobada el 19 de junio de 1991 (*Control Valve Aerodynamic Noise Prediction*).

8.1.12.3 Reducción del ruido

La reducción del ruido en las válvulas de control se logra, bien atacando la fuente de ruido, o bien atenuando la transmisión del sonido.

En el primer caso, el caudal del fluido se diverge o bien se alarga su recorrido. Para la diversión del fluido en chorros se suele utilizar una válvula de bola o rotativa con el obturador perforado o un obturador del tipo jaula (figura 8.59), dotado de múltiples orificios de forma variada parecidos a panales de abeja. Con un cuerpo de tamaño adecuado, y con este tipo de obturador, es fácil disminuir el ruido en unos 20 dB en comparación con una válvula de globo convencional seleccionada sólo teniendo en cuenta su capacidad.

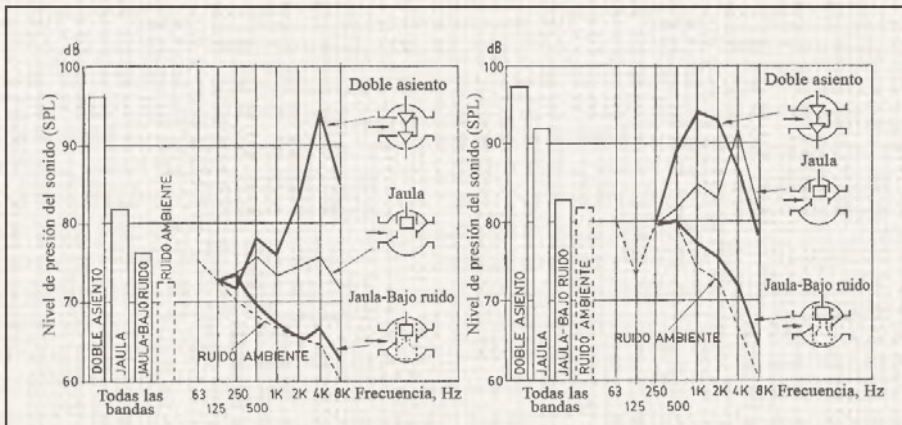


Figura 8.59 Reducción del ruido en un obturador tipo jaula

Para el alargamiento del recorrido (figura 8.60) se emplean conductos laberínticos, en las partes internas, entre el obturador y los asientos para aumentar la resistencia hidráulica del fluido y limitar su velocidad.

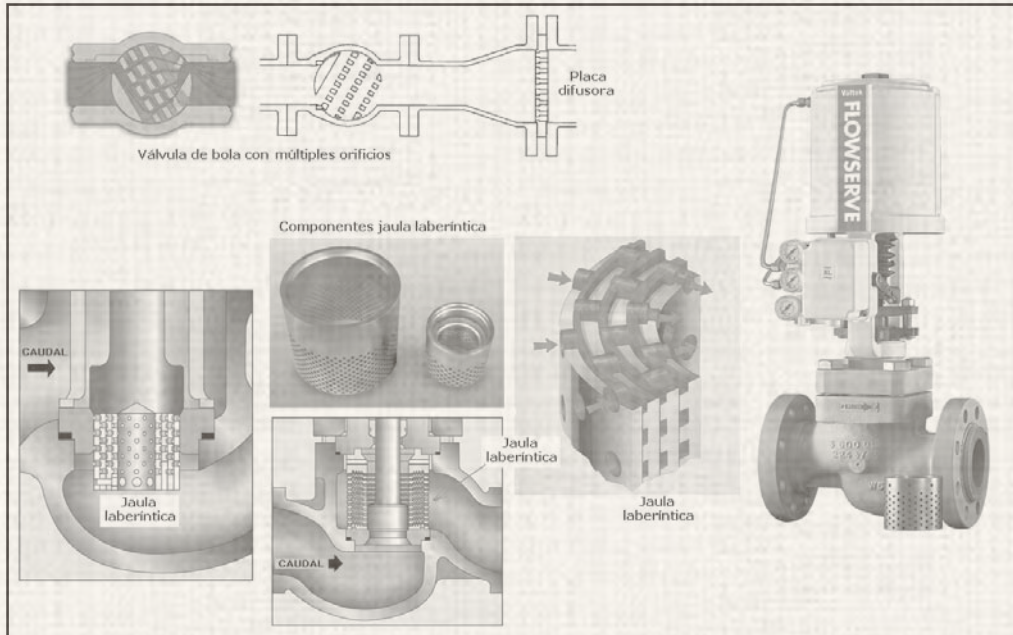


Figura 8.60 Conductos laberínticos entre obturador y asiento y difusores

Un conducto laberíntico complejo es el formado por un conjunto de discos con canales incorporados o cortados que forman pasos múltiples. De este modo, se reduce la velocidad y se aumentan las pérdidas por transmisión al incrementar la frecuencia. La reducción del ruido es del orden de los 30 dB.

La atenuación de la transmisión del sonido se logra por disipación de la energía acústica mediante materiales absorbentes. El material absorbente se sitúa aguas abajo y lo más próximo posible de la válvula de control. En la figura 8.61 puede verse un silenciador típico en forma de cámaras y tubos rellenos de material absorbente que puede atenuar el ruido en unos 30 dB o más.

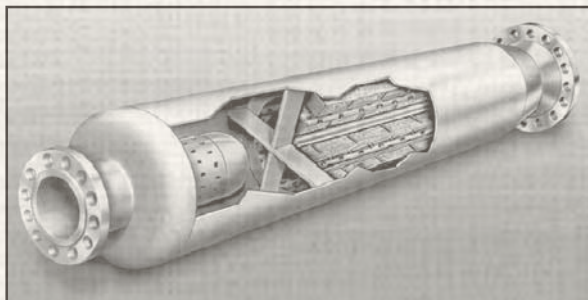


Figura 8.61 Silenciador en línea. Fuente: Valtek

Si el tipo de válvula seleccionada o el silenciador, o ambos, no atenúan suficientemente, es necesario aislar el ruido del exterior. Para ello, se disponen aislamientos sobre las fuentes en forma de manguitos, cajas aislantes o bien, incluso, cámaras y edificios especiales.

8.2 Otros elementos finales de control

En los procesos industriales altamente sofisticados, tales como hornos, tratamientos térmicos, máquinas de extrusión, máquinas de hilar fibra sintética, etc., la regulación precisa de la variable controlada (suele ser la temperatura) obliga a controlar la potencia entregada a las resistencias finales de calefacción.

Los primeros elementos que salieron al mercado, y que permitieron el control continuo de la potencia (sin considerar el control todo-nada), fueron el tiratrón y el ignitrón que eran, respectivamente, un tubo de vacío lleno de gas y un tubo con mercurio; sus dimensiones eran demasiado grandes y su costo excesivo para las potencias que se necesitaban. Después apareció el amplificador magnético o bobina saturable de bajo costo relativo, que ha sido realmente un equipo robusto que aportó la primera solución práctica de aplicación industrial. El rectificador controlado de silicio representó una revolución en el control de potencia por sus dimensiones reducidas y por trabajar con una alta densidad de corriente.

Estos elementos se comportan de forma parecida a una válvula de control: varían la corriente en la línea de alimentación a la carga en la misma forma en que una válvula cambia el caudal de fluido en una tubería.

8.2.1 Rectificadores controlados de silicio

Los *rectificadores controlados de silicio* o tiristores o SCR (*Silicon Controlled Rectifier*) emplean rectificadores de silicio que bloquean el paso de la corriente en sentido inverso, igual que los convencionales, pero además la bloquean en sentido directo hasta que no se aplica una pequeña señal en el cable de control o puerta. Una vez el rectificador pasa al estado de conducción, la señal puede desconectarse y aquél continuará en el mismo estado hasta que la corriente no cambie de sentido. No hay nuevo paso de corriente si la excitación no "enciende" nuevamente el rectificador.

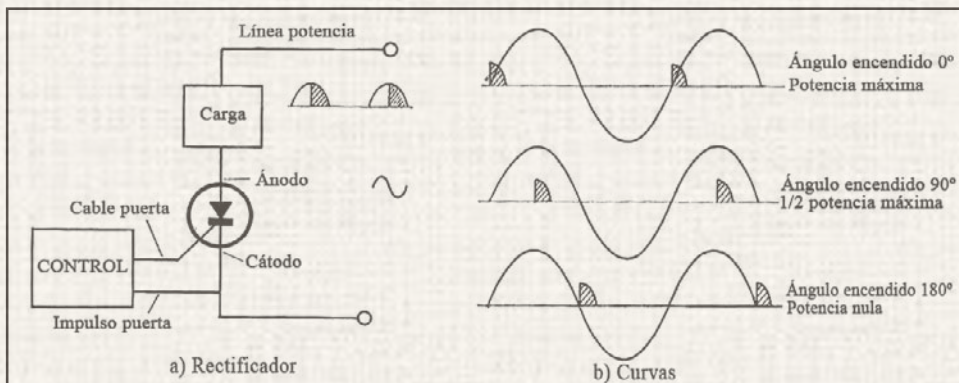


Figura 8.62 Rectificador controlado de silicio (SCR) y encendido por ángulo de fase

Para aprovechar el hem ciclo negativo se suele utilizar otro elemento SCR en oposición o bien su equivalente, una unidad triac.

El sistema de encendido de ángulo de fase (*phase angle fired*) (figura 8.62) puede aplicarse en el control de cargas resistivas e inductivas (figuras 8.63a y 8.63b).

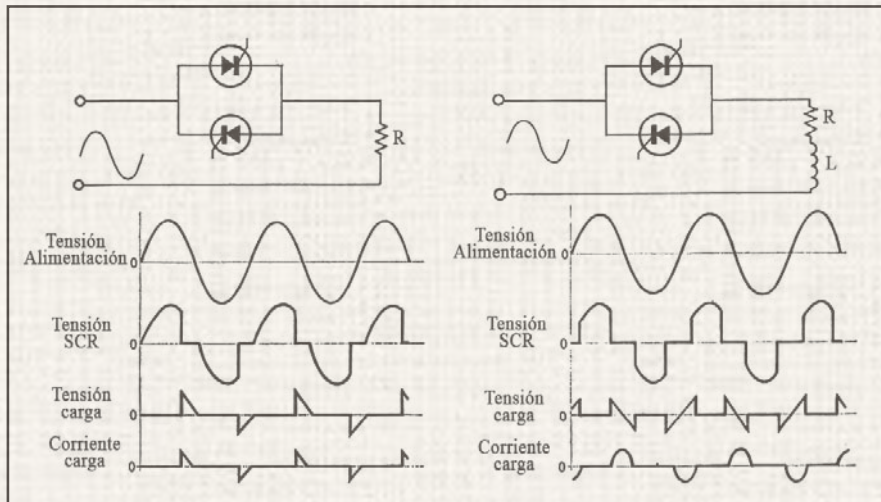


Figura 8.63 (a) Control de una carga resistiva (b) Control de una carga inductiva

En el *circuito de encendido por cruce de cero* (*zero crossover, fase cycling or burst firing*) la corriente alterna es entregada a la carga en forma de paquetes de ondas discontinuas. Este tren de ondas se genera mediante una excitación continua o bien por medio de impulsos sincronizados que actúan antes de que la tensión de línea cruce el valor cero, en lugar de un impulso sincronizado en fase como ocurría en el sistema de ángulo de fase. La señal de excitación mantiene el tiristor o el triac encendidos y al anularse aquélla, éstos dejan de conducir. El sistema se emplea típicamente en control proporcional en tiempo: se emiten una señal continua, o una serie de impulsos sincronizados, antes de que la tensión de línea cruce el valor cero, en número proporcional a la señal de control de 4-20 mA c.c. Si esta señal es, por ejemplo, de 12 mA c.c. y la base de tiempos o duración del ciclo es de 1 segundo, a la carga pasarán 25 ciclos "on" y dejarán de pasar 25 ciclos "off", tal como puede verse en la figura 8.64.

El circuito de encendido por cruce de cero se emplea, con preferencia, para cargas resistivas en calentamiento de hornos. En cargas ligeramente inductivas puede utilizarse con precaución, siempre que se limite el ángulo de encendido para evitar que la componente inductiva de la corriente dispare el circuito de protección.

Las unidades SCR requieren un sistema de protección para limitar la corriente de carga, en particular en el calentamiento de hornos donde el valor de las resistencias de calefacción varía del estado frío al estado caliente o de régimen. Esta limitación puede ser automática o manual, recomendándose la primera en hornos con elementos de calefacción de molibdeno o de platino. Si las características de la carga varían, y la corriente de carga llega a exceder el valor de seguridad, el limitador envía una señal al circuito de control del SCR a fin de mantener la corriente de salida a la carga en un valor soportable para los rectificadores de silicio. Esta disminución de corriente cambia

a medida que los elementos se van calentando gradualmente y van disminuyendo su resistencia eléctrica. El proceso continúa hasta el funcionamiento normal, en el cual el limitador de corriente no tiene prácticamente influencia.

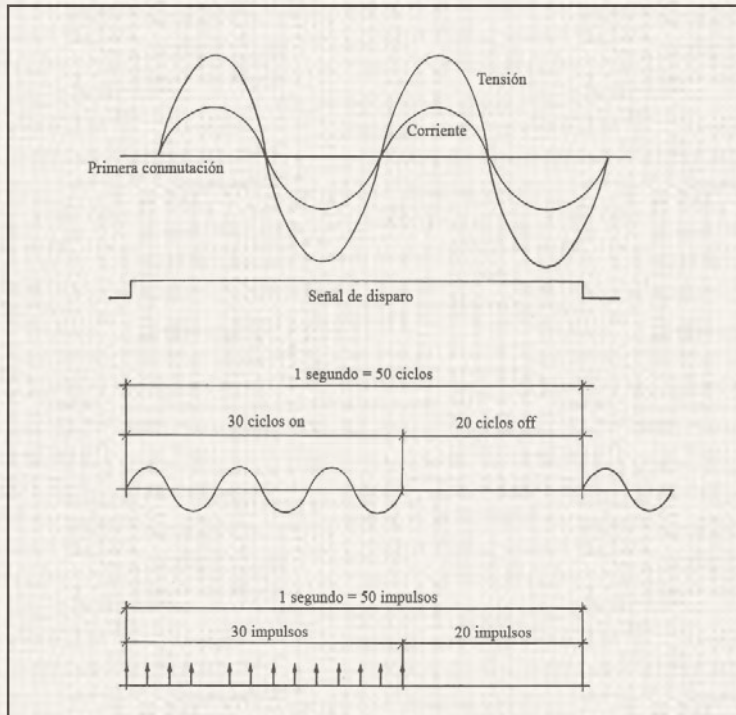


Figura 8.64 Circuito de encendido por cruce de cero

Las condiciones más desfavorables de funcionamiento se tienen en el arranque, ya que al aplicar la tensión total pasa una corriente excesiva, lo cual acorta la vida útil del elemento calefactor y sobrecarga el equipo de protección.

El tiristor necesita también una protección contra tensiones transitorias y fusibles como protección contra sobrecorrientes.

Los rectificadores de silicio controlado van provistos de indicadores del porcentaje de corriente de carga graduados del 0%-100%, de un conmutador automático manual y de un mando manual para el ajuste de la carga.

Las características de aplicación de los SCR son las siguientes:

- Ganancia extremadamente alta con un límite de 10.000 o superior.
- Su linealidad es excelente, de $\pm 2\%$ en todo el campo de medida.
- Su salida mínima es de 0 V. Ello indica que la potencia de alimentación a la carga puede anularse completamente.
- Bajas caídas de tensión de modo que, a la carga, puede aplicársela del 96% al 99 % de la tensión de línea.

- El tiempo de respuesta es corto, del orden de varios ciclos (1/50 s).
- Son de pequeño tamaño.
- Necesitan una protección contra corrientes transitorias.
- Su potencia nominal debe disminuirse si aumenta la temperatura de servicio.

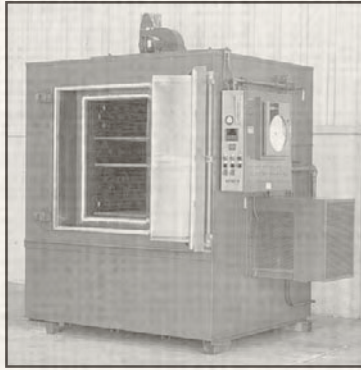


Figura 8.65 Horno con controlador de temperatura actuando sobre un SCR. Fuente: Grieve

8.2.2 Bombas dosificadoras

Las *bombas dosificadoras* (figura 8.66) son accionadas por actuadores neumáticos o electrónicos y utilizadas, principalmente, en el envío de cantidades precisas de líquidos para mezclas, en casos tales como el control de pH, tratamiento de aguas, adición de productos en la industria alimenticia, etc., aplicaciones que se caracterizan por bajos caudales, altas presiones, altas viscosidades, etc.

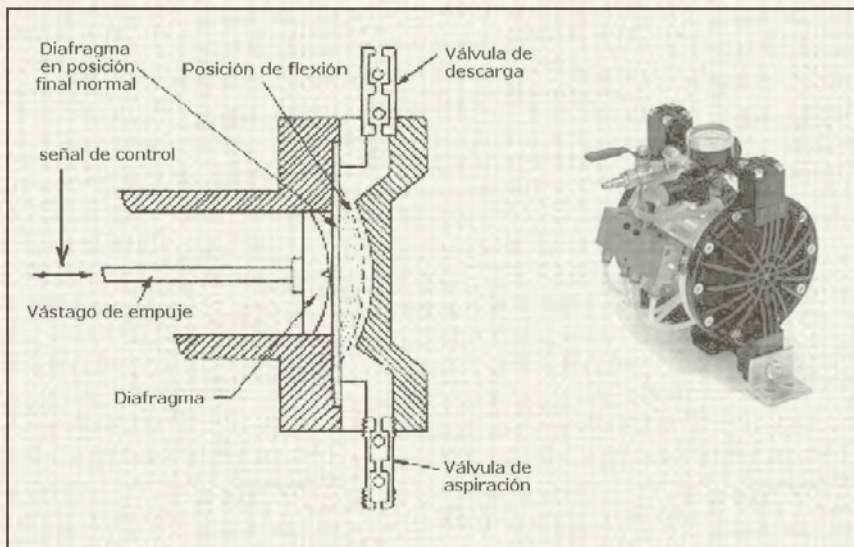


Figura 8.66 Bombas dosificadoras

8.2.3 Actuadores de velocidad variable

Los *actuadores de velocidad variable* (figura 8.67) gobiernan la velocidad de bombas centrífugas, ventiladores, compresores, etc., variando así el caudal de fluido y evitando la pérdida de energía que absorben las válvulas de control. El convertidor se alimenta con la potencia de la corriente alterna de la red y la convierte en una tensión o frecuencia variables de c.a. Se controla con la señal clásica de 4-20 mA c.c. o 0-10 V c.c. La señal de salida del convertidor de frecuencia es una onda senoidal simulada que controla la velocidad de un motor de inducción asíncrono.

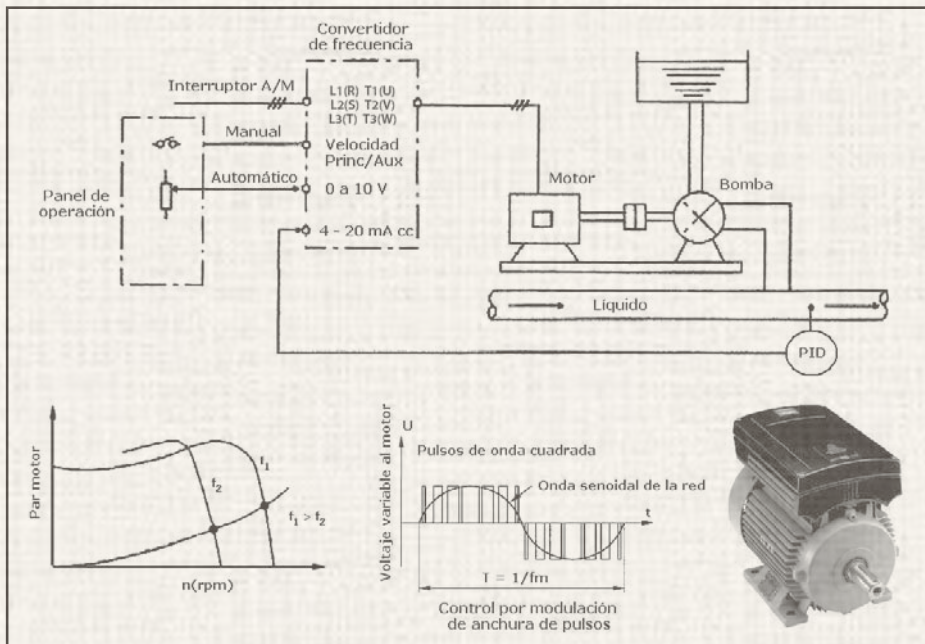


Figura 8.67 Convertidor de frecuencia alimentando un motor

Trabajan con convertidores de frecuencia que controlan el par y la velocidad de los motores de inducción y acoplan la curva de la bomba a la pérdida de carga del sistema.

La bomba es lenta en respuesta dinámica y su sistema de control es más caro, así como sus eventuales reparaciones, y presenta impactos potenciales sobre el sistema eléctrico de distribución debido a los armónicos que produce. Además, si el controlador envía una señal de control baja, la bomba, al girar a pocas revoluciones, puede calentarse en exceso fácilmente y quemarse por poca ventilación. Hay casos en los que el empleo de una bomba de velocidad variable es adecuado, tal como en el control de fluidos corrosivos que obligarían a usar aleaciones especiales en la válvula de control. Algunas de las marcas en el mercado son Danfoss VLT 5000, Micromaster VFD y ABB VFD.

8.2.4 Elementos finales varios

Otros dispositivos finales de control son los contactores, compresores, motores eléctricos, compuertas y autotransformadores ajustables motorizados.